

# Ray Düzensizliklerinin Şasi Dinamiği ve Aktif Kontrol Üzerindeki Etkileri

## The Effects of Track Irregularities on Bogie Dynamics and Active Control

AslıSoyiç Leblebici<sup>1</sup>, Semiha Türkyay<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Mekatronik Programı  
Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Eskişehir  
{aleblebici}@ogu.edu.tr

<sup>2</sup>Elektrik ve Elektronik Mühendisliği Bölümü  
Eskişehir Teknik Üniversitesi, Eskişehir  
{semihaturkay}@esksehir.edu.tr

### Özetçe

Demiryolu araçlarının tasarımı, hem insanların hem de yüklerin daha konforlu ve güvenli taşınması açısından büyük öneme sahiptir. Bu araştırma çalışması, bogileri rijit ve esnek cisimler olarak modelleyerek, raylardaki düzensizliklerin, düz olmayan veya geometrik kusurlar gibi etkenlerin, raylı araçların şasi performansını nasıl etkilediğini araştırmayı amaçlamaktadır. Ayrıca, bu düzensizliklerin olumsuz etkilerini azaltmak için durum-geri beslemeli aktif kontrol teknolojisinin kullanımını araştırarak, sürüş konforunu, güvenliği ve genel performansı artırmayı hedeflemektedir.

### Abstract

The design of the railway vehicles has a huge significance in more comfortable and safer transportations of both humans and freights. This research study models the bogies as rigid and flexible bodies and examines how irregularities in the track, such as unevenness or geometric imperfections, impact the performance of bogies in rail vehicles. Additionally, it explores the use of active control technology by employing  $H_\infty$  state feedback controller to mitigate the adverse effects of these irregularities, thereby improving ride comfort, safety, and overall performance.

### 1. Giriş

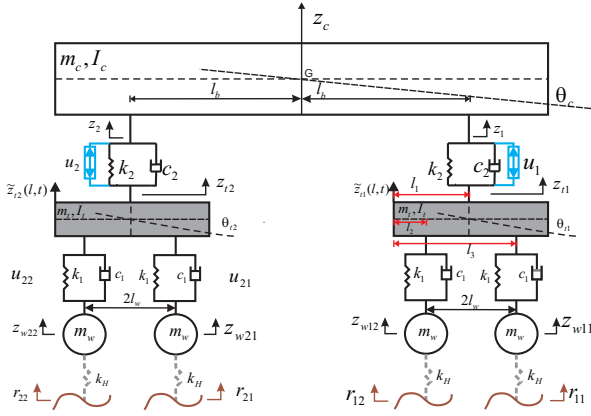
Raylı taşımacılık endüstrisi, dünya genelindeki ulaştırma altyapısında hayati bir rol oynamaktadır. Daha hızlı ve daha verimli ray hizmetleri için artan talep, şasi dinamiği çalışmalarının önemini artırmıştır [1]. Ray düzensizliklerinin tekerlek-ray temas kuvvetlerini artırdığı, daha yüksek aşınma hızlarına neden olduğu ve yolculuk konforunu azalttığı gözlemlenmiştir [2]. Gerçekçi simülasyonlar yapabilmek için, demiryolu aracının titreşim modlarını bilmek önemlidir [3]. Uluslararası standartlara göre, insan vücudu 20 Hz'ye kadar olan frekans aralığında düşey titreşimlerden etkilenmektedir [4]. Sürüş konforunu etkileyen rijit araç gövdesi düşey modları (pitch, roll, heave) genel-

