

154445

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

## BİR RAYLI ARACIN DİNAMİK ANALİZİ

Uçak Müh. Davut YILMAZ

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstruksiyon Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

*Doç. Dr. İsmail Yüksek*

*Dr. Dr. Ahmet Altın*

**Tez Danışmanı : Yrd.Doç. Dr. Muharrem BOĞOÇLU (Y.T.Ü.)**

*[Signature]*

İSTANBUL, 2004

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTIMA LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ .....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ .....	vii
ÖNSÖZ .....	viii
ÖZET .....	ix
ABSTRACT .....	x
1. GİRİŞ .....	1
2. RAYLI ARAÇLAR .....	2
2.1 Tekerlekler .....	2
2.1.1 Demiryolu Tekerlekleri .....	2
2.1.2 Tramvay Tekerlekleri .....	3
2.1.3 Köprülü Kren Tekerlekleri .....	4
2.2 Bojiler .....	4
2.3 Raylı Araç Tipleri .....	4
2.3.1 Yolcu Vagonları .....	5
2.4 Yük Vagonları .....	5
3. RAYLI ARAÇLARIN DİNAMİĞİ .....	7
3.1 Matematiksel Modeller .....	7
3.2 Bir Tekerlek-Aks Setinin Hareket Denklemleri .....	8
3.2.1 Kinematik .....	9
3.2.2 Hareket Denklemleri .....	10
3.3 Bir Yolcu Vagonunun Düşey ve Yalpalama Hareketinin Modellenmesi .....	13
3.3.1 Hareket Denklemleri .....	14
4. RAYLI ARAÇLARIN PERFORMANSI .....	20
4.1 Giriş .....	20
4.2 Performans Kriterleri .....	20
4.2.1 Sperling Seyir İndeksi .....	21
4.2.2 ISO 2631 Yöntemi .....	23
5. RTX 2000 ARACI VE MODELLENMESİ .....	25
5.1 Gövde .....	25
5.2 Bojiler .....	26

5.2.1	Birincil Süspansiyonlar.....	26
5.2.2	İkincil Süspansiyonlar .....	27
5.2.3	Damperler .....	28
5.3	RTX 2000 Aracının ADAMS Modeli .....	29
5.3.1	Boji Modeli.....	29
5.3.1.1	Tekerlekler.....	30
5.3.1.2	Aks Kutuları.....	30
5.3.1.3	Birincil Süspansiyon.....	31
5.3.1.4	İkincil Süspansiyon.....	32
5.3.1.5	Damperler .....	33
5.3.2	Gövde Modeli .....	34
6.	ANALİZ VE SONUÇLARI .....	36
7.	SONUÇLAR.....	43
	KAYNAKLAR.....	44
	ÖZGEÇMİŞ.....	45



## SİMGE LİSTESİ

$a$	ivme
$B$	Frekansa bağılı frekans değerlendirme faktörü
$C$	Sistemin sönüm katsayısı
$E_d$	Sistemin sönümlenme enerjisi
$E_k$	Sistemin kinetik enerjisi
$E_d$	Sistemin potansiyel enerjisi
$f$	frekans
$H$	Momentum
$K$	Sistemin katılık matrisi
$F_L$	Sol rayın temas noktasındaki büzülme kuvveti
$F_R$	Sağ rayın temas noktasındaki büzülme kuvveti
$F_S$	Süspansiyon kuvveti
$M_L$	Sol rayın temas noktasındaki büzülme momenti
$M_R$	Sağ rayın temas noktasındaki büzülme momenti
$M_S$	Süspansiyon momenti
$N_L$	Sol rayın temas noktasındaki normal kuvvet
$N_R$	Sağ rayın temas noktasındaki normal kuvvet
$r_L$	Sol tekerleğin yuvarlanma yarıçapı
$r_T$	Sağ tekerleğin yuvarlanma yarıçapı
$W_z$	sperling seyir indeksi
$\Psi$	Sapma açısı
$\beta$	açısal deplasman
$\phi$	yalpa açısı
$\Omega$	Nominal tekerlek-aks seti yuvarlanma yarıçapı
$\Delta_L$	Denge konumundan temas noktalarının yanıl deplasmanı

## **KISALTMA LİSTESİ**

ISO International Organization for Standardization  
TCDD Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları



## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 TCDD’de kullanılan bir tekerlek profili.....	3
Şekil 2.2 TCDD yük vagonlarında kullanılan Y25 tipi bir boji .....	4
Şekil 2.3 TCDD’de kullanılan TVS 2000 yolcu vagonu.....	5
Şekil 2.4 Tipik bir Kuzey Amerika yük vagonu.....	6
Şekil 3.1 Araç hareket eksenleri .....	8
Şekil 3.2 Raylı araçların ve tren muhtevasının dinamik davranışı .....	8
Şekil 3.3 Eksen takımı .....	10
Şekil 3.4 Bir tekerlek-aks grubunun serbest cisim diyagramı .....	11
Şekil 3.5 Bir yolcu vagonunun düşey ve yalpa hareketi için model.....	14
Şekil 4.1 Sperling’e göre frekans ağırlık fonksiyonları.....	23
Şekil 5.1 RTX 2000 aracı .....	25
Şekil 5.2 RTX 2000’e ait imalat halindeki bir motorlu boji.....	26
Şekil 5.3 Birincil süspansiyon .....	27
Şekil 5.4 Hava yastıkları.....	28
Şekil 5.5 Dikey damperlerin kapasitesi .....	28
Şekil 5.6 RTX’in boji kirişi .....	29
Şekil 5.7 Tekerlek profili.....	30
Şekil 5.8 Aks kutuları .....	31
Şekil 5.9 Birincil süspansiyon .....	32
Şekil 5.10 Nishimura hava yastıkları.....	32
Şekil 5.11 Dikey damper .....	33
Şekil 5.12 Tüm bojinin ADAMS modeli .....	34
Şekil 5.13 Tüm sistemin ADAMS modeli .....	35
Şekil 6.1 Avlanma moda, doğal frekans 0.7436.....	37
Şekil 6.2 Yalpa moda, doğal frekans 2,4425 .....	38
Şekil 6.3 Bojilerin avlanma moda, doğal frekans 5,2253.....	39
Şekil 6.4 Ön bojinin sağ tekerleklerine gelen eşdeğer yanal kuvvet.....	39
Şekil 6.5 Ön bojinin sağ tekerleklerine gelen eşdeğer düşey kuvvet .....	40
Şekil 6.6 Ön bojinin sol tekerleğinin yanal yer değişimi .....	40
Şekil 6.7 Ön bojinin sağ tekerleğinin yanal yer değişimi.....	41
Şekil 6.8 Vagon gövdesinin yanal ivmelenmesi.....	41
Şekil 6.9 Vagon gövdesinin dikey ivmelenmesi .....	42

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 $W_z$ sayısı ve seyir kalitesi.....	22
Çizelge 6.1 Sistemin Doğal Frekansları .....	36
Çizelge 6.2 Sperling seyir indeksleri .....	42



## ÖNSÖZ

Bu çalışmada İstanbul Ulaşım A.Ş.'de imal edilmekte olan yerli tramvay araçlarının dinamik karakteristikleri belirlenmiş, daha sonra da farklı hızlar için konfor çalışması yapılmıştır. Tüm analizler için MSC Software firmasının ADAMS/Rail ve ADAMS/VIEW yazılımları kullanılmıştır.

Bu çalışmada yardımlarını esirmeyen tez danışmanın Sayın Yrd.Doç. Dr. Muharrem Bogoclu'ya, İstanbul Ulaşım A.Ş. Tasarım Bölümü şefi Murat Kavak'a teşekkür ederim.

Ayrıca benden hiçbir zaman maddi ve manevi desteklerini eksik etmeyen aileme ve eşime teşekkürü bir borç bilirim.



## ÖZET

Demiryolları günümüzün en güvenli ve en konforlu ulaşım araçlarından biridir. Raylı araçlardan ilk etapta beklenen şey emniyetli olmasıdır. Konfor ise genelde 2. planda gelmektedir. Tekerlekler ve rayın teması sonucu ortaya çıkan etkileşimli kuvvetler hem konforu hem de emniyeti etkiler.

Raylı araçları dinamik olarak inceleyebilmek için, ilk etapta doğru bir matematiksel modelin kullanılması şarttır. Ayrıca modellenen sistemlerinin gerçeğe yakınlık derecesi, sonuçları doğrudan etkileyecektir. Birincil ve ikincil süspansiyonların karakteristiğiyle, tekerlek-ray etkileşimi, raylı araçların dinamik davranışını güçlü bir şekilde etkiler.

Bu çalışmada; İstanbul Ulaşım A.Ş.'de imal edilen araçları modellemek ve dinamik davranışlarını analiz etmek için ADAMS/Rail programı kullanılmıştır. Araçların dinamik analizinde, gerçek konfigürasyona sahip boji modeli ve ray düzgünlüğü kullanılmıştır. Yolcuların konfor indeksini analiz edebilmek için, araç gövdesinde ölçülen ivmelenmeler kullanılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Dinamik, konfor, tren, ADAMS, ray



## **ABSTRACT**

Railway are one of the most reliable and comfort transportation units. Safety is most important things in the railway engineering. Comfort is at the second level. Interactive forces due to contacting of rail and wheels effect both comfort and safety.

To understand dynamic behaviour of railway vehicles, it's necessary to build a appropriate model. In addition to this, modelled systems' closeness to realty effects the results. The dynamic behaviour of the railway vehicles is strongly influenced by the primary and secondary suspension characteristics and by the Wheel-rail interaction.

In this work, the ADAMS/Rail program is used to model a railway vehicle, manufactured by Istanbul Ulaşım A.Ş., and to analyse their dynamic behaviour. In the dynamic analysis of these train models, a Track with a realistic geometric configuration is used and the track irregularities are introduced. The accelerations developed in the carbody are extracted in order to analyse the comfort index of the passengers.

**Keywords:** Dynamic, comfort, train, ADAMS, rail



## 1. GİRİŞ

Raylı sistemler, günümüzde en güvenli ve konforlu ulaşım araçlarından biridir. Raylı araçların karayolu araçlarına göre bir çok üstünlükleri vardır. Enerji tüketimleri daha azdır, hem yolcu hem de yük taşıma kapasitesi daha yüksektir, nisbeten trafikten bağımsızdır. Yolcunun raylı sistem araçlardan beklediği ise emniyetli, hızlı ve konforlu bir ulaşım. Gerçekte raylı sistemlerle yapılan ulaşım diğer ulaşım türlerine göre oldukça emniyetli olmakla birlikte, herhangi bir kaza anında araç yapısının yolcu ve sürücü hayatını koruyucu gerekli emniyet kriterlerini sağlaması zorunludur. Hız özellikle uzun mesafeli seyahatlerde ikinci derecede öneme sahiptir. Günümüzde raylı sistem yolcularının bir diğer beklentisi ise konfordur. Konforun kapsamı çok geniştir. Bu kapsam içinde sağlanması gerekenlerin en önemlilerinden biri de iyi bir seyir kalitesidir. Bu yolcuya emniyet hissi verecektir. Diğer taraftan sallantılar ve darbeler yolcudaki endişe ve yorgunluğa neden olacaktır. Konfor kapsamındaki diğer bir husus da gürültü seviyesinin düşük olmasıdır. Bu da yolcudaki yorgunluğu azaltacak ve seyahat konforunu artıracaktır.

Raylı araçların dinamik analizi için ilk etapta yapılması gereken doğru bir matematiksel modeldir. Tekerlek ve ray arasındaki kuvvetlerin etkileşimi, rayın durumuna, tekerleklere, çevre şartlarına ve süspansiyon sistemlerine bağlı olduğundan tüm raylı sistemler için tek bir model geliştirmek imkansızdır. İncelenecek olan raylı sistemin özellikleri dikkate alınarak uygun bir model geliştirilmelidir.

Bu çalışmada İstanbul Ulaşım A.Ş.'de imal edilen yerli tramvay aracı RTX 2000'in dinamik davranışını belirleyen serbest titreşim karakteristikleri yani doğal frekanslar ve modlar belirlenmiş, daha sonra da titreşimlerin insan üzerindeki etkilerini belirlemek amacıyla konfor analizi yapılmıştır. Bu amaçla MSC Software firmasının ADAMS/Rail yazılımı kullanılmıştır.

Literatürde raylı sistemlerin dinamiği ile ilgili çok sayıda çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların büyük kısmı tekerlek ve ray arasındaki temas üzerinedir. Aba, E., ve Karadağ, V. "Bir Yolcu Vagonunun Dinamik Tasarımı ve Titreşim Konforunun Analizi Üzerine Bir Yaklaşım" adlı çalışmalarında TVS 2000 vagonlarının toplu kütleli ve elastik çubuk sistem modelleri incelemişler ve daha sonra da konfor analizi yapmışlardır. Garg, V., ve Chu, K. ise raylı bir aracın yanal stabilitesini incelemişlerdir. Mecitoğlu Z., Kotil T., Nas, S. ve Yücesan G., Boğaziçi metro aracının dinamik karakteristiğini nümerik metotlarla ele almışlardır.

## 2. RAYLI ARAÇLAR

Demiryolları gerek yolcu, gerekse yük taşımacılığı açısından günümüzün en önemli ulaşım araçlarından biridir. Bunun başlıca nedenleri arasında emniyetli olmasını ve düşük enerji sarfiyatını sayabiliriz. Raylı araçlarda genellikle 2 tür enerji kaynağı kullanılır: petrol ürünlerine dayanan dizel motorlar ve elektrik enerjisine dayanan elektrik motorları. Enerji tüketimi konusunda ise, raylı taşıtların yuvarlanma direncinin karayolu araçlarına göre daha düşük olduğu bilinmektedir. Ayrıca trafik akışı raylı sistemlerde daha programlı olduğundan, hızlanma-yavaşlama işlemleri dolayısıyla enerji kaybı daha azdır.

### 2.1 Tekerlekler

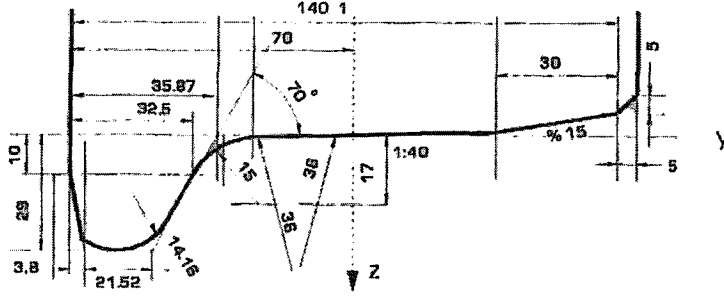
Raylı araçlarda genel olarak tekerlekler aksa katı olarak bağlanırlar, yani açılabilir hızları her zaman aynıdır. Her ne kadar zaman zaman tekerleklerin akslar üzerinde serbest dönebildiği konstrüksiyonlar denenmiş ise de bir genellemeye gidilememiştir. Bunun nedeni tekerlek takımı denilen tekerleklerin akslara katı olarak bağlandığı dingilini konik profilin de etkisiyle kendi kendini merkezleme özelliğidir. Bu merkezleme özelliği olmayacak olursa, tekerlek takımı düz yol kesimlerinde dahi herhangi bir nedenle bir raya yaslanması halinde tekrar orta konuma dönemez, yaslandığı taraf aşınır, aşındıkça orta konuma dönmesi zor olur ve sonuç olarak tekerlekleri çok kısa bir mesafe sonra yeniden profilendirmek gerekir. Bu konstrüksiyonun en önemli mahzuru ise, merkezleme özelliğinin bazen dinamik bir karasızlığa ve titreşimlere yol açması ve taşıt tabanının yükselmesidir.

Raylı taşıtlarda kullanılan tekerlekleri en genel halde 3 gruba ayırmak mümkündür:

- Demiryolu tekerlekleri
- Tramvay tekerlekleri
- Köprülü kren tekerlekleri

#### 2.1.1 Demiryolu Tekerlekleri

Demiryolu tekerleklerinin taşıt dinamiği açısından en önemli özelliği alınlarının konik olmasıdır. Bu koniklik sabit değildir. Konikliğin kademeli olarak değiştiği profillerde koniklik değeri yuvarlanma alnında düşük (1/20, 1/40 mertebesinde), kılavuz halkasında yüksektir (60°-70° arasında). Kılavuz halkasının sırt açısı ise alın açısından büyüktür.



Şekil 2.1 TCDD’de kullanılan bir tekerlek profili (Erzi, 1997)

Tekerlek profilinden beklenen tekerlek takımını yeterli şekilde gütmesi ve az aşınmasıdır. Profillerde aşınmalar çevresel ve eksenel yönde olabilirler. Çevresel yönde olabilecek bir aşınma, mesela tekerleğin bloke olmasına rağmen taşıtın harekete devam etmesi halinde meydana gelir. Be tekerleğin yuvarlaklığını kaybetmesi, dolayısıyla sarsıntılı bir seyir demektir ki, hem taşıta hem de raya zarar verir. Eksenel yöndeki aşınma ise pabuçlu frenler kullanılması halinde ve dönemeçlerde tekerlek takımının kayarak hareketinden dolayı meydana gelir ve profilin geometrisi bozulduğundan taşıtın dinamiği de kötü yönde etkilenir. Her iki halde de yapılacak iş tekerlekleri tornalayıp, eski profili sağlamaktır. Bu ise bir çok bakımdan maliyeti artırır. Bu nedenle başlangıçtan itibaren profili aşınma profili şeklinde vermek ve taşıtın diğer özelliklerini buna göre ayarlamak en optimum çözümdür.

Büyük tekerlek çapları araç dinamiği açısından elverişlidir. Ancak bu taşıtın tabanını yükseltir, ki bu da faydalı hacimden kayıp demektir. Bunun yanında yüksek bir taban bazı yüksek yüklerin yüklenmesini de zorlaştırır. Küçük tekerlek çapları araç dinamiği açısından uygunsuz olduğu gibi taşıma kapasiteleri de düşük olduğundan aynı yük için daha çok tekerleğe gereksinme olur. Bir taşıtın çok sayıda tekerleğe sahip olması ise, kurplarda sorun çıkartır. Küçük tekerleklerin başka bir mahsuru da aynı aşınma kalınlığı için büyük tekerleklere göre daha az aşınma hacimleri olmasıdır. Bununla beraber yük taşıtlarında 920 mm anma çaplı tekerlekler UIC standardıdır. Yolcu taşıtlarında ise daha küçük çaplı tekerlekler kullanılmaktadır.

### 2.1.2 Tramvay Tekerlekleri

Tramvay tekerleklerinin yuvarlanma alını bazen silindirik olarak yapılmakta, konik profilin oluşması aşınmaya bırakılmaktadır ama kural konik bir profil veya aşınma profili verilmesidir. Yine tramvay tekerleklerine ait bir özellik kılavuz halkasının tepesinin bazen düz olarak yapılmasıdır. Bunun nedeni de tekerleğin bazen halka üzerinde yuvarlanmasıdır.