likle 1 Hz civarında meydana gelir ve araç gövdesinin ilk esnek bükülme modu genellikle 8-15 Hz aralığında oluşur. Bu nedenle, özellikle hafif gövdeli araçlarda, rijit modların yanı sıra esnek modların titreşimlerini kontrol etmek, sürüş kalitesini ve güvenliğini artırmak için gereklidir. Ani hız değişikliklerinde düşey dinamik kuvvetler hızla değişebilir ve raydan çıkma koşulları meydana gelebilir [14]. Bu nedenle, özellikle orta frekans aralığı olan 0-50 Hz'de, bogiler, güvenlik tartışmalarında aracın önemli bir parçası haline gelmektedir [10, 15]. Yüksek hızlı demiryolu araçları için bogiler, aracın gövde kütlesini desteklerken tekerlekleri ray üzerinde yönlendiren önemli bir bileşeni temsil eder. Aynı zamanda, ray düzensizliklerinden kaynaklanan titreşimleri filtreleyerek sürüş konforunu artırır [6]. Hafif bir gövde tasarımı için, gövdenin sadece kütlesini azaltmanın, daha yüksek gövde ivmelerine yol açtığı ve daha iyi stabilite koşulları sağladığı bilinmektedir [7]. Kim ve arkadaşları [11]'de bogilerin toplam araç ağırlığının neredeyse 37% 'sini oluşturduğu ve bogi ağırlığının azaltılması için kompozit malzemelerin kullanılması önermektedir. Hafif bogi çerçevesi tasarımının temel amacı, ağır statik ve dinamik yükleri taşımakla birlikte konfor açısından da süspansiyon görevini yerine getirmektir. Bogilerin bu önemi göz önünde bulundurulduğunda, yorgunluk analizi gibi konularda ele alınmıştır. [9]'daki çalışmada, tipik bir yüksek hızlı yolcu aracının dinamiği, rijit tekerlekli elastik bogiler kullanılarak incelenmiştir. H-formunda süspansiyonlu bir bogi, serbest-serbest destekli Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanılarak elastik olarak modellenmiştir. Daha iyi bir konfor elde etmek için  $H_\infty$  yöntemi kullanılarak aktif kontrol tasarlanmış ve belirlenen bir değer altında stabilite koşullarının korunması sağlanmıştır.

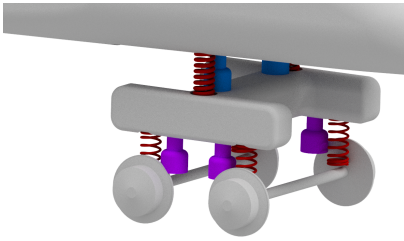
Bu çalışma aşağıdaki şekilde düzenlenmiştir: İkinci bölümde, Siemens ICE tren parametreleri ve konfigürasyonu kullanılarak rijit gövdeye ve tekerlek setine sahip bir bogi modeli ortaya konulmuş ve ray düzensizliklerinin araç dinamiği üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Üçüncü bölümde, pasif süspansiyon sistemlerinin sınırlamalarını aşmak için aktif kontrol tasarım problemi tanımlanmış ve araç performansı üzerindeki etkileri benzetim çalışmaları ile incelenmiştir. Çalışma, Sonuçlar bölümüyle tamamlanmıştır.

## 2. Çoklu Cisim Dinamiği

Bu bölümde tipik bir bogi sistemi ile donatılmış demiryolu aracının çoklu cisim dinamik modeli geliştirilecektir. Bunun amaçla, Şekil 1 ile temsil edilen on-serbestlik-dereceli (10-SB) matematiksel bir model kullanılmıştır. Rijit taşıma gövdesi  $m_c$  ile ifade edilmektedir ve bu gövde düşey  $z_c$  ve yunuslama  $\theta_c$  yer değiştirmeleriyle ( $k_2, c_2, u_i$ ) aktif ikincil süspansiyonu hareket ettirir. Bu süspansiyon sistemi, iki akslı, mafsalsız, H-şeklinde kaynaklanmış,  $m_t$  ile Şekil 2'deki gibi gösterilen bogiler tarafından desteklenmektedir. Bu bogiler, rijit ( $z_{ti}, \theta_{ti}$ ) gövde hareketlerini yaparken ( $q_{1i}, q_{2i}$ ) modları ile de esneyebilmektedir.  $m_w$  ile işaretlenen tekerlekler, ( $k_1, c_1$ )'den oluşan birincil süspansiyon sistemiyle bogilere bağlanır. Tekerlek-ray teması, Hertzian temas teorisi kullanılarak modellenmiştir [1].



Şekil 1: On-serbestlik-dereceli araç modeli.



Şekil 2: H-şeklindeki bogi modeli.

Bir bogi ortadan ikiye bölündüğünde, birincil ve ikincil süspansiyon kuvvetlerine ile uyarılan serbest-serbest destekli bir Euler-Bernoulli kirişine dönüşür. Böylece, elastik düşey yer değiştirme, sırasıyla  $i = 1$  ön, ve  $i = 2$  arka süspansiyon için aşağıdaki gibi yazılır,

$$\tilde{z}_{ti}(l, t) = z_{ti}(t) + \left(\frac{L_b}{2} - l\right)\theta_{ti}(t) + \sum_{k=1}^n \Phi_k(l)q_{ik}(t). \quad (1)$$

Burada  $q_{ji}$  genelleştirilmiş koordinatları gösterirken  $\Phi_i$  özdeğer fonsiyonlarını ifade eder. İkincil süspansiyon sistemine etki eden dinamik kuvvetler aşağıdaki gibi,

$$F_i = -k_2[z_i - \tilde{z}_{ti}(l_1, t)] - c_2[\dot{z}_i - \dot{\tilde{z}}_{ti}(l_1, t)], \quad (2)$$

olarak hesaplanırken, birincil süspansiyon sistemine ait kuvvetler  $j = 1$  ön, ve  $j = 2$  arka tekerlek setleri için

$$F_{ij} = -k_1[\tilde{z}_{ti}(l_2, t) - z_{wij}] - c_1[\dot{\tilde{z}}_{ti}(l_2, t) - \dot{z}_{wij}], \quad (3)$$

olarak bulunur. Tekerlek-ray temas kuvvetleri ise aşağıdaki gibi elde edilir:

$$F_{wij} = -k_H(z_{wij} - r_{ij}), \quad (4)$$

Şekil 1 ile gösterilen modele ait dinamik denklemler  $u_1, u_2$  aktif kuvvetleri için sırasıyla aşağıdaki gibi yazılır:

- Araç gövdesi için;

$$\begin{aligned} m_c \ddot{z}_c &= F_1 + F_2 - u_1 - u_2, \\ I_c \ddot{\theta}_c &= l_b F_1 - l_b F_2 - l_b u_1 + l_b u_2. \end{aligned} \quad (5)$$

- Ön bogi için;

$$\begin{aligned} m_t \ddot{z}_{t1} &= -F_1 + F_{11} + F_{12} + u_1, \\ I_t \ddot{\theta}_{t1} &= l_w F_{11} - l_w F_{12}. \end{aligned} \quad (6)$$

- Arka bogi için;

$$\begin{aligned} m_t \ddot{z}_{t2} &= -F_2 + F_{21} + F_{22} + u_2, \\ I_t \ddot{\theta}_{t2} &= l_w F_{21} - l_w F_{22}. \end{aligned} \quad (7)$$

- Ön-ön ve ön-arka tekerlek setleri için;

$$\begin{aligned} m_w \ddot{z}_{w11} &= -F_{11} + F_{w11}, \\ m_w \ddot{z}_{w12} &= -F_{12} + F_{w12}. \end{aligned} \quad (8)$$

- Arka-ön, arka-arka tekerlek setleri için;

$$\begin{aligned} m_w \ddot{z}_{w3} &= -F_{21} + F_{w21}, \\ m_w \ddot{z}_{w4} &= -F_{22} + F_{w22}. \end{aligned} \quad (9)$$