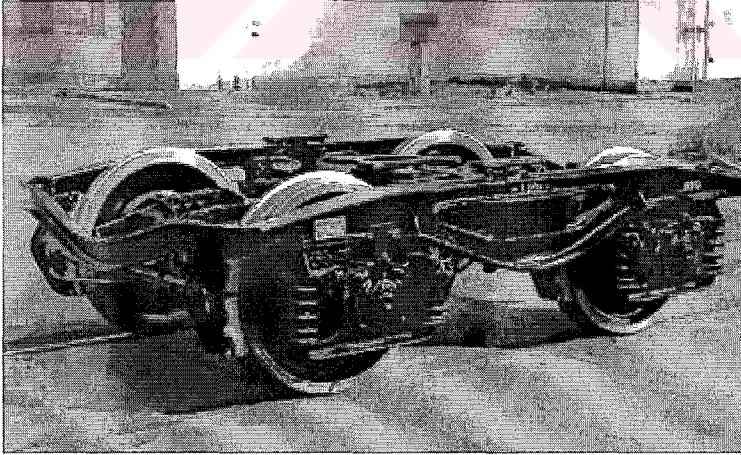
Tekerlek çapları iniş-binişi kolaylaştıracak alçak tabanı sağlamak üzere, yükler de az olduğundan çok küçük seçilebilir.

### 2.1.3 Köprülü Kren Tekerlekleri

Köprülü kren tekerleklerinin yuvarlanma alını silindirik olarak yapılır. Diğer tekerleklere göre önemli bir fark kılavuz halkasının bazen bir tekerleğin iki tarafında da olmasıdır.

## 2.2 Bojiler

Tren gövdesinin ağırlığı, raylara “boji” ya da “döner arabacık” adı verilen yürüten aksamlarla aktarılır. Raylı araçlarda ikiden fazla tekerlek takımına ihtiyaç duyulduğu zaman, en çok başvurulan yöntem bu tekerlek gruplarını ikişer veya üçer, hatta dörder teker takımları halinde iki, en fazla üç grup halinde toplamak ve araç gövdesini boji olarak adlandırılan bu gruplar üzerine mafsallı bir şekilde yerleştirmektir. Bojilerin boyu araç gövdesine göre daha kısa olduğundan, dönemeçlerde sıkışma sorunu daha azdır, yaslanma açıları da daha küçüktür. Buna karşılık aracın gövdesi 2 ya da 3 noktadan destekleneceğinden, gövde daha ağır olmak zorundadır. Genellikle her bir vagon için 2 boji kullanılır. Bojiler gerek yolcu vagonlarında, gerekse yük vagonlarında boji kirişlerine birincil süspansiyonla bağlı 2 adet tekerlek-aks seti grubundan oluşur. Lokomotif bojilerinde 2 ya da 3 adet tekerlek seti olabilir. Araç ağırlığının boji kirişlerine aktarılması bu iki kısım arasına bağlı ikincil süspansiyonlarla sağlanır.



Şekil 2.2 TCDD yük vagonlarında kullanılan Y25 tipi bir boji [3]

## 2.3 Raylı Araç Tipleri

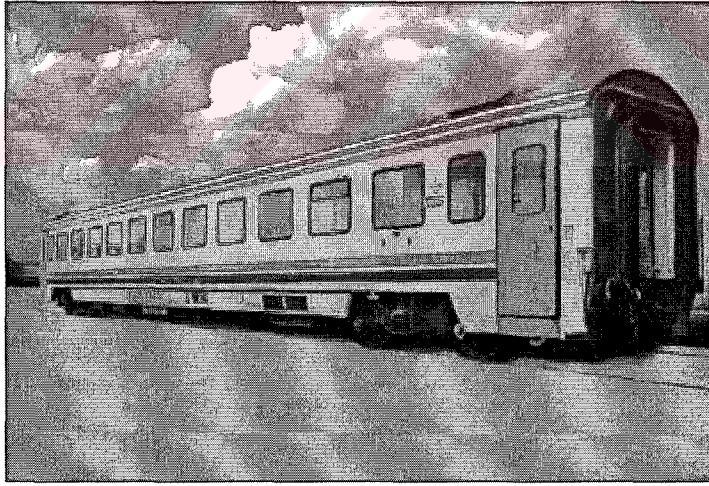
Raylı araçları değişik faktörlere göre bir çok gruba ayırmak mümkünse de, raylı araçların dinamiği açısından 2 gruba ayırmak mümkündür:

- Yolcu vagonları
- Yük vagonları

### 2.3.1 Yolcu Vagonları

Yolcu vagonlarında, boji kirişleri oldukça rijittir. Birincil ve ikincil süspansiyonlar iyi seyir kalitesi, düz ve eğri raylarda aracın iyi bir dinamik davranış sergileyebilmeleri için tasarlanmışlardır. Tekerlek-aks grubu boji kirişine elastik ve enerji sönümleyici süspansiyon sistemleriyle bağlanmışlardır. Bu elemanlar, helezon yaylar, hava yastıkları ya da elastomer yastıklar olabilir. Birincil süspansiyonlar, tekerlek-aks grubunun boji kirişlerine göre göreceli hareket etmesine izin verirler ve araca gelen titreşimleri azaltırlar.

Araç gövdesi, boji kirişi üzerine ya doğrudan ya da bolster denilen kiriş vasıtasıyla ikincil süspansiyonlarla bağlanır. Yolcu vagonlarında değişik tipte çok sayıda ikincil süspansiyon konfigürasyonları bulunmaktadır. Örneğin sık kullanılan bir konfigürasyonda boji kirişi, dikey yaylar ve hidrolik damperle bolster kirişine bağlıdır. Araç gövdesi ise bolstere büyük dönen rulmanlarla bağlıdır. Bir diğer konfigürasyon da ise bolster kirişi, boji kirişine rijit olarak bağlanmıştır. Araç gövdesi ise bolster kirişine bağlı hava yastıklarıyla desteklenmektedir (Kar, 1977).



şekil 2.3 TCDD'de kullanılan TVS 2000 yolcu vagonu [4]

### 2.4 Yük Vagonları

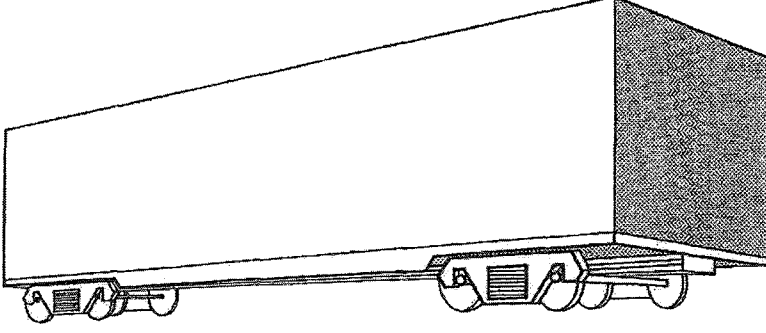
Bir yük vagonu genel olarak 3 yönden yolcu vagonlarından farklıdır:

- Boji kirişi, yolcu vagonlarına göre daha az rijittir.
- Tekerlek-aks grubu ve boji kirişleri arasında birincil süspansiyon yoktur (Bazı Avrupa

ülkelerinde yolcu vagonlarında birincil süspansiyon vardır, ama yaygın değildir).

- İkincil süspansiyonda kuru sürtünme kullanılır.

Şekil 2.5’de tipik bir Kuzey Amerika yolcu vagonu görülmektedir. Araç gövdesi, 2 akslı, 3 parçalı kirişten oluşan bir boji üzerindedir.



Şekil 2.4 Tipik bir Kuzey Amerika yük vagonu (Garg, 1984)

Geleneksel olarak tabir edilen bojilerde, boji 2 yan kiriş ve bir de bolster kirişten oluşmaktadır. Tekerlek-aks grubu, yan kirişlere düz ya da makaralı yataklarla bağlanır. Çünkü yataklar ve yan kirişler arasında esnek malzeme yoktur ve tekerlek-aks grubunun yan kirişlere göre sapma hareketi kısıtlanmıştır.

### 3. RAYLI ARAÇLARIN DİNAMIĞI

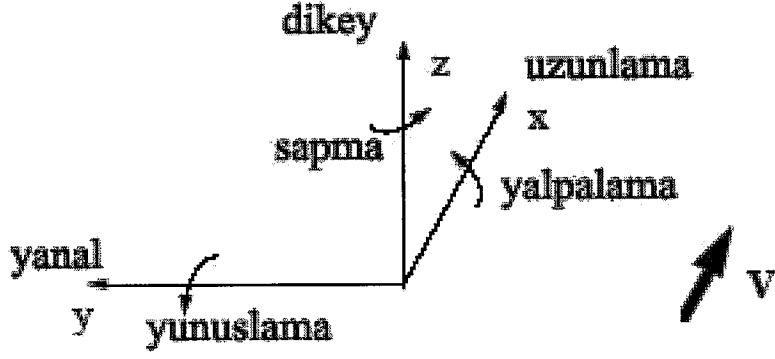
Raylı araçların dinamiği konusu, inceleme açısından zor bir iştir. Düz rayda düşük hızda ilerlerken sallanma ve dönme sorunları oluşur. Daha yüksek hızlarda ise aracın sıçraması gibi önemli stabilite problemleri görülür. Eğri raylarda, tekerler raya tırmanmaya çalışır, yüksek oranlarda yanal kuvvetler oluşur ve hatta araç deray olabilir.

#### 3.1 Matematiksel Modeller

Tren ve ray arasındaki dinamik etkileşimi incelemek ve anlayabilmek için çok sayıda matematiksel model geliştirilmiştir. Dinamik etkileşim işletme şartları, ray düzensizliği, tekerlek profili ve iklim şartları gibi bir çok etkene bağlı olarak değişir. Bu nedenle tren ve ray arasındaki dinamik etkileşimi anlayabilmek için tek bir matematiksel model tanımlamak imkansızdır. Ancak bu etkileşimlerden kaynaklanan dinamik davranışları, her biri değişik ilgi alanları üzerine yoğunlaştırılmış matematiksel modelleri kullanarak belirlemek mümkündür (Mecitoğlu , Kotil, Nas, ve Yücesan, 2000).

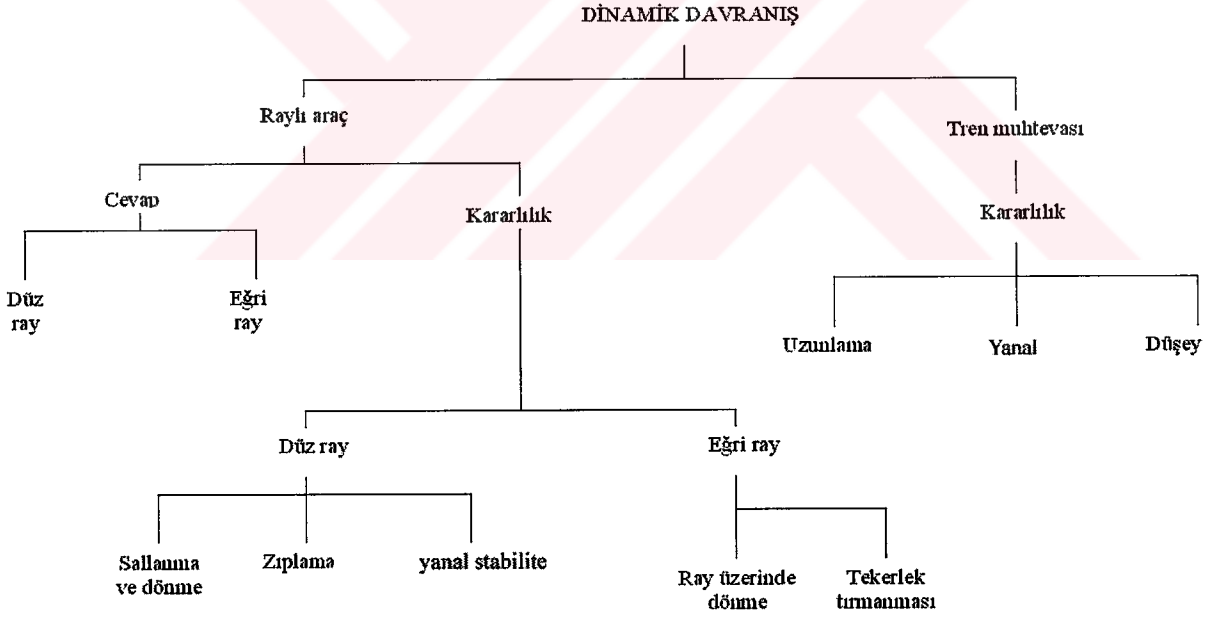
Genellikle bir aracın ya da trenin matematiksel modeli tanımlanırken, araç ve sistem komponentleri rijit cisim olarak düşünülür. Bir rijit cisim 6 serbestlik derecesine sahiptir. Bunlardan 3'ü ötelenme, 3'ü de dönmeye aittir. Bu serbestlik derecelerinin her biri 2.dereceden bir denklem takımı oluşturduğundan, sistemi matematik olarak tanımlayabilmek için  $N$ , sistemdeki komponent sayısını göstermek üzere  $6N$  tane diferansiyel denkleme ihtiyaç vardır. Bu kadar çok sayıdaki diferansiyel denklemleri çözmek hem zaman, hem de maliyet açısından pahalı bir işlemdir. Bu nedenle iyi bir matematik model tanımının yapılması çok önemlidir.

Aracın yanal ve dikey hareketleri arasında oldukça zayıf bir etkileşimin olduğu bilinmektedir. Bu nedenle aracın yanal cevabını incelerken, dikey serbestlik dereceli hareketleri hesaba katmaya gerek yoktur. Benzer şekilde dikey cevap incelenirken de yanal serbestlik dereceli hareketleri göz önüne almak gereksizdir. Dikey cevap için sıçrama, yunuslama ve yalpalama hareketlerinin, yanal cevap için de sapma, yalpalama ve yanal hareketlerinin incelenmesi yeterlidir. Uzunlamasına cevap için de yunuslama, yalpalama ve uzunlama hareketlerin dikkate alınması yeterlidir (şekil 3.1). Böylece modelleme amacına uygun olarak, sistemin serbestlik derecesi önemli ölçüde azaltılmış olur.



Şekil 3.1 Araç hareket eksenleri

Demiryolu aracının ve tren muhtevasının dinamik davranışının belirlenmesi genellikle 2 gruba ayrılır: Dinamik cevap analizi ve dinamik stabilite analizi (şekil 2.2) Cevap analizi, dış etkenlerden gelen girişlere karşılık sistemin dinamik davranışını tahmin etmek amacıyla yapılır. Stabilite analizinin amacı ise sistemin değişik işletme koşulları altındaki stabilitesini incelemektir.



Şekil 3.2 Raylı araçların ve tren muhtevasının dinamik davranışı

### 3.2 Bir Tekerlek-Aks Setinin Hareket Denklemleri

Tekerlek-aks sistemi, raylı araçların dinamiğinde önemli bir yer tutar. Çünkü raylı aracın dinamik davranışı bu sistemin rayla olan ilişkisine bağlıdır. Tekerlek ve ray arasındaki

etkileşimden doğan kuvvetler, aracın performansını ve stabilitesini doğrudan etkiler. Bu bölümde raylı araçların dinamiğinin temellerini oluşturan tekerlek-aks takımının hareket denklemleri çıkartılacaktır. Yatay ve dikey dinamik çalışmasında, sistemin sabit hızla ilerlediği varsayılacak, frenleme ya da ivmelenme gibi zamana bağlı hareketleri içeren uzunlamasına dinamik dikkate alınmayacaktır. Ayrıca tekerlek-aks setinin düz ve pürüzsüz bir yolda hareket ettiği varsayılacaktır.

### 3.2.1 Kinematik

Şekil 2.3'de üç kartezyen koordinat sistemi gösterilmiştir.  $x^m, y^m, z^m$  koordinat sisteminin orijini, rayın merkez çizgisinin üzerinde olup, sabit başlangıç referans çerçevesine göre  $V$  hızla hareket etmektedir.  $x^n, y^n, z^n$  koordinat sistemi orta çerçeve olup,  $z^m$  eksenini etrafında  $\psi$  açısı kadar döndürmekle elde edilmiştir.  $x', y', z'$  eksen takımı tekerlek-aks setinin koordinat sistemi olup, orijini ağırlık merkezindedir. Koordinat eksenleri arasındaki dönüşümleri şöyle yazabiliriz:

$$\begin{Bmatrix} \vec{i}' \\ \vec{j}' \\ \vec{k}' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \\ 0 & -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i}'' \\ \vec{j}'' \\ \vec{k}'' \end{Bmatrix} \quad (2.1)$$

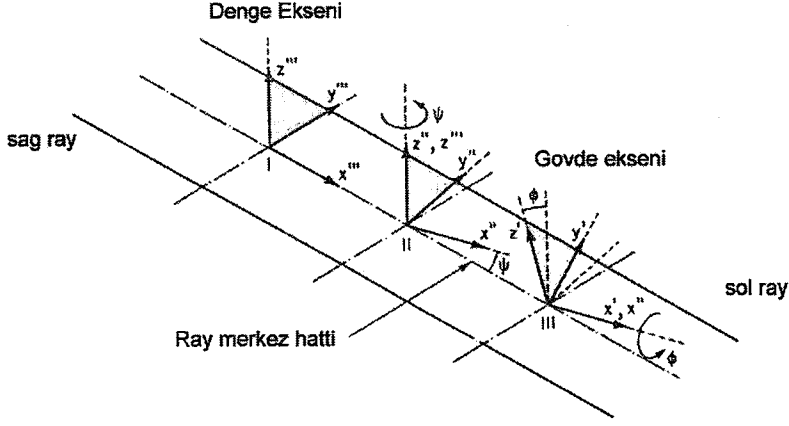
$$\begin{Bmatrix} \vec{i}'' \\ \vec{j}'' \\ \vec{k}'' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i}''' \\ \vec{j}''' \\ \vec{k}''' \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

$$\begin{Bmatrix} \vec{i}' \\ \vec{j}' \\ \vec{k}' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\cos \phi \sin \psi & \cos \phi \cos \psi & \sin \phi \\ \sin \phi \sin \psi & -\sin \phi \cos \psi & \cos \phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i}''' \\ \vec{j}''' \\ \vec{k}''' \end{Bmatrix} \quad (2.3a)$$

Küçük  $\phi$  ve  $\psi$  için (2.3a) denklemi

$$\begin{Bmatrix} \vec{i}' \\ \vec{j}' \\ \vec{k}' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \psi & 0 \\ -\psi & 1 & \phi \\ 0 & -\phi & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i}''' \\ \vec{j}''' \\ \vec{k}''' \end{Bmatrix} \quad (2.3b)$$

formuna dönüşür. Burada  $\vec{i}', \vec{j}', \vec{k}', \vec{i}'', \vec{j}'', \vec{k}'', \vec{i}', \vec{j}', \vec{k}'$  ilgili koordinat eksenlerine karşılık gelen birim vektörleri göstermektedir.