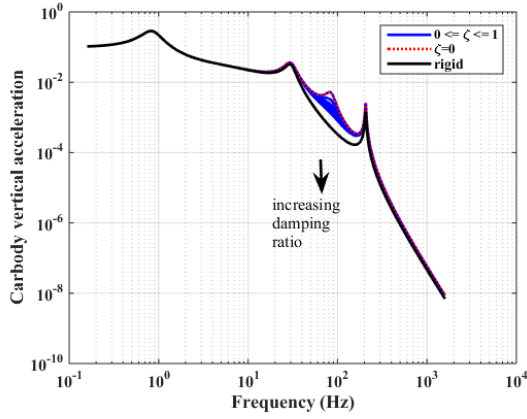
Eşitlik (1)-(3) kullanılarak sırasıyla ön ve arka bogiye ait esnek modlar  $q_{1i}, q_{2i}$  olarak ( $\omega_{1i}, \omega_{2i}$ ) doğal frekanslar ve ( $\zeta_{1i}, \zeta_{2i}$ ) sönümleme oranları cinsinden aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} \ddot{q}_{1i} + 2\zeta_{1i}\omega_{1i}\dot{q}_{1i} + \omega_{1i}^2 q_{1i} &= \frac{1}{m_t} [-\Phi_i(l_1)(F_1 - u_1) + \dots \\ &+ \Phi_i(l_2)F_{11} + \Phi_i(l_3)F_{12}], \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \ddot{q}_{2i} + 2\zeta_{2i}\omega_{2i}\dot{q}_{2i} + \omega_{2i}^2 q_{2i} &= \frac{1}{m_t} [-\Phi_i(l_1)(F_2 - u_2) + \dots \\ &+ \Phi_i(l_2)F_{21} + \Phi_i(l_3)F_{22}], \end{aligned} \quad (11)$$

Doğal frekans, bir sistem veya yapısal elemanın doğal titreşim frekansını temsil eder ve tasarım ve analiz süreçlerinde önemli bir rol oynar.  $i$ .ci doğal frekanslar olan  $\omega_{1i}$  ve  $\omega_{2i}$ , bogi malzemesinin elastik modülü, kesit alanı ve kirişin momentine aşağıdaki gibi bağlıdır.

$$\omega_{1i} = \sqrt{\frac{\text{Kiri momenti}}{\text{Esneklik modulu} \times \text{Kesit alanı}}}$$



Şekil 3: Birincil esnek modun düşey gövde ivmesi üzerindeki etkisi.

Tablo 1: Araca ait modların frekans düzlemindeki yeri

Araç gövdesi	Sönümlenme frek. (Hz)
Heave	0.7839
Pitch	0.9366
Bogi	Sönümlenme frek. (Hz)
Heave	3.5840
Pitch	4.0298
Wheel	
Heave	167.2614
Bogilerin esnek modları	
1.ci eğilme frek. $\omega_{11}/2\pi$	38.2086
2.ci eğilme frek. $\omega_{12}/2\pi$	105.2393

İlgili sönümlenme oranlarındaki değişiklikler ise bu frekanstaki tepe noktasının büyüklüğünü değiştirir. Yapılan benzetim çalışmaları, Şekil 3'de görüldüğü gibi bogilerin ilk bükülme modlarının sönümlenme oranlarının değeri bire yaklaştığında, sistem davranışının düşey araç ivmesi için rijit gövde performansına yaklaştığını göstermektedir. Araç gövdesine, bogi ve tekerlek setlerime ait tüm modlar Tablo 1'de özet olarak verilmiştir.

Raylı taşıta ait Eşitlik (5)-(9) ile verilen hareket denklemleri kullanılarak durum-uzay modeli aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 r + B_2 u \\ z &= C_2 x + D_{21} r + D_{22} u \\ z_\infty &= C_\infty x + D_{\infty 1} r + D_{\infty 2} u \end{aligned} \quad (12)$$

Burada, seçilen durum vektörü  $x = [z_i - z_{ti} \ z_{tij} - z_{wij} \ z_{wij} \ \dot{z}_i \ \dot{z}_{tij} \ \dot{z}_{wij} \ q_{1i} \ q_{2i} \ \dot{q}_{1i} \ \dot{q}_{2i}]^T$  ile gösterilerilirken,  $z = [\ddot{z}_c \ \ddot{\theta}_c \ q_{11} \ q_{21}]^T$  ve  $z_\infty = [F_{w11} \ F_{w12} \ F_{w21} \ F_{w22}]^T$  regüle edilecek çıktılar,  $r = [r_{11} \ r_{12} \ r_{21} \ r_{22}]^T$  ray yer değiştirme ve  $u = [u_1 \ u_2]^T$  kontrol girdi vektörlerini temsil etmektedir.