Şekil 3.3 Eksen takımı (Garg, 1984)

Tekerleklerin raya tırmanmadığını ve daima rayla temas halinde olduklarını dikkate alarak, dikey ve yalpalama deplasmanlarının sapma deplasmanına bağlılığının 2.dereceden olduğunu varsayalım. Bu durumda dikey ve yalpalama deplasmanları sadece yanıl deplasmana bağlıdır.

$$z = z(y), \quad \dot{z} = z' \dot{y}, \quad \ddot{z} = z'' \dot{y}^2 + z' \ddot{y} \quad (2.4)$$

$$\phi = \phi(y), \quad \dot{\phi} = \phi' \dot{y}, \quad \ddot{\phi} = \phi'' \dot{y}^2 + \phi' \ddot{y} \quad (2.5)$$

### 3.2.2 Hareket Denklemleri

Tekerlek-aks setinin genel hareket denklemleri denge eksenine tekabül eden  $x'''$ ,  $y'''$ ,  $z'''$  eksen takımının cinsinden türetilir. Tekerlek-aks setinin  $\vec{\omega}$  açısal hızı şöyle yazılabilir:

$$\vec{\omega} = \dot{\phi} \vec{i}'' + \left( \vec{\Omega} + \dot{\beta} \right) \vec{j}' + \dot{\psi} \vec{k}'' \quad (2.6)$$

(2.1) dönüştürme denklemini kullanarak,  $\vec{\omega}$  için cisim koordinat ekseninde

$$\vec{\omega} = \dot{\phi} \vec{i}' + \left( \vec{\Omega} + \dot{\beta} + \dot{\psi} \sin \phi \right) \vec{j}' + \dot{\psi} \cos \phi \vec{k}' = w_x \vec{i}' + w_y \vec{j}' + w_z \vec{k}' \quad (2.7)$$

yazılabilir Burada  $w_x = \dot{\phi}$ ,  $w_y = \vec{\Omega} + \dot{\beta} + \dot{\psi}$  ve  $w_z = \dot{\psi} \cos \phi$  şeklindedir. Tekerlek-aks setinin cisim koordinat ekseninde açısal momentumu

$$\vec{H} = I_{wx} w_x \vec{i}' + I_{wy} w_y \vec{j}' + I_{wz} w_z \vec{k}' \quad (2.8)$$

yukarıdaki denklemde  $I_{wx}$ ,  $I_{wy}$  ve  $I_{wz}$  tekerlek-aks setinin asal kütle eylemsizlik

momentleridir. Cisim koordinat ekseninin açısal hızı için,

$$w_{eksen} = \dot{\phi} \vec{i}' + \dot{\psi} \vec{k}'' = \dot{\phi} \vec{i}' + \dot{\psi} \sin \phi \vec{j}' + \dot{\psi} \cos \phi \vec{k}' \quad (2.9)$$

yazılabilir. Momentumun değişimini ise şöyle ifade edebiliriz:

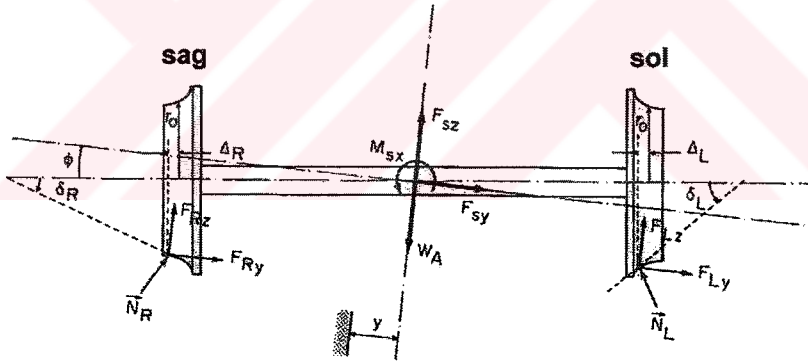
$$\frac{d\vec{H}}{dt} = (I_{wx} \ddot{\phi} - I_{wy} \ddot{\Omega} \dot{\psi}) \vec{i}''' + I_{wy} \ddot{\beta} \vec{j}''' + (I_{wy} \ddot{\Omega} \dot{\phi} + I_{wx} \ddot{\psi}) \vec{k}''' \quad (2.10)$$

Denge ekseninde hareket denklemini Newton'un hareket kanununa göre yazalım:

$$m \vec{\ddot{r}} = \sum \vec{F} \quad (2.11)$$

$$d\vec{H} / dt = \sum \vec{M} \quad (2.12)$$

Tekerlek-aks takımının serbest cisim diyagramı şekil 2.4'de gösterildiği gibidir. Burada gösterilen kuvvetlerden  $F_L$  ve  $F_R$  sol ve sağ taraftaki temas noktalarındaki büzülme kuvvetlerini,  $F_s$  süspansiyon kuvvetlerini,  $W_A$  tekerlek-aks takımının ağırlığını,  $N_L$  ve  $N_R$  sol ve sağ taraftaki temas noktalarındaki normal kuvvetleri göstermektedir.



Şekil 3.4 Bir tekerlek-aks grubunun serbest cisim diyagramı (Garg, 1984)

$\Delta_L$  ve  $\Delta_R$  denge durumundan temas noktalarının yan deplasmanını, z ray açıklığının yarısını,  $r_R$  ve  $r_L$  de yuvarlanma yarıçaplarını gösterebilir. Bu durumda sağ ve sol temas noktalarının pozisyon vektörlerini, cisim koordinat sistemi cinsinden şöyle yazabiliriz:

$$\vec{R}_R = -(a + \Delta_R) \vec{j}' - r_R \vec{k}' \quad (2.13)$$

$$\vec{R}_L = (a - \Delta_L) \vec{j}' - r_L \vec{k}' \quad (2.14)$$

Eşitlik (2.3a)'yı ve denge ekseninin terimlerini kullanarak, bu pozisyon vektörlerinin komponentleri;

$$\begin{aligned} R_{Rx} &= (a + \Delta_R) \cos \phi \sin \psi - r_R \sin \phi \sin \psi, \\ R_{Ry} &= -(a + \Delta_R) \cos \phi \cos \psi + r_R \sin \phi \cos \psi, \\ R_{Rz} &= -(a + \Delta_R) \sin \phi - r_R \cos \phi \end{aligned} \quad (2.15)$$

ve

$$\begin{aligned} R_{Lx} &= -(a - \Delta_L) \cos \phi \sin \psi - r_L \sin \phi \sin \psi, \\ R_{Ly} &= (a - \Delta_L) \cos \phi \cos \psi + r_L \sin \phi \cos \psi, \\ R_{Lz} &= (a - \Delta_L) \sin \phi - r_L \cos \phi \end{aligned} \quad (2.16)$$

Sisteme etkiyen tüm kuvvet ve momentleri yazacak olursak;

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_L + \vec{F}_R + \vec{N}_L + \vec{N}_R + \vec{F}_S + W_A \vec{k}^m \quad (2.17a)$$

$$\sum \vec{M} = \vec{R}_R \times (\vec{F}_R + \vec{N}_R) + \vec{R}_L \times (\vec{F}_L + \vec{N}_L) + \vec{M}_L + \vec{M}_R + \vec{M}_S \quad (2.17b)$$

Yukarıdaki denklemleri (2.11) ve (2.12) denklemlerinde yerine yazacak olursak, aşağıdaki 6 denklemi elde ederiz:

Uzunlamasına hareket denklemi;

$$m\ddot{x} = F_{Lx} + F_{Rx} + N_{Rx} + N_{Lx} + F_{Sx} \quad (2.18)$$

Yanal hareket denklemi;

$$m\ddot{y} = F_{Ly} + F_{Ry} + N_{Ry} + N_{Ly} + F_{Sy} \quad (2.19)$$

Dikey hareket denklemi;

$$m\ddot{z} = F_{Lz} + F_{Rz} + N_{Rz} + N_{Lz} + F_{Sz} \quad (2.20)$$

Yalpalama/yatış hareket denklemi

$$\begin{aligned} I_{wx} \ddot{\phi} &= I_{wy} (V / r_0) \dot{\psi} + R_{Ry} (F_{Rz} + N_{Rz}) - R_{Rz} (F_{Ry} + N_{Ry}) + R_{Ly} (F_{Lz} + N_{Lz}) \\ &- R_{Lz} (F_{Ly} + N_{Ly}) + M_{Lx} + M_{Rz} + M_{Sx} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Yunuslama hareket denklemi

$$I_{wy} \ddot{\beta} = R_{Rz} F_{Rx} - R_{Rx} (F_{Rz} + N_{Rz}) + R_{Lz} F_{Lx} - R_{Lx} (F_{Lz} + N_{Lz}) + M_{Ly} + M_{Ry} + M_{Sy} \quad (2.22)$$

Sapma hareket denklemi

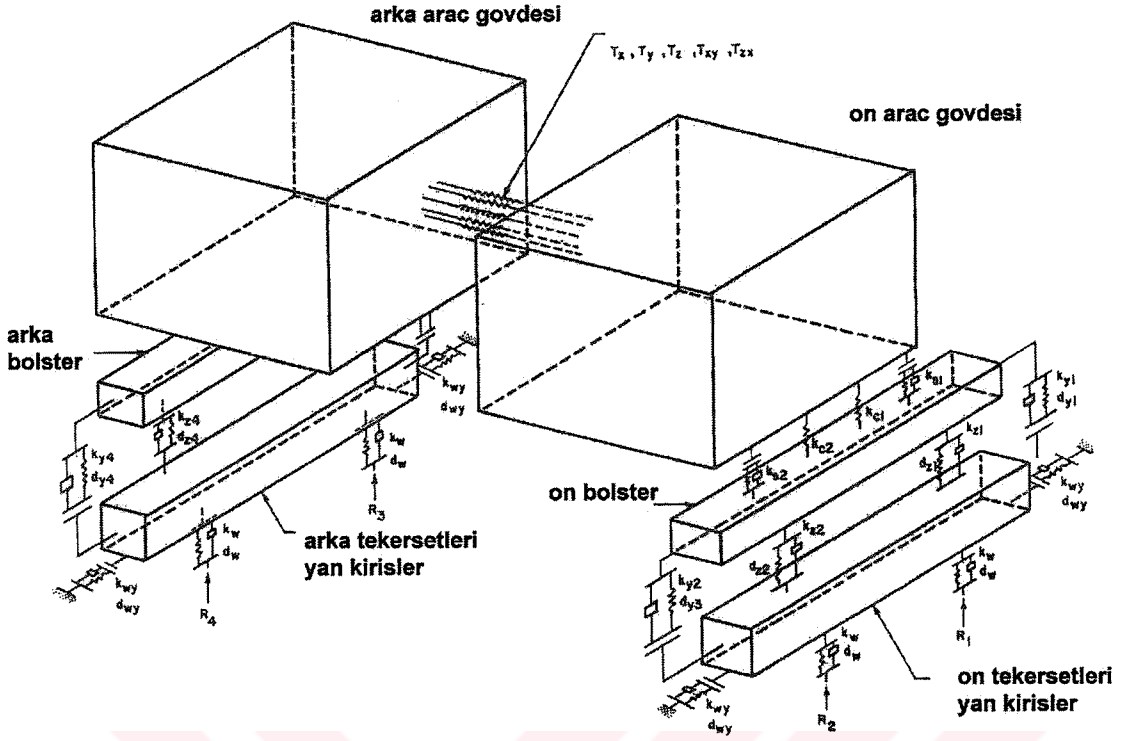
$$I_{wx} \ddot{\Psi} = -I_{wy} (V / r_0) \dot{\phi} + R_{Rx} (F_{Ry} + N_{Ry}) - R_{Ry} F_{Ry} + R_{Lx} (F_{Ly} + N_{Ly}) - R_{Ly} (F_{Ly} + N_{Ly}) - R_{Ly} F_{Lx} + M_{Lz} + M_{Rz} + M_{Sz} \quad (2.23)$$

olarak elde edilir.

### 3.3 Bir Yolcu Vagonunun Düşey ve Yalpalama Hareketinin Modellenmesi

Raylar üzerindeki düşük bağlantı noktaları gibi dikey düzensizlikler, sallanma modunda aracın doğal frekanslarından birine denk gelen bir giriş üretirler. Bu durum, araçta büyük osilasyonların oluşmasına ve dolayısıyla bazı komponentlerin işlevini yitirmesine neden olur. Daha uç durumlarda ise tekerlek raya tırmanmaya çalışır ve deray kaçınılmaz olur. Bu nedenle bir vagonun düşey ve sapma hareket cevaplarının bilinmesinde fayda vardır.

Yolcu vagonu, araç gövdesi, 2 bolster kirişi ve 2 yan kiriş-tekerlek grubu olarak modellenmiştir. Araç gövdesi, bolsterlerinin merkezine elastik olarak bağlanmış olup, 2 elemandan oluşan bir kiriş şeklindedir. Araç gövdesinin 2 yarısı dikey ve yatay eğilmeleri, aksel burulmaları ve kaymaları ileten paralel yaylarla bağlanmıştır. Böylece 1. ve 2. eğilme modları ve ilk burulma modu kaybedilmemiş olur. Araç gövdesinin her bir yarısı bolster ve yan kirişler üzerine bağlanmıştır. Bolsterden araç gövdesine olan bağlantı lineer yay ile modellenmiştir. Aracın yan yatak yayları, başlangıçta dikey olarak bir açıklık içermektedir. Bu açıklık aracın dikey hareketleriyle ilgili bir modunda verilen bir değeri aşması durumunda kapanır. Daha uç durumda ise temas kaybolabilir, bu durumda yay kuvveti sıfır olur. Bolsterin yalpalamasını ve sıçramasını kontrol etmek için yanal ve dikey sönümlenme Coulomb kuru sürtünmesiyle sağlanmıştır. Bolsterden yan kirişler-tekerlekler grubuna olan bağlantı, yanal ve dikey yaylarla yapılmıştır. Bolsterin ve yan kirişler-tekerlekler grubunun yunuslama ve sapma hareketleri dikkate alınmamıştır. Bojinin yan kirişleri ve tekerlekler, toplu kütle olarak modellendiğinden, rayın esnekliğinin 2 tekerleğe karşılık geleceği düşünülerek dikey ve yanal katılıklar da modellenmiştir.



Şekil 3.5 Bir yolcu vagonunun düşey ve yalpa hareketi için model (Garg, 1984)

### 3.3.1 Hareket Denklemleri

Sapma deplasmanlarının küçük olduğunu varsayarak, araç gövdesinin öndeki yarısı için şöyle yazabiliriz:

$$\begin{aligned}
 w_{x1} &= \dot{\phi}_1 \cos \psi_1 - \dot{\theta}_1 \cos \phi_1 \sin \Psi_1 \\
 w_{y1} &= \dot{\theta}_1 \cos \psi_1 \cos \phi_1 + \dot{\phi}_1 \sin \Psi_1 \\
 w_{z1} &= \dot{\theta}_1 \sin \phi_1 + \dot{\Psi}_1
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

Bu durumda öndeki araç gövdesi için kinetik enerji

$$E_{k1} = \frac{1}{2} [I_{x1} w_{x1}^2 + I_{y1} w_{y1}^2 + I_{z1} w_{z1}^2 + m_1 (\dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2)] \tag{2.25}$$

yazılabilir. Benzer şekilde arka vagon gövdesi için açısal hızları yazacak olursak,

$$\begin{aligned}
 w_{x2} &= \dot{\phi}_2 \cos \psi_2 - \dot{\theta}_2 \cos \phi_2 \sin \Psi_2, \\
 w_{y2} &= \dot{\theta}_2 \cos \psi_2 \cos \phi_2 + \dot{\phi}_2 \sin \Psi_2, \\
 w_{z2} &= \dot{\theta}_2 \sin \phi_2 + \dot{\Psi}_2
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

ve arka vagon gövdesi için kinetik enerji

$$E_{k2} = \frac{1}{2} [I_{x2} \omega_{x2}^2 + I_{y2} \omega_{y2}^2 + I_{z2} \omega_{z2}^2 + m_2 (\dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2)] \quad (2.27)$$

olarak elde edilir. Ön bolsterin yer değiştirmesini ve hızını yazalım

$$\begin{aligned} y_3 &= y_1 - h_1 \sin \phi_1 - l_1 \sin \Psi_1, \\ \dot{y}_3 &= \dot{y}_1 - h_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 - l_1 \dot{\Psi}_1 \cos \Psi_1 \end{aligned} \quad (2.28)$$

Ön bolsterin kinetik enerjisi,

$$E_{k3} = \frac{1}{2} \left[ m_3 \left\{ \dot{y}_1 - h_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 - l_1 \dot{\Psi}_1 \cos \Psi_1 \right\}^2 + \dot{z}_3^2 \right] + I_{x3} \dot{\phi}_3^2 \quad (2.29)$$

Benzer bağıntıları arka bolster için yazalım.

$$\begin{aligned} y_4 &= y_2 - h_2 \sin \phi_2 + l_2 \sin \Psi_2, \\ \dot{y}_4 &= \dot{y}_2 - h_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 + l_2 \dot{\Psi}_2 \cos \Psi_2 \end{aligned} \quad (2.30)$$

ve

$$E_{k4} = \frac{1}{2} \left[ m_4 \left\{ \dot{y}_2 - h_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 + l_2 \dot{\Psi}_2 \cos \Psi_2 \right\}^2 + \dot{z}_4^2 \right] + I_{x4} \dot{\phi}_4^2 \quad (2.31)$$

Öndeki yan kirişler-tekerlekler grubu için

$$E_{k5} = \frac{1}{2} [m_5 (\dot{y}_5^2 + \dot{z}_5^2) + I_{x5} \dot{\phi}_5^2] \quad (2.32)$$

Arkadaki yan kirişler-tekerlekler grubu için

$$E_{k6} = \frac{1}{2} [m_6 (\dot{y}_6^2 + \dot{z}_6^2) + I_{x6} \dot{\phi}_6^2] \quad (2.33)$$

Sistemin toplam kinetik enerjisi ise şu şekildedir:

$$E_k = \sum_{i=1}^6 E_{ki} \quad (2.34)$$

Bolsterlerin merkezindeki potansiyel enerji

$$\begin{aligned}
E_{p1} &= \frac{1}{2} k_{c1} [z_1 - z_3 + p_1 (\sin \phi_1 - \sin \phi_3) + l_1 \sin \theta_1]^2, \\
E_{p2} &= \frac{1}{2} k_{c2} [z_1 - z_3 - p_2 (\sin \phi_1 - \sin \phi_3) + l_1 \sin \theta_1]^2, \\
E_{p3} &= \frac{1}{2} k_{c3} [z_2 - z_4 + p_3 (\sin \phi_2 - \sin \phi_4) - l_2 \sin \theta_2]^2, \\
E_{p4} &= \frac{1}{2} k_{c4} [z_2 - z_4 - p_4 (\sin \phi_2 - \sin \phi_4) - l_2 \sin \theta_2]^2,
\end{aligned} \tag{2.35}$$