Ayrıca,

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} A_{rr} & A_{rf} \\ A_{fr} & A_{ff} \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0_{10 \times 4} \\ M^{-1} K \Gamma_H \\ 0_{4n \times 4} \end{bmatrix}, \\ B_2 &= \begin{bmatrix} 0_{2 \times 10} & -(M^{-1}(\Gamma S)^T \Gamma_a)^T & 0_{2 \times 2n} & \frac{1}{m_t} \Phi_a \end{bmatrix}^T, \\ C_2 &= [C_{21} \ C_{22}]^T, \quad D_{21} = 0_{4 \times 4}, \\ D_{22} &= [-(\Gamma_a(MS)^{-1}(\Gamma S)^T \Gamma_a^T)^T \quad 0_{2 \times 2}]^T, \\ C_\infty &= [\Gamma_H^T 0_{4 \times 10 + 4n}], \quad D_{\infty 1} = -I_4, \quad D_{\infty 2} = 0_{4 \times 2}. \\ A_{rr} &= \begin{bmatrix} 0_{10 \times 10} & \Gamma \\ -M^{-1}(\Gamma S)^T K & -M^{-1}(\Gamma S)^T C \Gamma \end{bmatrix}, \\ A_{rf} &= \begin{bmatrix} 0_{10 \times 2n} & \Gamma_\Phi \\ M^{-1}(\Gamma S)^T K \Gamma_\Phi & M^{-1}(\Gamma S)^T C \Gamma_\Phi \end{bmatrix}, \\ A_{fr} &= \begin{bmatrix} 0_{2n \times 10} & 0_{2n \times 10} \\ -\frac{1}{m_t} \Gamma_\Phi^T K & -\frac{1}{m_t} \Gamma_\Phi^T C \Gamma \end{bmatrix}, \\ A_{ff} &= \begin{bmatrix} 0_{2n \times 2n} & I_{2n} \\ -(\Omega + \frac{1}{m_t} \Gamma_\Phi^T K \Gamma_\Phi) & -(\Psi + \frac{1}{m_t} \Gamma_\Phi^T C \Gamma_\Phi) \end{bmatrix}, \\ C_{21} &= [0_{2 \times 10} \quad \Gamma_a S^{-1} \quad 0_{2 \times 2n} \quad 0_{2 \times 2n}] A, \\ C_{22} &= [0_{2n \times 20} \quad I_{2n} \quad 0_{2 \times 2n}], \\ T_1 &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad T_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad S_1 = \begin{bmatrix} 1 & l_b \\ 1 & -l_b \end{bmatrix}, \\ S_2 &= \begin{bmatrix} 1 & l_w \\ 1 & -l_w \end{bmatrix}, \quad M_1 = \begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & I_c \end{bmatrix}, \quad M_2 = \begin{bmatrix} m_t & 0 \\ 0 & I_t \end{bmatrix}, \\ \Gamma &= \begin{bmatrix} \Gamma_T \\ \Gamma_H \end{bmatrix}, \quad \Gamma_H = \begin{bmatrix} 0_{6 \times 4} \\ I_4 \end{bmatrix}, \quad \Gamma_a = \begin{bmatrix} I_2 \\ 0_{8 \times 2} \end{bmatrix}^T, \\ \Gamma_{T1} &= \begin{bmatrix} I_2 & -T_1 S_2^{-1} & -T_2 S_2^{-1} \\ 0_{2 \times 2} & I_2 & 0_{2 \times 2} \\ 0_{2 \times 2} & 0_{2 \times 2} & I_2 \end{bmatrix}, \\ \Gamma_{T2} &= [0_{4 \times 2} \quad -I_4]^T, \quad \Gamma_T = [\Gamma_{T1} \quad \Gamma_{T2}], \\ \Gamma_\Phi &= [-\Phi_a^T \quad \Phi_{bf}^T \quad \Phi_{br}^T \quad 0_{2n \times 4}]^T, \\ \Phi_a &= \begin{bmatrix} \Phi_1(l_1) & \dots & \Phi_n(l_1) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \Phi_1(l_1) & \dots & \Phi_n(l_1) \end{bmatrix}, \\ \Phi_{bf} &= \begin{bmatrix} \Phi_1(l_2) & \dots & \Phi_n(l_2) & 0 \\ \Phi_1(l_3) & \dots & \Phi_n(l_3) & 0 \end{bmatrix}, \\ \Phi_{br} &= \begin{bmatrix} 0 & \Phi_1(l_2) & \dots & \Phi_n(l_2) \\ 0 & \Phi_1(l_3) & \dots & \Phi_n(l_3) \end{bmatrix}, \\ \psi &= \text{diag}(\psi_f, \psi_r), \\ \psi_f &= \text{diag}(2\zeta_{11}\omega_{11}, 2\zeta_{12}\omega_{12}, \dots, 2\zeta_{1n}\omega_{1n}), \\ \psi_r &= \text{diag}(2\zeta_{21}\omega_{21}, 2\zeta_{22}\omega_{22}, \dots, 2\zeta_{2n}\omega_{2n}), \\ \Omega &= \text{diag}(\Omega_F, \Omega_R), \\ \Omega_F &= \text{diag}(\omega_{11}^2, \omega_{12}^2, \dots, \omega_{1n}^2), \\ \Omega_R &= \text{diag}(\omega_{21}^2, \omega_{22}^2, \dots, \omega_{2n}^2), \\ S &= \text{diag}(S_1, S_2, S_2, I_4), \\ M &= \text{diag}(M_1 S_1^{-1}, M_2 S_2^{-1}, M_2 S_2^{-1}, m_w I_4), \\ K &= \text{diag}(k_2 I_2, k_1 I_4, k_H I_4), \\ C &= \text{diag}(c_2 I_2, c_1 I_4, 0_{4 \times 4}), \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.  $I_k$   $k \times k$  birim matrisini,  $0_{k \times l}$  ise  $k \times l$  boyutlu sıfır matrisini ifade eder.

Benzetim çalışmaları için, bu makalede Siemens ICE hızlı tren parametreleri kullanılmıştır. Bu parametreler [13]'ten alınmıştır ve yer kısıtlaması nedeniyle burada yer verilmemiştir.

## 2.1. Ray Düzensizliklerinin Şasi Dinamiği Üzerindeki Etkileri

Bu çalışmada ray düşey profil düzensizliği, araç girdisi olarak kullanılmıştır. Bu ray düzensizliği, güç spektral yoğunluk (GSY) fonksiyonu  $\Upsilon_r$  olarak Federal Railroad Administration Raporunda (FRA) uzamsal frekans değişkeni  $\phi$  (*cycle/m* biriminde) ile aşağıdaki gibi tanımlanmıştır [12]:

$$\Upsilon_r(\phi) = \frac{\nu_v \phi_2^2 (\phi^2 + \phi_1^2)}{\phi^4 (\phi^2 + \phi_2^2)} \quad (13)$$

Burada  $\nu_v$  yüzey düzensizlik katsayısını,  $\phi_1$  ve  $\phi_2$  ise GSY fonksiyonunun köşe frekanslarını göstermektedir. Bu parametrelerle FRA raporunda altı temel kategori tanımlanmıştır. Böylece, en yüksek  $\nu_v$  katsayısı en kötü ray kalitesi ile ilişkilendirilirken, giderek iyileşen ray koşulları Tablo 2'de listelenmiştir. Tüm kategoriler maksimum araç hızı ile sürüş güvenliği için

Tablo 2: FRA düşey profil iz parametreleri

Kategori	$\nu_v$ ( $10^{-6} m$ )	Maksimum hız ( <i>km/h</i> )
1	1.6748	24
2	0.954	48
3	0.53	97
4	0.2968	120
5	0.16748	145
6	0.0954	177

sınırlandırılmıştır.