Yan yataklarda

$$\begin{aligned}
E_{p5} &= \frac{1}{2} k_{s1} [z_1 - z_3 + s_1 (\sin \phi_1 - \sin \phi_3) + l_1 \sin \theta_1]^2, \\
E_{p6} &= \frac{1}{2} k_{s2} [z_1 - z_3 - s_2 (\sin \phi_1 - \sin \phi_3) + l_1 \sin \theta_1]^2, \\
E_{p7} &= \frac{1}{2} k_{s3} [z_2 - z_4 + s_3 (\sin \phi_2 - \sin \phi_4) + l_2 \sin \theta_1]^2, \\
E_{p8} &= \frac{1}{2} k_{s4} [z_2 - z_4 - s_4 (\sin \phi_2 - \sin \phi_4) + l_2 \sin \theta_1]^2,
\end{aligned} \tag{2.36}$$

Araç gövdeleri arasında,

$$\begin{aligned}
E_{p9} &= \frac{1}{2} T_x [\phi_1 - \phi_2]^2, \\
E_{p10} &= \frac{1}{2} T_y [\theta_1 - \theta_2]^2, \\
E_{p11} &= \frac{1}{2} T_z [\Psi_1 - \Psi_2]^2, \\
E_{p12} &= \frac{1}{2} T_{xy} [y_1 - y_2]^2, \\
E_{p13} &= \frac{1}{2} T_{xz} [z_1 - z_2]^2
\end{aligned} \tag{2.37}$$

Bolster ve yan kirişler arasındaki yanıl süspansiyon için,

$$\begin{aligned}
E_{p14} &= \frac{1}{2} k_{y1} [y_5 + h_1 \sin \phi_1 + l_1 \sin \Psi_1 + h_{y1} \sin \phi_5 - y_1]^2, \\
E_{p15} &= \frac{1}{2} k_{y2} [y_5 + h_1 \sin \phi_1 + l_1 \sin \Psi_1 + h_{y2} \sin \phi_5 - y_1]^2, \\
E_{p16} &= \frac{1}{2} k_{y3} [y_6 + h_2 \sin \phi_2 - l_2 \sin \Psi_2 + h_{y3} \sin \phi_6 - y_2]^2, \\
E_{p17} &= \frac{1}{2} k_{y4} [y_6 + h_2 \sin \phi_2 - l_2 \sin \Psi_2 + h_{y4} \sin \phi_6 - y_2]^2
\end{aligned} \tag{2.38}$$

Düşey süspansiyonlar için,

$$\begin{aligned}
 E_{p18} &= \frac{1}{2} k_{z1} [z_3 - z_5 + b_1 (\sin \phi_3 - \sin \phi_5)]^2, \\
 E_{p19} &= \frac{1}{2} k_{z2} [z_3 - z_5 - b_2 (\sin \phi_3 - \sin \phi_5)]^2, \\
 E_{p20} &= \frac{1}{2} k_{z3} [z_4 - z_6 + b_3 (\sin \phi_4 - \sin \phi_6)]^2, \\
 E_{p21} &= \frac{1}{2} k_{z4} [z_4 - z_6 - b_4 (\sin \phi_4 - \sin \phi_6)]^2,
 \end{aligned} \tag{2.39}$$

Tekerlek-ray arabiriminde,

$$\begin{aligned}
 E_{p22} &= \frac{1}{2} k_{wy} [-\lambda y_5 + r_0 \sin \phi_5]^2, \\
 E_{p23} &= \frac{1}{2} k_{wy} [y_5 - r_0 \sin \phi_5]^2, \\
 E_{p24} &= \frac{1}{2} k_{wy} [-\lambda y_6 + r_0 \sin \phi_6]^2, \\
 E_{p25} &= \frac{1}{2} k_{wy} [y_6 - r_0 \sin \phi_6]^2, \\
 E_{p26} &= \frac{1}{2} k_w [z_5 + a \sin \phi_5 - R_1]^2, \\
 E_{p27} &= \frac{1}{2} k_w [z_5 - a \sin \phi_5 - R_2]^2, \\
 E_{p28} &= \frac{1}{2} k_w [z_6 + a \sin \phi_6 - R_3]^2, \\
 E_{p29} &= \frac{1}{2} k_w [z_6 - a \sin \phi_6 - R_4]^2,
 \end{aligned} \tag{2.40}$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi ise şöyledir:

$$E_p = \sum_{i=1}^{29} E_{pi} \tag{2.41}$$

Şimdi de sistemin sönümlenme enerjilerini yazalım.

$$\begin{aligned}
E_{d1} &= \frac{1}{2} d_{s1} [\dot{z}_1 - \dot{z}_3 + s_1(\dot{\phi}_1 \cos \phi_1 - \dot{\phi}_3 \cos \phi_3) + l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1]^2, \\
E_{d2} &= \frac{1}{2} d_{s2} [\dot{z}_1 - \dot{z}_3 - s_2(\dot{\phi}_1 \cos \phi_1 - \dot{\phi}_3 \cos \phi_3) + l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1]^2, \\
E_{d3} &= \frac{1}{2} d_{s3} [\dot{z}_2 - \dot{z}_4 + s_3(\dot{\phi}_2 \cos \phi_2 - \dot{\phi}_4 \cos \phi_4) - l_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2]^2, \\
E_{d4} &= \frac{1}{2} d_{s4} [\dot{z}_2 - \dot{z}_4 - s_4(\dot{\phi}_2 \cos \phi_2 - \dot{\phi}_4 \cos \phi_4) - l_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2]^2, \\
E_{d5} &= \frac{1}{2} d_{y1} [\dot{y}_5 + h_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 + l_1 \dot{\Psi}_1 \cos \psi_1 + h_{y1} \dot{\phi}_5 \cos \phi_5 - \dot{y}_1]^2, \\
E_{d6} &= \frac{1}{2} d_{y2} [\dot{y}_5 + h_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 + l_1 \dot{\Psi}_1 \cos \psi_1 + h_{y2} \dot{\phi}_5 \cos \phi_5 - \dot{y}_1]^2, \\
E_{d7} &= \frac{1}{2} d_{y3} [\dot{y}_6 + h_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 - l_2 \dot{\Psi}_2 \cos \psi_2 + h_{y3} \dot{\phi}_6 \cos \phi_6 - \dot{y}_2]^2, \\
E_{d8} &= \frac{1}{2} d_{y4} [\dot{y}_6 + h_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 - l_2 \dot{\Psi}_2 \cos \psi_2 + h_{y4} \dot{\phi}_6 \cos \phi_6 - \dot{y}_2]^2, \\
E_{d9} &= \frac{1}{2} d_{z1} [\dot{z}_3 - \dot{z}_5 + b_1(\dot{\phi}_3 \cos \phi_3 - \dot{\phi}_5 \cos \phi_5)]^2, \\
E_{d10} &= \frac{1}{2} d_{z2} [\dot{z}_3 - \dot{z}_5 - b_2(\dot{\phi}_3 \cos \phi_3 - \dot{\phi}_5 \cos \phi_5)]^2, \\
E_{d11} &= \frac{1}{2} d_{z3} [\dot{z}_4 - \dot{z}_6 + b_3(\dot{\phi}_4 \cos \phi_4 - \dot{\phi}_6 \cos \phi_6)]^2, \\
E_{d12} &= \frac{1}{2} d_{z4} [\dot{z}_4 - \dot{z}_6 - b_4(\dot{\phi}_4 \cos \phi_4 - \dot{\phi}_6 \cos \phi_6)]^2, \\
E_{d13} &= \frac{1}{2} d_w [\dot{z}_5 + a \dot{\phi}_5 \cos \phi_5 - \dot{R}_1]^2, \\
E_{d14} &= \frac{1}{2} d_w [\dot{z}_5 - a \dot{\phi}_5 \cos \phi_5 - \dot{R}_2]^2, \\
E_{d15} &= \frac{1}{2} d_w [\dot{z}_6 + a \dot{\phi}_6 \cos \phi_6 - \dot{R}_3]^2, \\
E_{d16} &= \frac{1}{2} d_w [\dot{z}_6 - a \dot{\phi}_6 \cos \phi_6 - \dot{R}_4]^2,
\end{aligned} \tag{2.42}$$

Sistemin toplam sönümlenme enerjisi de

$$E_d = \sum_{i=1}^{16} E_{di} \tag{2.43}$$

Lagrange hareket denklemini sistem için yazacak olursak,

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} = 0 \quad (2.44)$$

Genelleştirilmiş koordinatlar ise şöyledir:

$$\{q\} = [y_1, z_1, \phi_1, \theta_1, \psi_1, y_2, z_2, \phi_2, \theta_2, \psi_2, z_3, \phi_3, z_4, \phi_4, y_5, z_5, \phi_5, y_6, z_6, \phi_6]^T \quad (2.45)$$

Bu da 20 serbestlik dereceli bir sistemdir ki, bunu matris notasyonunda yazacak olursak,

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (2.46)$$

Bu son denklemde [M] sistemin kütlelerini, [C] sistemin sönüm katsayısını, [K] sistemin katılık matrisini, {F} ise sisteme etkiyen kuvvetleri gösterir. Bu denklem takımının çözümü için Runge-Kutta, Newton Raphson, Newmark, Wilson ya da uygun bir nümerik çözüm algoritması kullanılabilir (Kar, 1977).

## 4. RAYLI ARAÇLARIN PERFORMANSI

### 4.1 Giriş

Demiryolu araçlarından beklenen ilk şey emniyet, ikincisi ise konfordur. Konfor genel olarak geniş kapsamlı bir konu olmasına rağmen, bu bölümde özel olarak seyir kalitesini ele alacağız. Seyir kalitesi, yolcunun konforu üzerinde doğrudan etkili bir parametre olup, uluslararası kuruluşlar tarafından nasıl olması gerektiği belli parametrelerle tanımlanmıştır.

Demiryolu araçları, işletme esnasında değişik tipte stabilite sorunları sergileyebilirler. Yanal kararlılık, kendi kendine çalışan bir yanal osilasyon olup, aracın ileri doğru hızlanması ve tekerle ray arasındaki interaktif kuvvetlerden kaynaklanır. İnteraktif kuvvetler, raylı aracın sönümlenme karakteristiklerini değiştirmeye çalışırlar. Genellikle yanal kararlılık için 2 kritik hız vardır. İlki 40 km/s ile 80 km/s arasındaki hızlarda görülen düşük kritik hızdır. Daha çok düşük süspansiyon sistem sönümüne sahip araçlarda görülür. Bunun nedeni, araç gövdesinin büyük yanal osilasyonudur ve rezonans durumuna benzer. Bu durum araç gövdesi ve boji arasına uygun sönümlenme özelliğine sahip bir süspansiyon elemanı ile çözülebilir. Yüksek hızlarda yanal dengesizlik tekerleğin, aksın ve komple bojinin şiddetli yanal osilasyonu olarak karşımıza çıkar. Bu durum, tüm raylı araçlara mahsus olup, tamamen önlenemez. Yanal osilasyonun kontrol edilmesinde flanş kuvvetlerinin etkinliği, aks yüküne, teker ve ray arasındaki interaktif kuvvetlere ve temas şekline sıkı sıkıya bağlıdır (Chu, 1976).

### 4.2 Performans Kriterleri

Raylı araçların performans kriterleri genellikle güvenlik ve verimlilik ile tanımlanır. Güvenlik, daha çok aracın deray durumuyla ilgilidir. Aracın deray olması ekipman ya da komponentin fonksiyonunu yitirmesi, rayın kötü derecede aşınmış olması ve makinist hatası gibi birçok nedene bağlıdır. Deray olayının önüne geçmek ve güvenliği sağlamak için teker tırmanması ve raydan devrilme gibi durumlar için belli limitler getirilmiştir. En sık kullanılan limitlerden biri  $L/V$ , yani yanal kuvvetlerin dikey kuvvetlere oranıdır.

Raylı araçların verimliliği, işletme ve bakım masraflarıyla ölçülür. Bu masraflar işletme hızı ve teker-ray arasındaki temasa bağlıdır. Teker ve rayın temasından araca gelen kuvvetlerle komponentler aşınır ve ray yapısı dejenere olur.

Bir raylı aracın güvenlikle ilgili dinamik performansı sürüş kalitesi, araç stabilitesi gibi ölçümleri içeren özel performans parametreleriyle ölçülür.

Seyir kalitesi genellikle, yolcu konforunun sağlanacağı ya da zarar görmeyeceği aralıklarda araç süspansiyonunun fonksiyonunu gösterebilme kabiliyeti olarak tanımlanır. Aracın seyir kalitesi deplasman, ivmelenme, ivmelenme oranı (jerk limiti) ile gürültü, nem, sıcaklık gibi dış faktörlere bağlıdır. Bununla birlikte bir aracın seyir kalitesi için 2 yaklaşımda bulunulur: yorulma zamanı metodu ve seyir indeksi metodu.

Bir araçta seyahat eden bir insanın belli bir süre sonra yorulduğu tecrübelerle bilinir. Bu süreye, “yorulma süresi” denilir. Bu konsept ilk olarak Almanya ve Fransa'nın ulusal demiryolları kurumları tarafından ortaya atılmıştır. Yorulma sürelerini saptayabilmek için birçok test yapılmıştır. Yanal ve dikey ivmelenmeler aracın tabanından ölçülmüştür. Bu ivmelenmeler 0.5Hz ile 5Hz arasında filtrelenmiş ve konfor bu aralıklarla sınırlandırılmıştır. Ortalama değerlerden sapma gösteren genlikler dikkate alınarak bir pik-değer histogramı hazırlanmış, farklı genlikler 0.033g genişliğindeki gruplara ayrılmışlardır. Frekansın sabit olduğu varsayılmış ve frekansın ortalama değeri her bir gruptaki toplam sayıdan ve ölçülen değerden elde edilmiştir. Toplam yorulmanın da her bir gruptaki yorulmaların toplamından oluştuğu varsayılmıştır.  $a$  ivmeyi,  $f$  frekans osilasyonunu ve  $k$  da bir sabiti göstermek üzere, her bir  $T$  yorulma zamanının hesaplanması deneysel verilerle aşağıdaki gibi yapılmıştır (Hedrick, 1979) :

$$\left[ \frac{a}{(f - 5.2)^2 + 24.8} \right] = k \quad (2.1)$$

$$T = \frac{280}{(a - 8)} - 0.71 \quad (2.2)$$

Dikey ivmelenme seviyesinin aynı konforu veren yanal ivmelenmeye göre  $\sqrt{2}$  kat daha fazla olduğu kabul edilir(Hedrick, 1979).

#### 4.2.1 Sperling Seyir İndeksi

$W_z$  seyir katsayısı Sperling tarafından raylı araçların seyir kalitesi ve konforu için bir parametre olarak geliştirilmiştir. Bu metot daha çok Avrupa'da yaygın olup, raylı araçların kalitesini ve yolcu konforu kalitesini değerlendirmek için kullanılır. Seyir kalitesi için  $W_z$  faktörü,  $a$  efektif ivmeyi ( $\text{cm/s}^2$ ),  $f$  frekansı (Hz) ve  $b$  hareketin genliğini (cm) göstermek üzere aşağıdaki ampirik formül kullanılır (Hedrick, 1979):

$$W_z = 0.896 \left( \sqrt[10]{\frac{a^3}{f}} \right) \quad (2.3)$$

(2.3) Formülüne bakıldığında  $W_z$  değeri boyutludur, ancak bu boyut hiç bir zaman kullanılmaz ve sadece bir sayı olarak anılır. Sperling'e göre bu  $W_z$  sayısı ile yolcuların konforu ve titreşimleri algılaması arasında bir ilişki vardır. Tablodaki değerler Sperling tarafından frekansın insan üzerindeki etkileri bizzat denenerek ortaya çıkartılmıştır .

Çizelge 2.1  $W_z$  sayısı ve seyir kalitesi

$W_z$	Seyir kalitesi
1	Çok iyi
2	İyi
3	Tatmin edici
4	İşletilmesi mümkün
4.5	İşletilmesi mümkün değil
5	Tehlikeli

Konfor kalitesi açısından Sperling'in geliştirdiği eşitlik ise şöyledir:

$$W_z = 0.896 \left[ \left( a^3 / f \right) F(f) \right]^{1/10} \quad (2.4)$$

$F(f)$  faktörü, titreşimlere karşı insan duyarlılığını gösterir. Zaman içerisinde elektronik ölçüm cihazlarının seyir kalitesi çalışmalarına katılmasıyla Sperling'in formülü geliştirilmiş ve içeriğini değiştirmeksizin bazı düzenlemeler yapılmıştır.

$$W_z = (a^3 B^3)^{1/10} \quad (2.5)$$

Burada  $a$  ivmenin genliğini,  $B$  ise frekansa bağlı olan bir frekans değerlendirme faktörüdür. Bu faktör, hem konfor hem de seyir kalitesi için tanımlanmıştır (Garg, 1984). Seyir kalitesi için;

$$B = 1.14 \left[ \frac{\left[ (1 - 0.056 f^2)^2 + (0.645 f)^2 \cdot (3.55 f^2) \right]}{\left[ (1 - 0.252 f^2)^2 + (1.547 f - 0.00444 f^3)^2 (1 + 3.55 f^2) \right]} \right]^{1/2} \quad (2.6)$$

Yatay titreşimler için konfor

$$B_y = 0.737 \left[ \frac{1.911 f^2 + (0.25 f^2)^2}{(1 - 0.277 f^2)^2 + (1.563 f - 0.0368 f^3)^2} \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

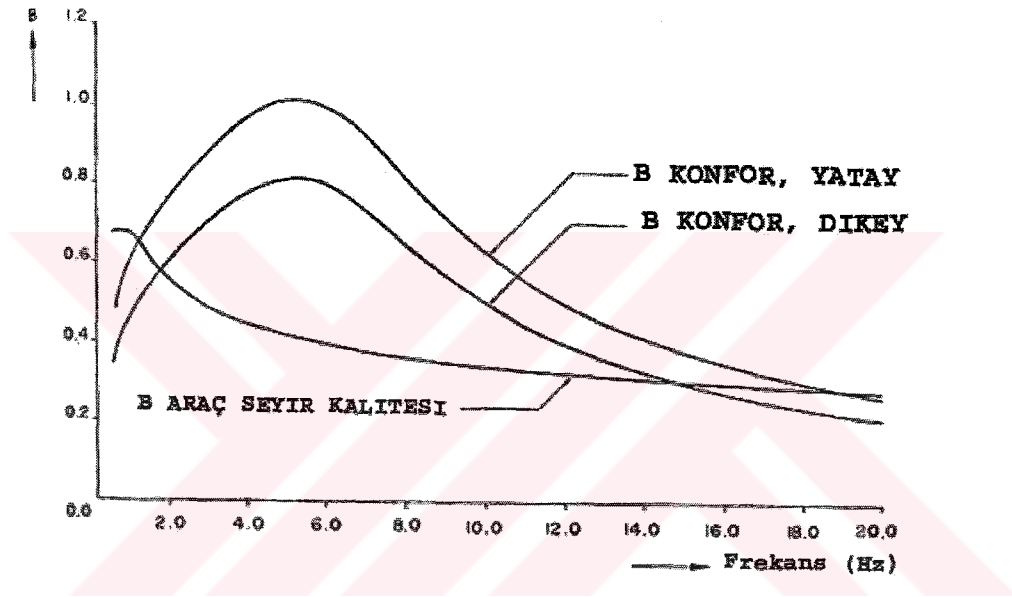
Düşey titreşimler için konfor

$$B_z = 0.588 \left[ \frac{1.911f^2 + (0.25f^2)^2}{(1 - 0.277f^2)^2 + (1.563f - 0.0368f^3)^2} \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

ile verilir. (2.7) ve (2.8) denklemlerinden görülebileceği gibi  $B_y$  ile  $B_z$  arasında

$$B_y = 1.25B_z \quad (2.9)$$

bağıntısı vardır.