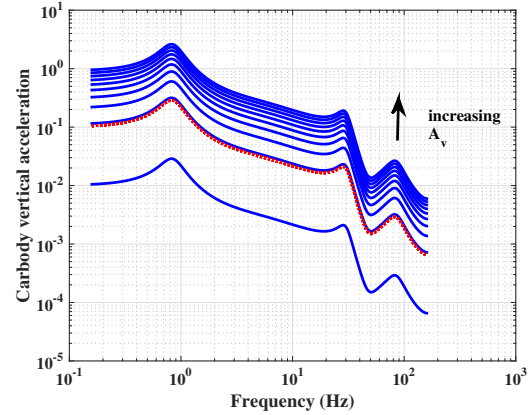
Tüm tekerleklerin aynı yol girdisi ile uyarıldığı varsayıldığında [17]'de sunulan dönüşüm yöntemleri ve  $\Upsilon_r$  kullanılarak, araç iz girdi durum-uzay modeli aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} \dot{x}_r &= A_r \otimes I_4 x_r + B_r \otimes [1 \ 1 \ 1 \ 1]^T \eta(t) \\ r &= C_r \otimes I_4 x_r. \end{aligned} \quad (14)$$

Burada,  $\eta(t)$  birim şiddetli beyaz gürültü sürecini,  $v$  araç ileri hızını ve  $\otimes$  Kronecker çarpımını göstermektedir. Böylece,

$$\begin{aligned} A_r &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\phi_2 v \end{bmatrix}, \quad B_r = \sqrt{\nu_v v} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \\ C_r &= [ \phi_1 v \ 1 \ 0 ]^T, \end{aligned}$$

olarak hesaplanır. Eşitlik (14), Eşitlik (12)'de yerine konulduğunda genişletilmiş araç-iz modeli elde edilir. İz yüzey düzensizlik katsayısı  $\nu_v$  bu modele doğrusal bir çarpan olarak etki etmektedir ve sürüş konforunu doğrudan etkilemektedir. Farklı ray koşullarında yolcuya etkiyen titreşim, rayın bulunduğu iz profili kategorisine göre değişmektedir. Bu sonuç Şekil 4'de frekans bölgesinde yapılan benzetim ile de doğrulanmıştır. Şekilde, yol düzensizliği arttıkça konforun önemli derecede bozulduğu açıkça görülmektedir.



Şekil 4: İz kalite katsayısının araç gövde düşey ivmesi üzerine etkisi.

Bu modelde yolcu konforunu düşey  $\ddot{z}_c$  ve yunuslama  $\theta_c$  ivmeleri, sürüş güvenliğini ise  $F_{wij}$  tekerlek-ray kuvvetleri temsil etmektedir. Yüksek bir sürüş performansı, tüm bu değişkenlerin her iz koşullarında minimize edilmesi ile sağlanabilir. Ancak, bu değişkenler arasında zıt bir ilişki bulunmaktadır ve hepsini pasif tasarlanmış süspansiyon sistemleri ile azaltmak mümkün değildir. Bu nedenle, bir sonraki bölümde aktif sistemlerin ray düzensizliklerinin olumsuz etkilerini hafifletmedeki rolü ele alınacaktır.