Şekil 4.1 Sperling'e göre frekans ağırlık fonksiyonları (Murray, 1977)

#### 4.2.2 ISO 2631 Yöntemi

ISO 2631'e göre titreşimlere karşı insan cevabının belirlenmesinde 4 fiziksel faktör vardır. Bunlar titreşimin yoğunluğu, frekansı, yönü ve etkilenim süresidir. Titreşimlerin insan üzerindeki etkileri bir yorulma zamanı (t) ile ifade edilir. Herhangi bir titreşimin pratik değerlendirilmesinde, insanla ilgili üç ana kriter göz önünde bulundurulabilir. Bunlar çalışma verimliliği sınırı, sağlık ve emniyetin korunması, azaltılmış konfor sınırıdır (Aba ve Karadağ, 1993).

ISO yöntemiyle Sperling yöntemi karşılaştırıldığında bu 2 yöntemin çok benzer olduğu görülür. Aralarındaki fark sadece frekans eğrilerinin elde edilme yöntemidir. 1-20Hz

arasındaki dikey ivmelenmelerde, Spering yöntemi ISO'ya göre daha yüksek izin verilebilen ivmelere yer vermektedir. Yatay ivmelenmelerde ise 3-20Hz arasında tam tersi bir durum vardır, yani 2 yöntem arasındaki temel fark yüksek frekanslardaki eğri elde etme yöntemidir . (Garg, 1984)



## 5. RTX 2000 ARACI VE MODELLENMESİ

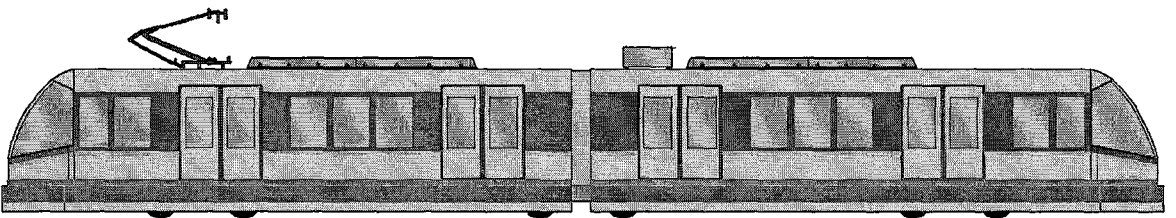
RTX 2000 raylı taşıma aracı, İstanbul Ulaşım A.Ş bünyesinde imal edilen Türkiye'nin ilk yerli tramvay aracı RTE 2000 aracının modifiye edilmiş versiyonudur. Ocak 2004 itibariyle testlerine başlanan bu araçların, yıl ortasında hizmete verilmeleri düşünülmektedir. Araçların projesi %100 yerli olup, sadece elektrik ekipmanları dışarıdan temin edilmiştir.

### 5.1 Gövde

Minimum ağırlık, maksimum mukavemet prensibine dayalı araç karoseri, çelik (St 52) konstrüksiyona göre dizayn edilmiştir. Araç zemini, 2mm'lik trapez sac üzerine inşa edilmiştir. Yan duvar profili 4° 'lik bir eğime sahiptir. Araç iskeletine yalıtım için bitüm uygulanmış, iskelet ile iç kaplama arasına ısı ve ses izolasyonu için yalıtımı sağlayan maddeler yerleştirilmiştir.

Araçta 6 aks üzerinde toplam 8 kapı, 16 pencere vardır. Isıtma, havalandırma ve aydınlatma yolcular ve makinist için ayrı ayrı sağlanmıştır.

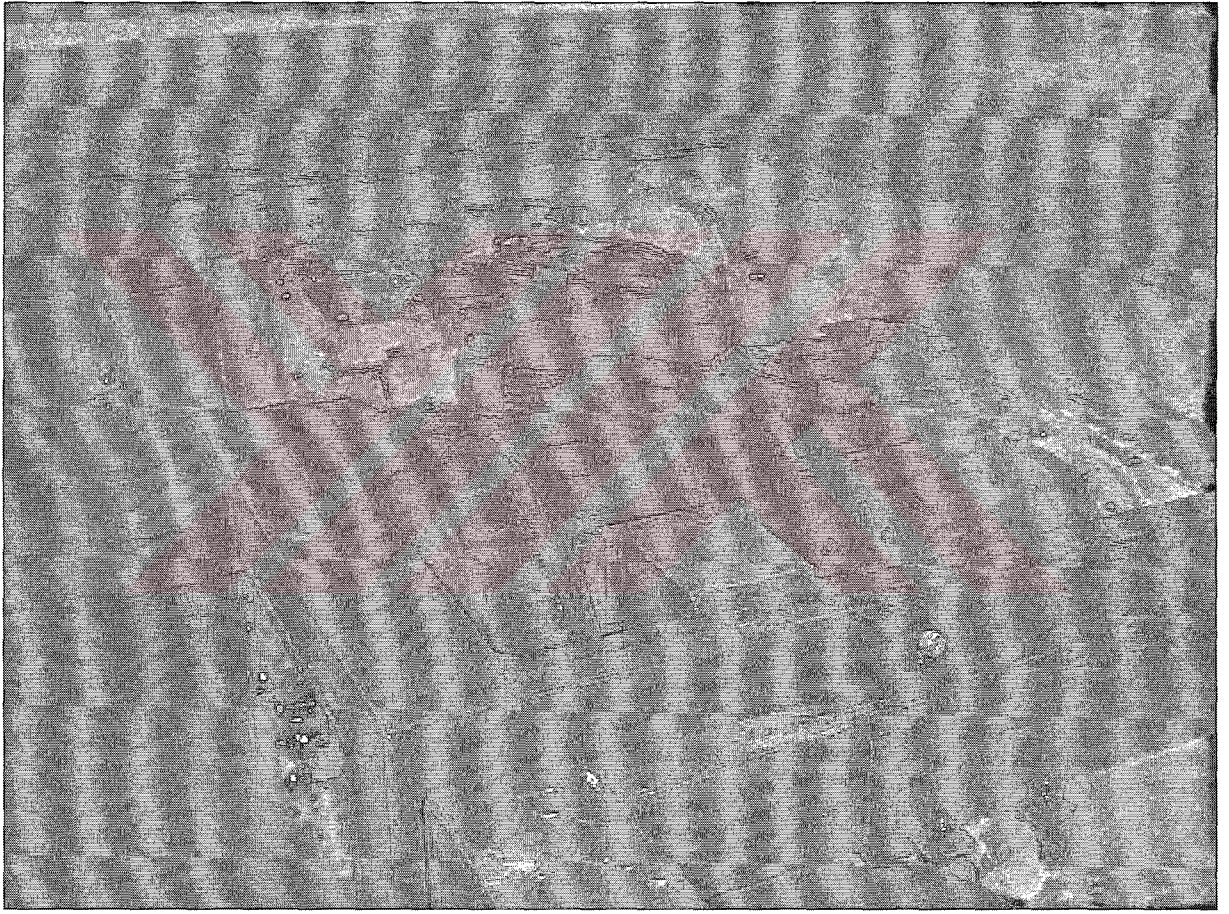
Araç karoseri genel itibariyle A ve B bölümünden oluşur. Bölümler arasındaki bağlantı körük bölgesi olarak adlandırılır. Bogiler ve araç karasörü arasındaki mekanik bağlantı, 1m çapında ve yatay olarak yönlendirilmiş, rulmanlı bir döner halka tarafından sağlanır. Araç karasörü A ve B bölümünden oluşur. Bu bölümler arasındaki birleşim mafsallı bölüm olarak adlandırılır. Motor bogilerindeki döner halkalar, iki adet rulman halkaları ile gerçekleştirilir. Araç karasörü, motor bogisine bir halka ile birleştirilmiştir. Motorlu bogiler yatay düzlem üzerinde kabloların ve esnek hava hortumlarının müsaade ettiği ölçüde rahatlıkla hareket edebilir. Araç bir kavisten geçerken, bir bölüm diğer bölümle bağlantılı olarak hareket eder. Bu hareket, taşıyıcı bogilerine ait döner halkalar tarafından sağlanır.



Şekil 5.1 RTX 2000 aracı

## 5.2 Bojiler

Her araç iki motor ve bir taşıyıcı bogisi olmak üzere üç bogiden oluşur. Motor bogileri aracın başında ve sonundadır. Taşıyıcı bogisi mafsallı bölümün altına ortaya yerleştirilmiştir. Her Motorlu bogide çift motor vardır ve her motor teker eksenine paralel bir şekilde monte edilmiş ve motor bogi iskeletine direkt olarak civatalanmıştır. Motor momenti, kaplinle ve şanzıman ünitesiyle aksa iletilir. Cer sistemi hariç, motor bogileri ve taşıyıcı bogileri aynı dizayndadır. Bogi iskeleti iki teker sistemi üzerine oturur. Hava yastıkları bogiler üzerinde ikinci bir süspansiyon olarak kullanılır. Araç karasörü dönen halkalar vasıtasıyla bogilere bağlanır. Tüm akslarda disk fren vardır.



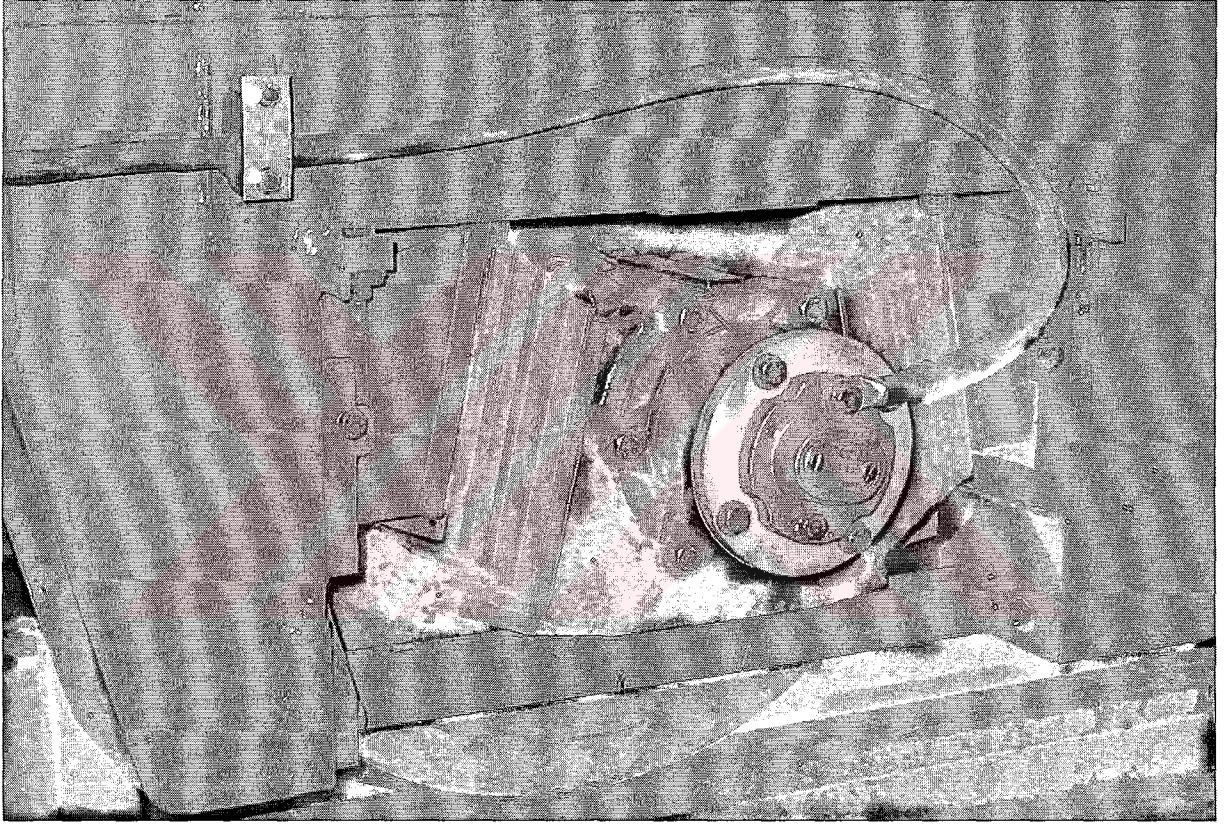
Şekil 5.2 RTX 2000'e ait imalat halindeki bir motorlu boji

### 5.2.1 Birincil Süspansiyonlar

Birincil süspansiyon aks kutularının her iki tarafında bulunan *chevron* yaylarından oluşur.(Şekil 5.2). Chevron yayları uzunlamasına, yanal ve dikey yönlerde katılığı sağlar. Bu sistemde kauçuk yaylar, metal levhalar ile birleştirilerek Megi denilen paketleri oluşturur. Bu yaylanmada kauçuk bloğun açısı değiştirilerek yatay ve dikey yönde elastikliği ayarlamak

mümkündür. Bogi iskeleti, bu süspansiyona bağlandığı zaman, aracın yüklenme performansı artar ve motora iyi bir mekaniksel bir çevre sağlar. Chevron yayları, hem aracın kendi ağırlığından hem de tekerleklerin raya temasından dolayı meydana gelen düzensiz yaylanmaları, yatay ve dikey hareketlenmeleri minimum seviyeye indirir. Böylece bu titreşimlerden boji'lere gelebilecek zararlar da önlenmiş olur. Ayrıca araç kurplara girdiğinde aksların kurp yönünde esnemelerine de imkan tanır.

Her bir aks kutusu ile boji kirişi arasında 1 adet olmak üzere, toplam araçta 24 tane chevron yayı bulunmaktadır.

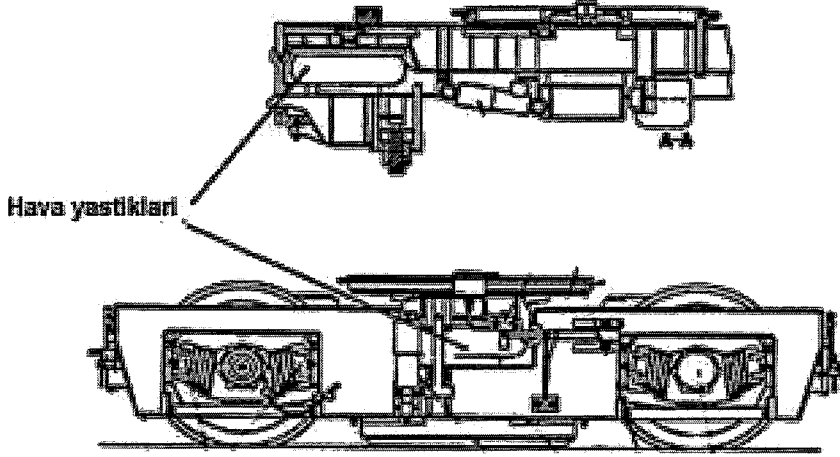


Şekil 5.3 Birincil süspansiyon

### 5.2.2 İkincil Süspansiyonlar

İkinci süspansiyonun temeli olan hava yastıkları, aracın taşıma kapasitesini iyileştirmekle beraber, platformu sabit bir zemin tabakasına bağlar. İlk süspansiyonda ve tekerlekteki aşınma neticesinde oluşacak döşeme seviye ayarsızlığı, bu tertibatla giderilir. Hava yastıklarına hava, aracın A bölümündeki alt iskelette bulunan kompresörlerden sağlanır. Pnömatik seviye valfları, hava yaylarının basınçlarını ayarlamasıyla zemin yüksekliğini kontrol eder. Bu düzen, hava yastıkları birisi çalışmadığı takdirde araç karasörünü titreşimlerden ve

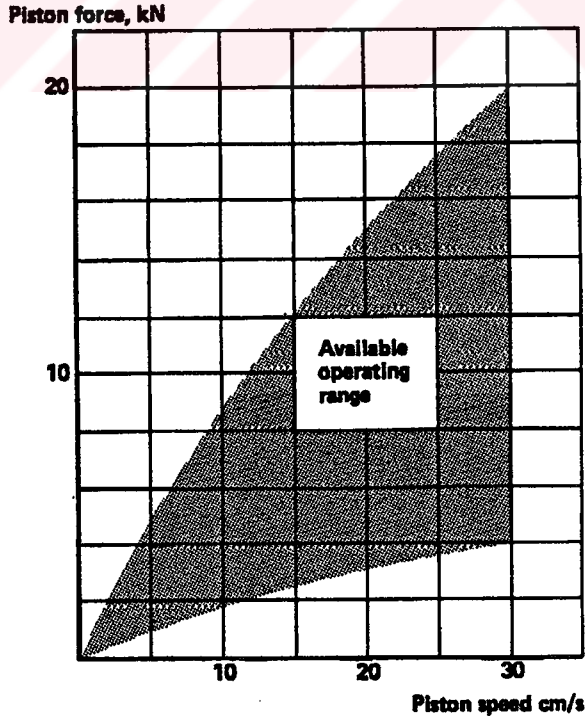
dengesizlikten korumak için yapılmıştır. Her bir bojide 2 adet hava yastığı bulunmaktadır.



Şekil 5.4 Hava yastıkları

### 5.2.3 Damperler

Her bojide 2 adet dikey damper bulunmaktadır. Dikey damperin görevi, düşey salınımlarda hava yastıklarına destek olmak, sistemi ani yüklemelere karşı koruyarak sistemin emniyetini artırmaktır.



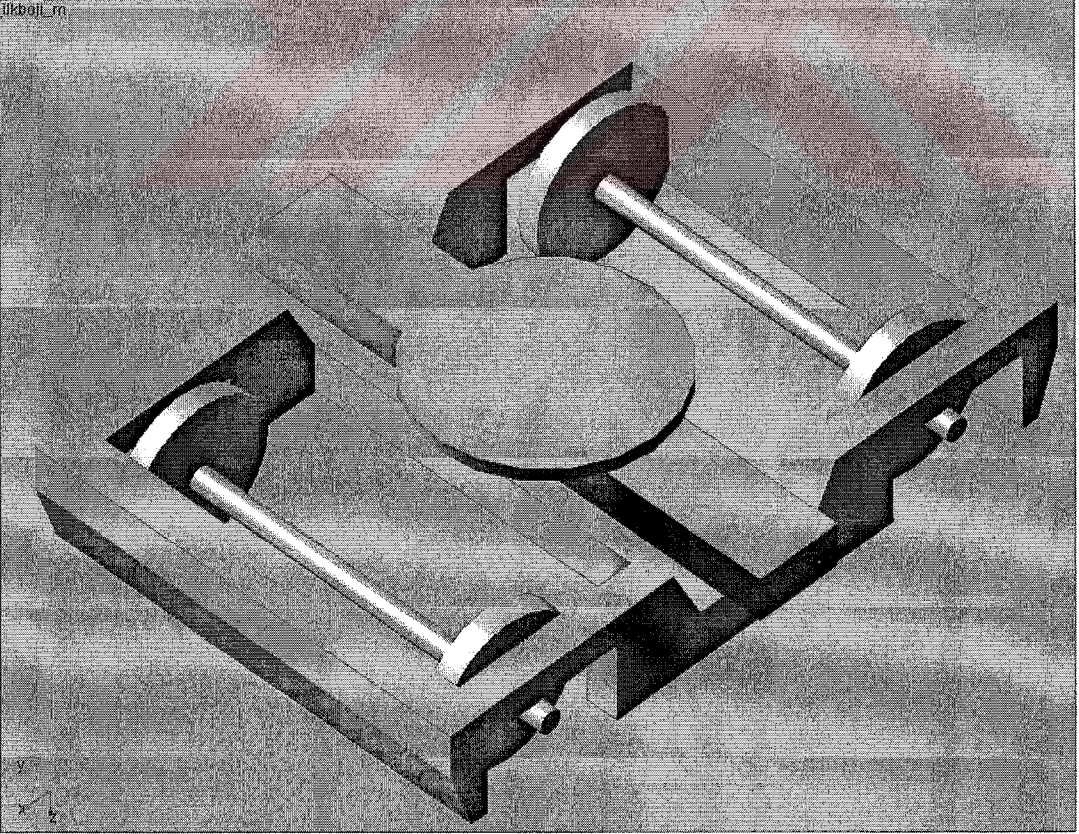
Şekil 5.5 Dikey damperlerin kapasitesi (ABB, 1989)

### 5.3 RTX 2000 Aracının ADAMS Modeli

RTX 2000 raylı taşıma aracının dinamik karakteristiğini bulabilmek için MSC Software Firması'nın ADAMS yazılımı kullanılmıştır. ADAMS mekanik simülasyon ve analiz için geliştirilmiş bir yazılım olup, farklı endüstriler için bir çok modülü bulunmaktadır. Bu çalışmada amaca uygun olarak, tekerlek ve ray etkileşimi üzerine tasarlanmış bir modül olan ADAMS/Rail kullanılmıştır. ADAMS/Rail'de tekerlekler, raylar, ray düzgünsüzlükleri, aks kutuları, süspansiyon sistemleri, damperler ve araç gövdeleri için daha önceden oluşturulmuş bir çok hazır şablon bulunmaktadır. Ancak bu çalışmada RTX 2000 için ayrı bir şablon hazırlanması uygun görülmüştür.

#### 5.3.1 Boji Modeli

RTX 2000 aracının bojisi kaynaklı konstruksiyondan müteşekkil, H şekilli bir yapıdır. Bojinin modeli için ADAMS'ın modelleme ve temel simülasyonlar için geliştirilen ADAMS/VIEW yazılımı kullanılmıştır. ADAMS/VIEW'da geliştirilen model daha sonra, ADAMS/RAIL'e atılmış ve şablon olarak kaydedilmiştir. Boji ekipmanları, tüm sistemin bir parçası gibi düşünüldüğünden, ayrıca yapının simetrik olmasından dolayı modellenmemiştir.

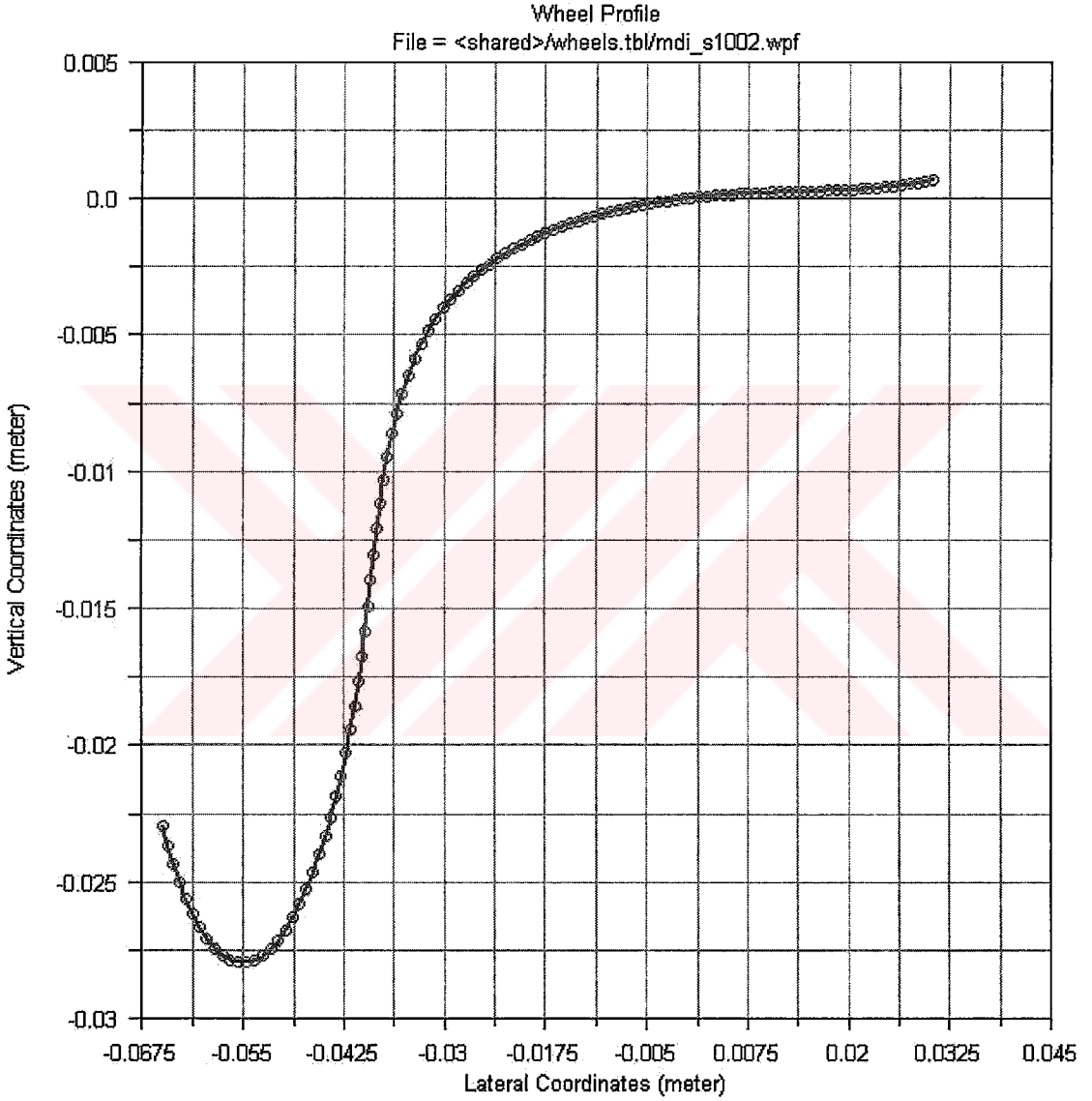


Şekil 5.6 RTX'in boji kirişi

Bolster kirişle boji kirişinin bağlantısı hava yastıkları ve orta kısımdaki bağlantı elemanlarını temsilen kullanılan sınır şartlarıyla sağlanmıştır.

### 5.3.1.1 Tekerlekler

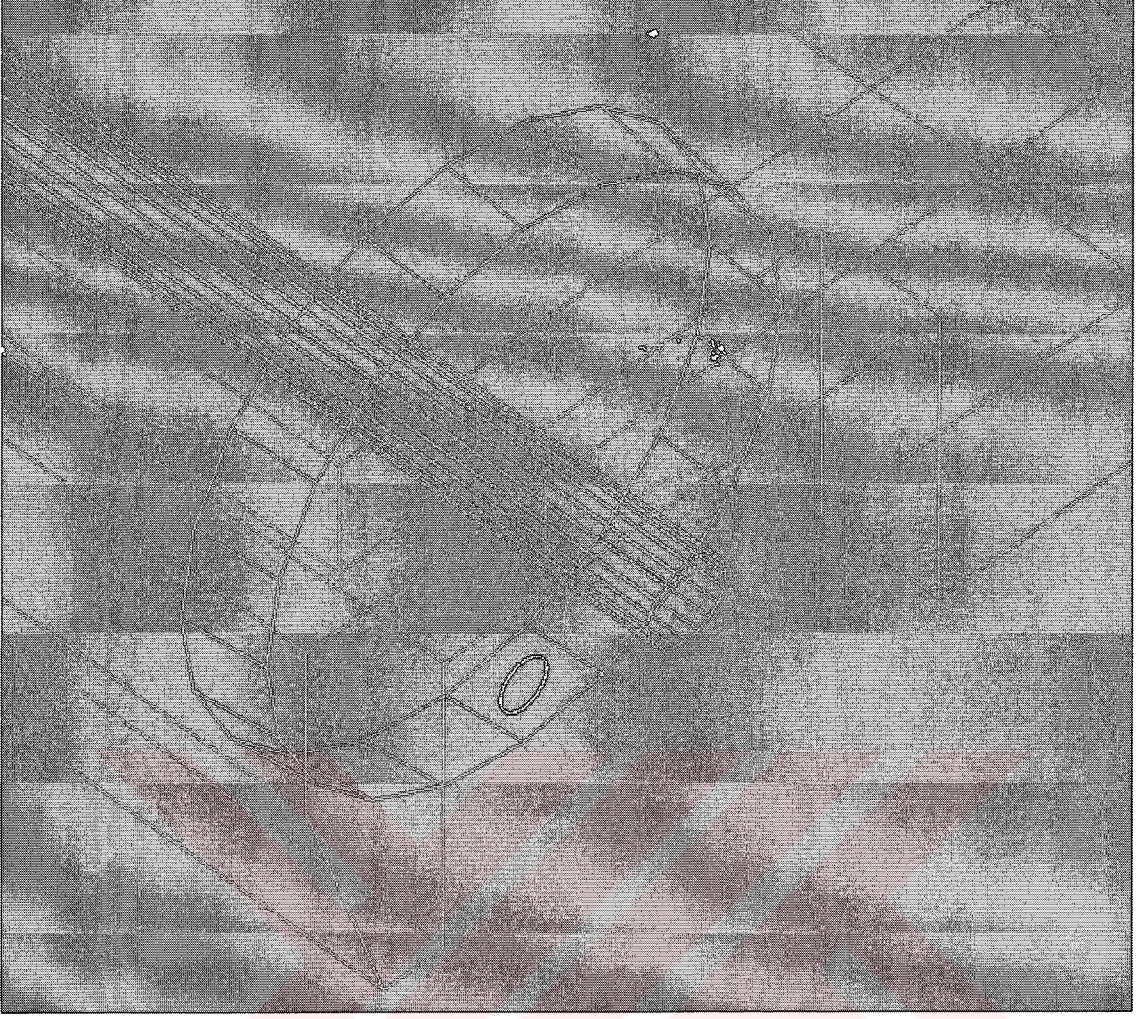
Tekerlek modeli olarak, ADAMS'ın kütüphanesinden faydalanılmış ve 680 mm çaplı tekerlek kullanılmıştır.



Şekil 5.7 Tekerlek profili

### 5.3.1.2 Aks Kutuları

Aks kutuları, ADAMS'ın hazır kütüphanesinden yararlanılarak oluşturulmuştur. Tekerlekle aks kutuları arasında pim bağlantısı yerleştirilmiştir.



Şekil 5.8 Aks kutuları

### 5.3.1.3 Birincil Süspansiyon

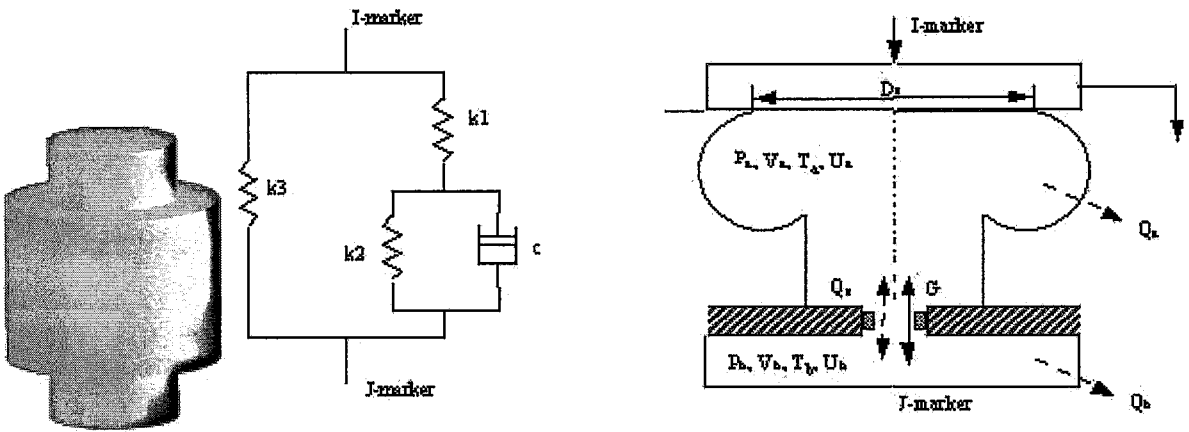
RTX 2000 arasında birincil süspansiyon olarak daha önce de bahsedilen chevron yayları kullanılmaktadır. ADAMS/Rail'in kütüphanesinde chevron yayları için hazır şablon bulunmadığından, bu yayları temsilen süspansiyon elemanları kullanılmış ve yayın karakteristik özellikleri imalatçı firmanın katalogundan temin edilmiştir.



Şekil 5.9 Birincil süspansiyon

#### 5.3.1.4 İkincil Süspansiyon

İkincil süspansiyon olarak Nishimura hava yastıkları kullanılmıştır.



Şekil 5.10 Nishimura hava yastıkları [1]

Nishimura modeli, hava yastıklarının termodinamik tanımı üzerine temellendirilmiş lineer

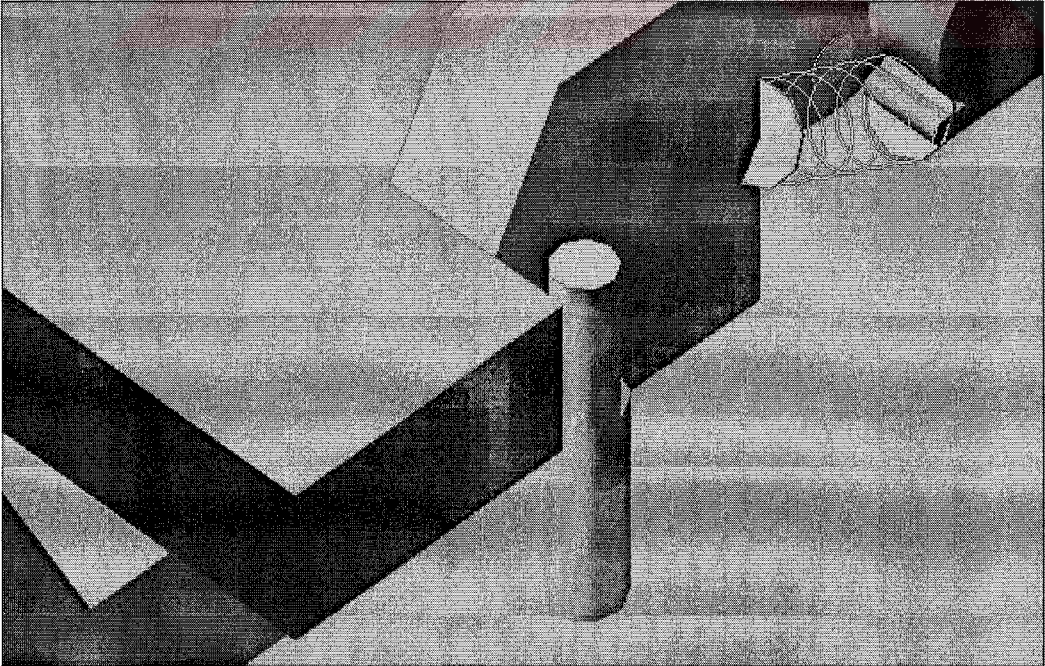
mekanik bir modeldir( basınç farkı ve kütle akışı arasında lineer bir ilişki vardır). Nishimura modelinin mekanik davranışı diferansiyel denklemlerle tanımlanmıştır. Hava yastığının dikey kuvveti, burada en önemli faktördür.  $P_0$  ya da  $F_0$  ile basınç ya da kuvvet cinsinden ön yükleme tanımı yapılabilir. Sistemin katılık matrislerinin tanımı ise şöyle yapılmıştır:

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{nP_0}{V_b} A_e^2, \\ k_2 &= \frac{nP_0}{V_a} A_e^2, \\ k_3 &= (P_0 - P_{atm}) \frac{dA_e}{dz}, \\ c &= GA_e^2 \rho_0 \end{aligned} \quad (5.1)$$

Burada n, politropik katsayısı, G eşdeğer mekanik model için katılık/sönümlenme matrislerinin tanımında kullanılan yardımcı bir katsayısı, g yerçekimi ivmesini, d orifis çapını,  $\rho_0$  ise başlangıç kütleliğini göstermektedir.

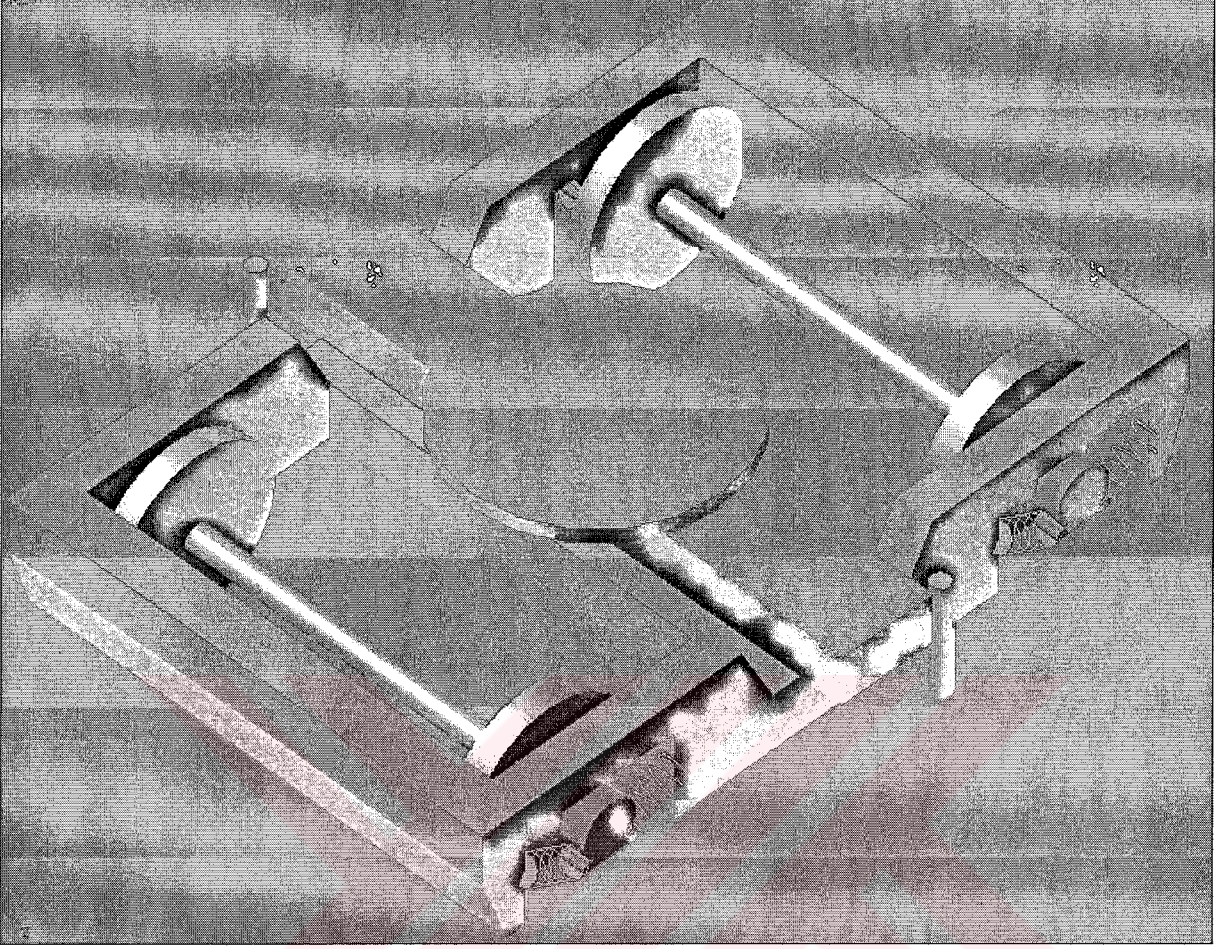
### 5.3.1.5 Damperler

Damper olarak ADAMS'ın hazır şablonundan yolcu vagonu için olan bir damper seçilmiş, sonra da RTX'de kullanılan damperin özelliklerini yansıtacak şekilde değerleri değiştirilmiştir.



Şekil 5.11 Dikey damper

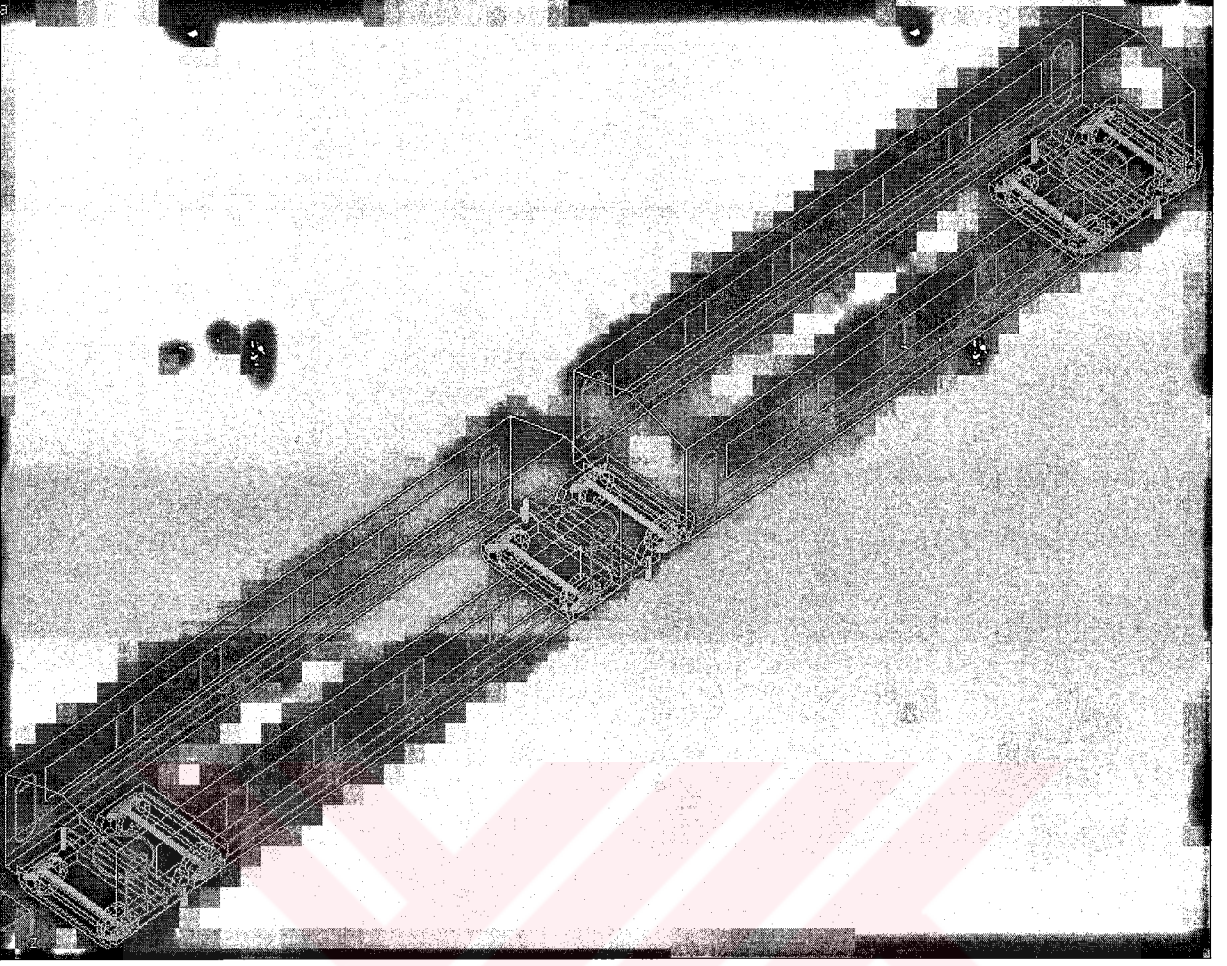
Tüm boji sistemi, diğer alt sistemlerin de birleştirilmesiyle aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 5.12 Tüm bojinin ADAMS modeli

### 5.3.2 Gövde Modeli

RTX aracının gövde modeli, yığılı kütle olarak düşünülmüş ve ADAMS'ın kütüphanesinden yolcu vagonları için hazırlanmış olan ERRI vagonu seçilmiştir. Daha sonra bu vagonun özellikleri RTX'in özelliklerini yansıtacak şekilde değiştirilmiştir. Aracın boş olduğu varsayılmış ve tüm aracın ağırlığı 35t olarak alınmıştır.



Şekil 5.13 Tüm sistemin ADAMS modeli

## 6. ANALİZ VE SONUÇLARI

Analiz yapmak için ADAMS/Rail'in kütüphanesinden raylarla ilgili olarak düz bir yol seçilmiş, ray düzgünlüğü olarak da rampa fonksiyonu kullanılmıştır. Tekerleklerle rayların teması sonucu ortaya çıkan etkileşimli kuvvetlerin etkisi analize yansıtılacak şekilde, yine kütüphaneden bir kontak dosyası seçilmiştir.

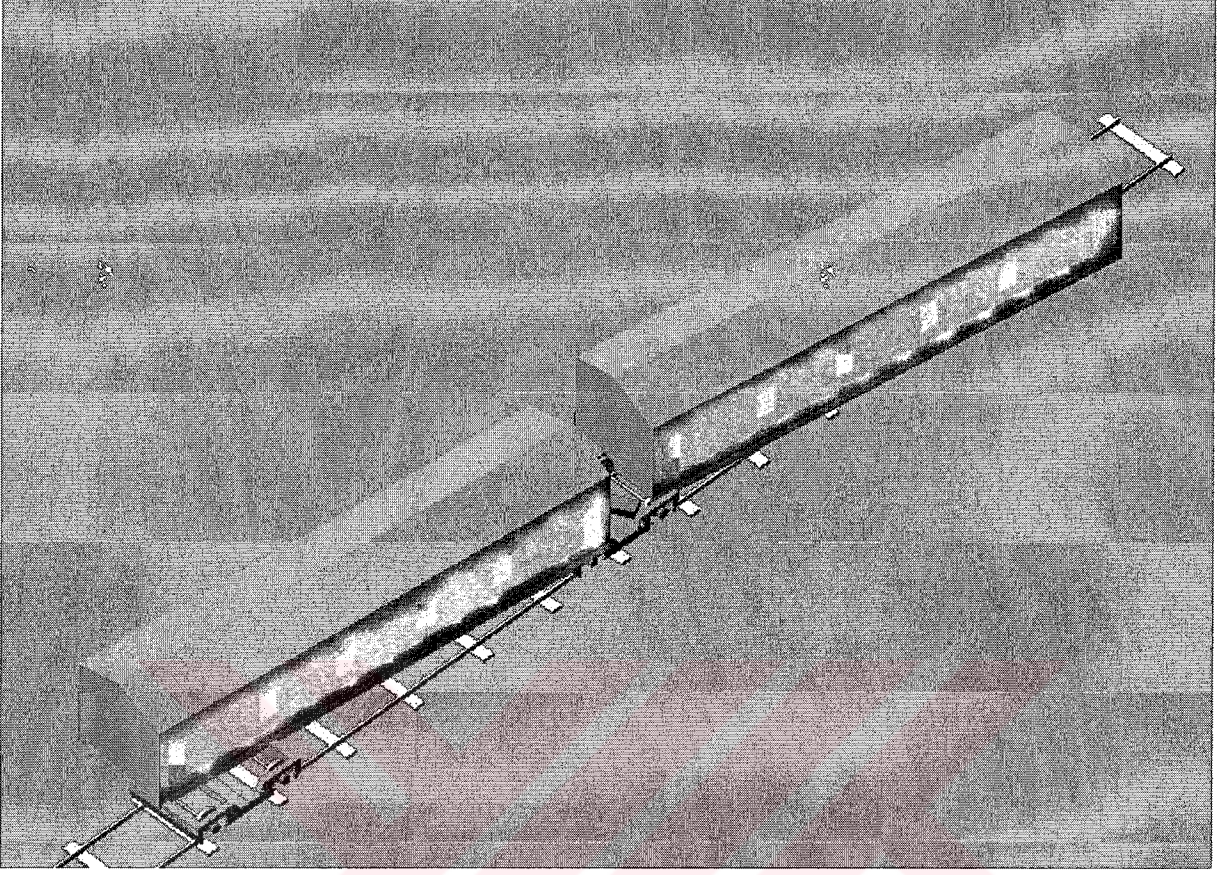
İlk olarak birincil ve ikincil süspansiyonlara gelen yükleri tespit edebilmek için bir ön yükleme analizi yapılmış, daha sonra da sırasıyla lineer analiz ve dinamik analiz yapılmıştır.

İşletme esnasında en fazla 20Hz civarındaki uyarımların, araçta önemli dinamik cevaplara yol açacağı düşünülerek, lineer analiz sonucunda sistemin 20Hz'e kadar olan doğal frekansları şu şekilde bulunmuştur:

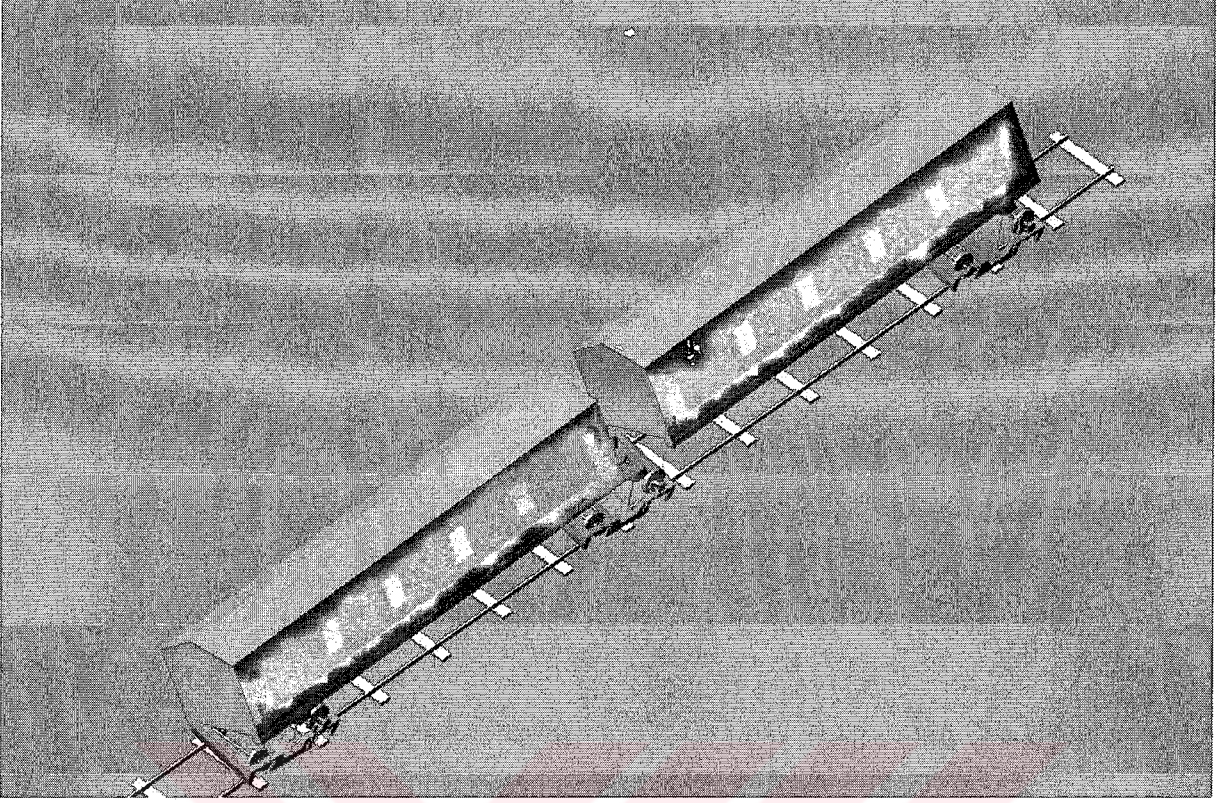
Çizelge 6.1 Sistemin Doğal Frekansları

Doğal Frekanslar	
1	0,5536
2	0,7436
3	0,8419
4	1,3400
5	2,4425
6	3,2156
7	5,2253
8	9,9653
9	10,2515
10	11,3287
11	12,9584
12	13,3291
13	14,4407
14	15,2551
15	15,3405
16	15,6388
17	16,0894
18	18,4237
19	19,1612
20	20,7461

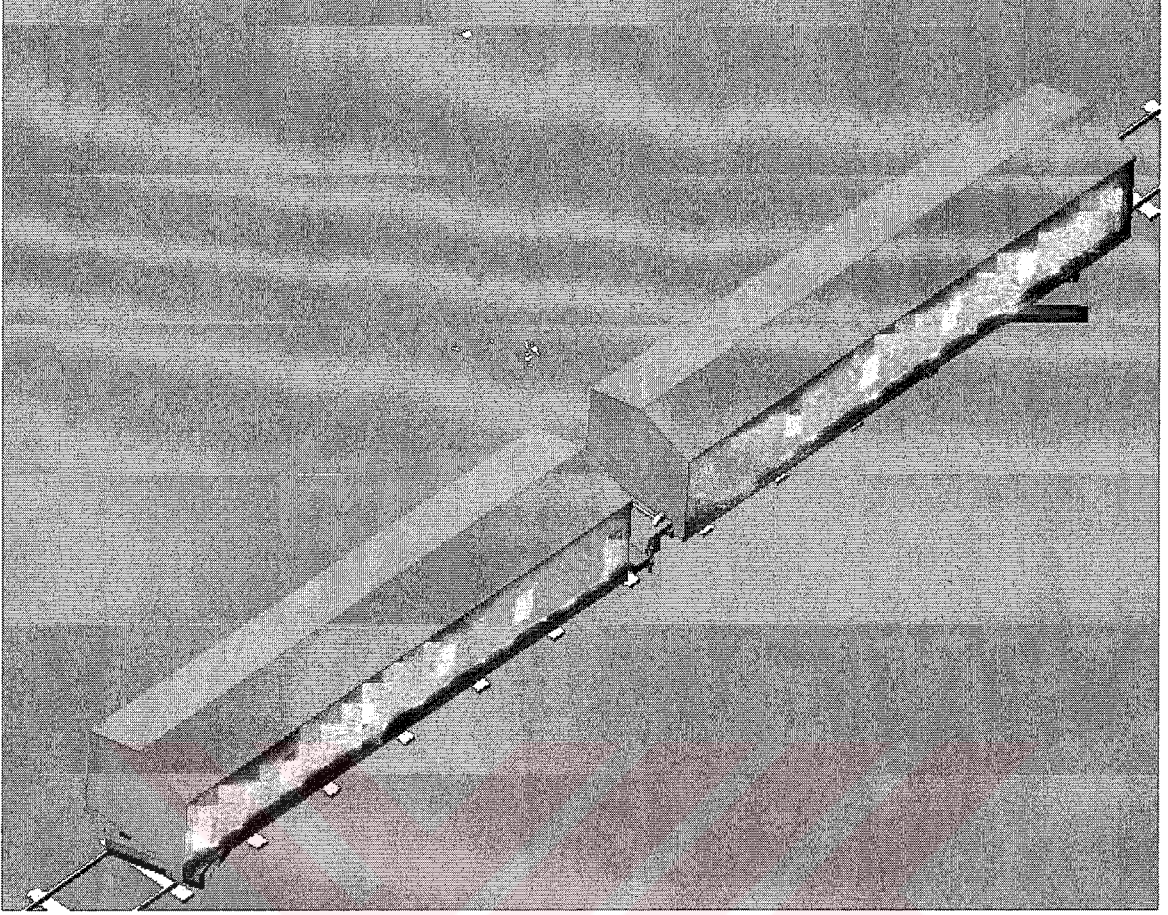
Bu frekanslara karşılık gelen modlardan bazıları şöyledir:



Şekil 6.1 Avlanma moda, doğal frekans 0.7436

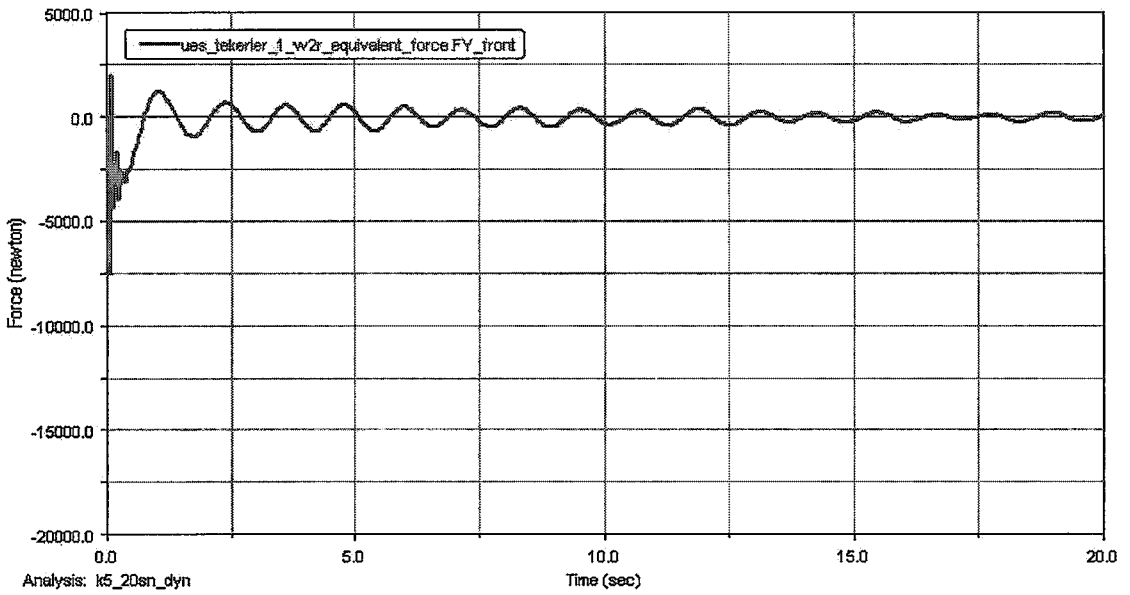


Şekil 6.2 Yalpa moda, doğal frekans 2,4425

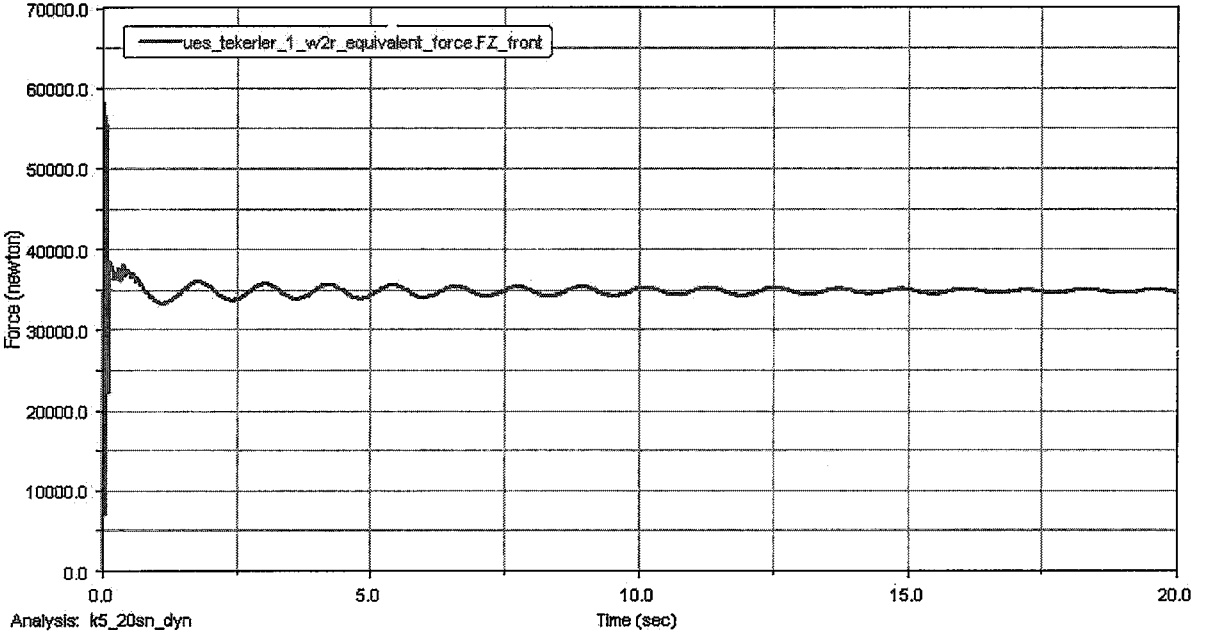


Şekil 6.3 Bojilerin avlanma moda, doğal frekans 5,2253

Tekerleklere gelen yanıl ve düşey kuvvetler şu şekildedir:

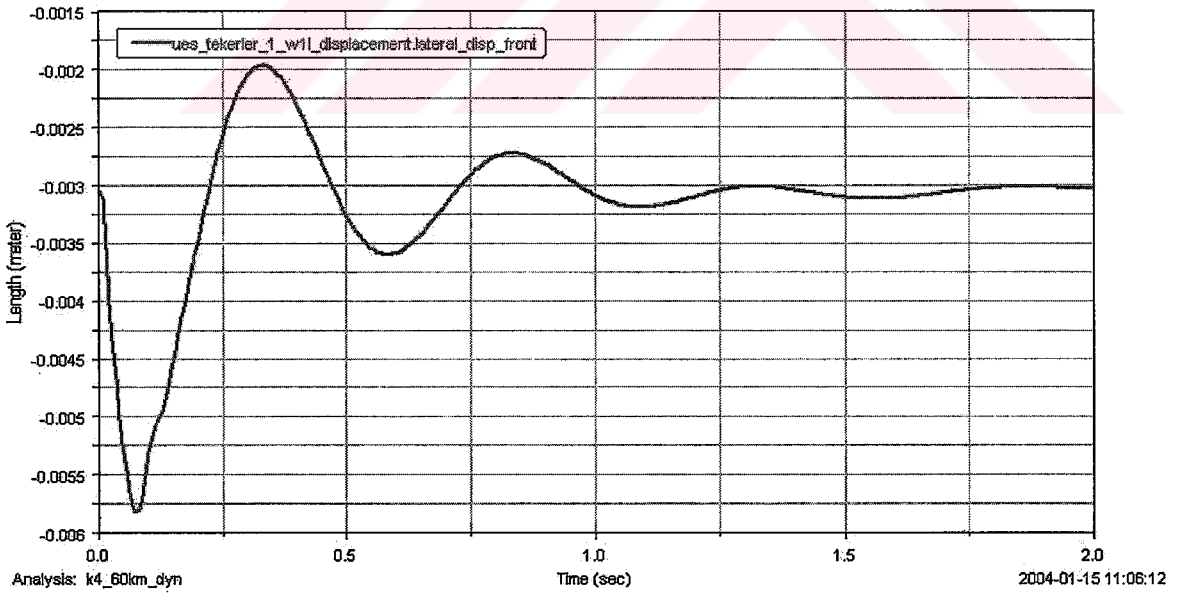


Şekil 6.4 Ön bojinin sağ tekerleklerine gelen eşdeğer yanıl kuvvet



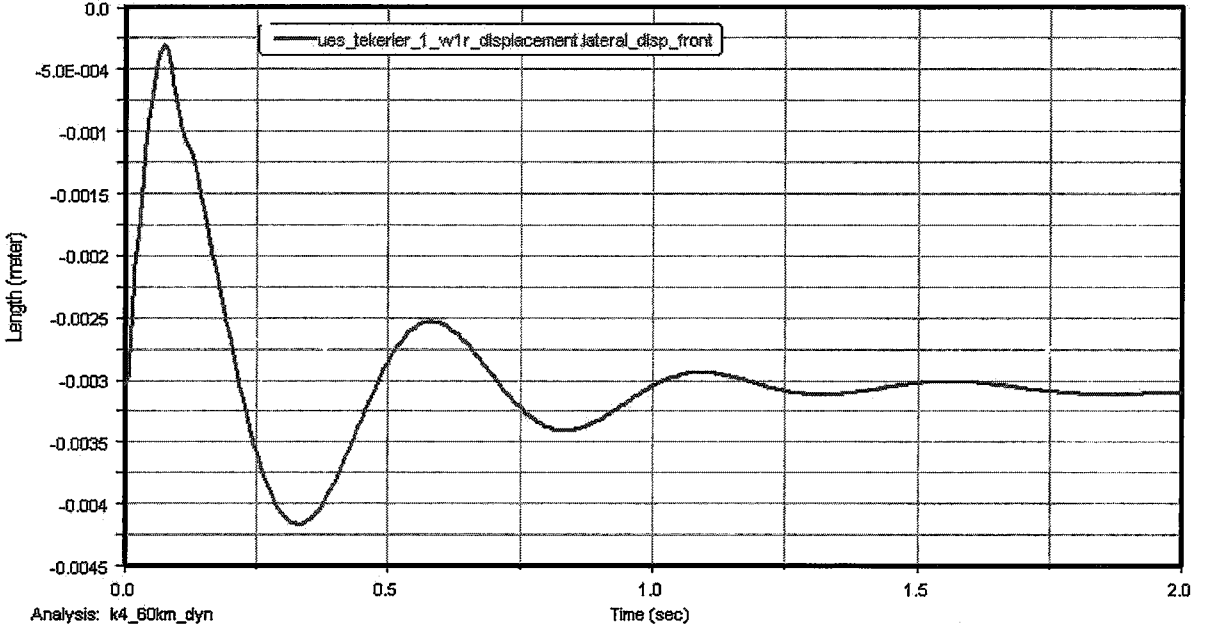
Şekil 6.5 Ön bojinin sağ tekerleklerine gelen eşdeğer düşey kuvvet

Tekerleklerin ve gövdenin ivmelenmesi ve yerdeğişimleri ise şöyledir:

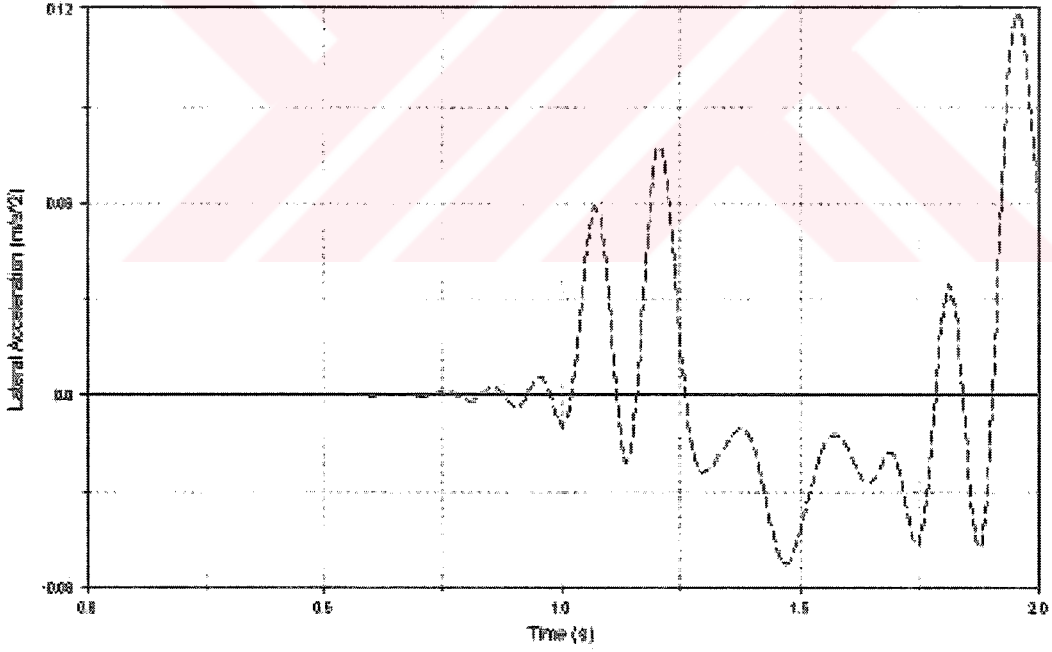


Şekil 6.6 Ön bojinin sol tekerleğinin yanal yer değişimi

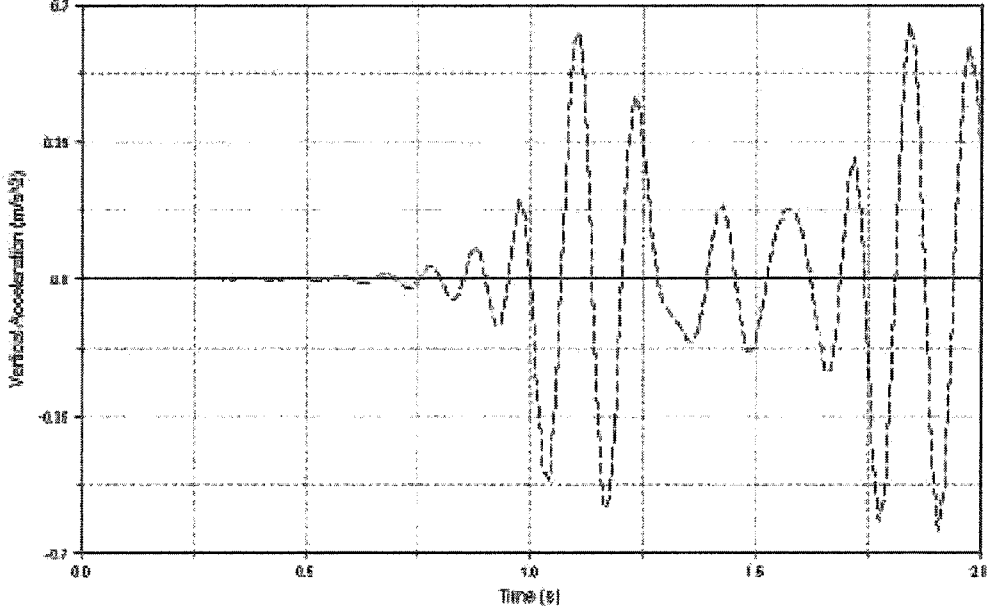
Araç gövdesinin yanal ivmelenmesine bakıldığında, 0.6 sn'ye kadar araçta yanal ivmelenmenin olmadığı görülmektedir.



Şekil 6.7 Ön bojinin sağ tekerleğinin yanal yer değişimi



Şekil 6.8 Vagon gövdesinin yanal ivmelenmesi



Şekil 6.9 Vagon gövdesinin dikey ivmelenmesi

Şekil 6.6'dan da görüleceği gibi 0.5sn'ye kadar, araçta dikey ivmelenme görünmemekte, bu saniyeden sonra ivmelenmelere başlamaktadır.

Konfor çalışmasında, araç 40km/h, 60km/h ve 80 km/h hızlarında çalıştırılmış ve daha sonra ADAMS'ın "comfort toolkit" arabirimi vasıtasıyla Sperling indeksine göre konfor analizi yapılmıştır. Elde edilen değerler şöyledir:

Çizelge 6.2 Sperling seyir indeksleri

Hız (km/h)	$W_z$
40	2,2
60	2,8
80	3,2

Elde edilen değerler Sperling'in "iyi" diye bilinen seyir aralıklarındadır. 80km/h hızda 3.2 olan seyir indeksi biraz büyük görünmekle beraber, aracın kontrol yazılımı en fazla 70km/h hıza izin verdiği için önemli değildir.

## 7. SONUÇLAR

Bu çalışmada İstanbul Ulaşım A.Ş’de imal edilen RTX 2000 araçlarının dinamik karakteristikleri yani doğal frekansları ile mod şekilleri ve konfor analizi ADAMS/Rail yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

Lineer analiz sonucunda, en fazla 20Hz’e kadar olan uyarılara aracın verdiği cevapların önemli olduğu düşünülerek sadece 20Hz’e kadar olan frekanslar incelenmiştir. Sistemin doğal frekanslarının ilk dördünün (çizelge 6.1) aracın avlanma modu, 5. modun aracın yalpalama modu(şekil 6.2), 7. modun ise bojilerin avlanma moduna (şekil 6.3) ait oldukları görülmüştür.

Mod analizinden sonra titreşimlerin insan üzerindeki etkilerini belirlemek için konfor analizi yapılmıştır. Bu amaçla ilk olarak araç gövdesinde daha önce belirtilen noktalarda yatay ve dikey ivmelenmeler ölçülmüştür. 0.6 sn’ye kadar araçta yatay ivmelenme(şekil 6.8), 0.5sn’ye kadar da dikey ivmelenmenin olmadığı (şekil 6.9), dolayısıyla yolcuların bu süreler kadar herhangi bir ivmelenmeye maruz kalmadığı görülmüştür. Daha sonra ADAMS’ın “comfort toolkit” arabirimi vasıtasıyla Sperling seyir indeksine göre bir analiz yapılmıştır. Analiz sonucunda aracın konfor değerlerinin Sperling seyir indeksinin uygun aralıklarında seyrettiği görülmüştür (çizelge 6.2). Bu da süspansiyon sistemlerinin uygun olarak seçildiğini ve raydan gelen titreşimlerin insanlar üzerindeki etkisinin iyi bir şekilde azaltıldığını göstermektedir.

**KAYNAKLAR**

Aba, E., Karadağ, V. (1993) “Bir Yolcu Vagonunun Dinamik Tasarımı ve Titreşim Konforunun Analizi Üzerine Bir Yaklaşım”, 6. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Trabzon

ABB F00.100 Design and Installation Documents

ABB F00.100 Bogie Documents

ADAMS Help

Andersson, E., “1978”, Vehicle Dynamics, ASEA

Bernard, M., (1979), “Improvement in the Quality of Comfort Offered to Passengers on Medium and Long Distance Journeys”, Rail Vehicle Dynamic

Datousaid, S., Verlinden, O., Wenderloot, L., Conti, C., (1998), “Computer-aided analysis of Urban Railway Vehicles”, Vehicle System Dynamics, 213-227.

Erzi, A.I., (1997), “Raylı Taşıtlar Ders Notları”, 9-13

Esveld, C., (2001), “Modern Railway Track”, MRT, The Netherlands

Garg, V., Dukkipati R., (1984), “Dynamics of Railway Vehicle Systems”, Academic Press, 135-155

Garg, V., Chu, K., (1976), “Lateral Dynamics of a Railway Vehicle”, ASME

Gash, R., Hauschild, W., Steinborn, H., (1977), “Stability and Forced Vibrations of a 4-Axled Railway Vehicle With Elastic Car body”, Berlin

Hedrick, J.K., (1979), “Performance Limits OF Rail Passenger Vehicles”, MIT , USA

Kar, A., (1977), “A Survey For Trucks Passenger Rail Vehicles”, MIT, USA

Mecitoğlu Z., Kotil T., Nas, S. ve Yücesan G., (2000), “Boğaziçi Metro Aracının Dinamik Karakterinin Nümerik Olarak Bulunması”, İstanbul

Murray, W., (1977), “Performance Limits of Rail Passenger Vehicles”, MIT, USA

Palm, W., (2000), “Modeling, Analysis and Control of Dynamic Systems”, Wiley, New York

Pacejka, H., (2002), “Tyre and Vehicle Dynamics”, Cornwall

**INTERNET KAYNAKLARI**

[1] [http://www.mscsoftware.com/support/prod\\_support/adams/](http://www.mscsoftware.com/support/prod_support/adams/)

[2] <http://www.railway-technology.com/>

[3] [http://ice.fb12.tu-berlin.de/index\\_OnlPubl.html](http://ice.fb12.tu-berlin.de/index_OnlPubl.html)

[4] <http://www.tuvasas.com.tr/>

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	03.12.1976	
Doğum yeri	Sivas	
Lise	1990-1994	Sivas İmam Hatip Lisesi
Lisans	1994-1998	İstanbul Teknik Üniversitesi Uzay ve Uçak Bil. Fak. Uçak Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2001-2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstruksiyon Programı

**Çalıştığı kurum(lar)**

1997-Devam ediyor İstanbul Ulaşım A.Ş