## 3. Aktif Kontrol Sisteminin Faydaları

Bu çalışmanın brincil amacı iyileştirilmiş sürüş konforu ve artırılmış güvenlik koşullarını garanti etmektir. Bunun için  $\mathcal{J}$  ile tanımlanan bir maliyet fonksiyonu hem  $\mathcal{L}_\infty$  hemde  $\mathcal{L}_2$  normları için aşağıdaki gibi tanımlansın:

$$\mathcal{J} = \sum_{m=1}^4 \alpha_m \|T_{z_m \eta}\|_\infty^2 + \sigma_m \|T_{z_\infty m \eta}\|_2^2 \quad (15)$$

Burada,  $T_{z_m \eta}$  ve  $T_{z_\infty m \eta}$ ,  $\eta$ 'dan sırasıyla,  $z$  çıktı ve regüle edilecek  $z_\infty$  vektörlerinin  $m.ci$  bileşenlerine ait kapalı-döngü transfer fonksiyonlarını göstermektedir.  $\alpha_m, \sigma_m > 0$  bu büyüklükler arasındaki ağırlık katsayılarıdır ve değişen yol koşullarındaki senaryolara göre önem verilecek çıktılara uygun olarak seçilebilir. Buna göre, aşağıdaki iki genel senaryoyu tanımlayalım:

**Senaryo 1:** Sabit yol düzensizliği  $\nu_v = 0.0954 \times 10^{-6}$  için, kapalı-döngü sistemini kararlı hale getiren, ve Eşitlik (15)'i minimize eden, durum-geri besleme kontrolcüsü  $u_f = K_f x$  bulunsun.

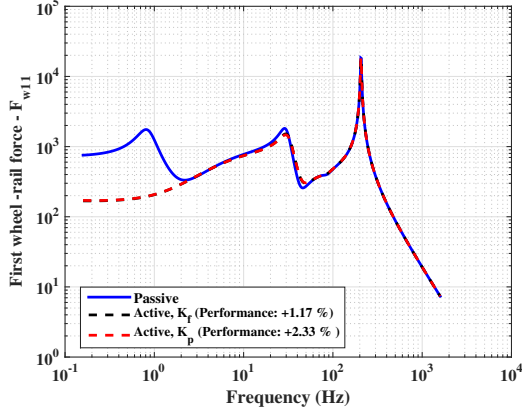
Bu durumda, aracın seyahat edeceği iz profili veya ray düzensizliği bilinmemektedir.  $\nu_v$  ilgili yol koşuluna uygun seçilebilir.

**Senaryo 2:** Belli bir aralıkta bulunan  $\nu_v \in [0.0954 \times 10^{-6} \ 0.26 \times 10^{-6}]$  düzensizlik parametreleri için kapalı-döngü sistemini kararlı hale getiren, ve Eşitlik (15)'deki maliyet fonksiyonu minimize eden, durum-geri besleme kontrolcüsü  $u_p = K_p x$  sentezlensin.

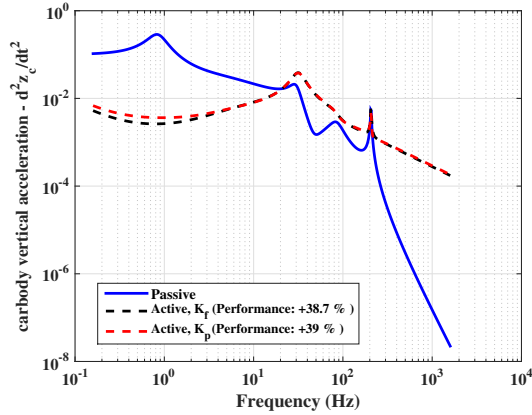
Bu durumda ise raylı aracın maruz kalacağı ray düzensizliği tam olarak ölçülememiştir veya seyahat boyunca araç değişken

iz profillerine maruz kalacaktır. Her iki durumda da sürüş kalitesi ve güvenliği aktif süspansiyon kuvvetleri ile sağlanmaktadır.

Farklı ray koşulları altında pasif ve aktif süspansiyon sistemlerinin performansları Şekil 5-8 karşılaştırılmıştır. Yapı-

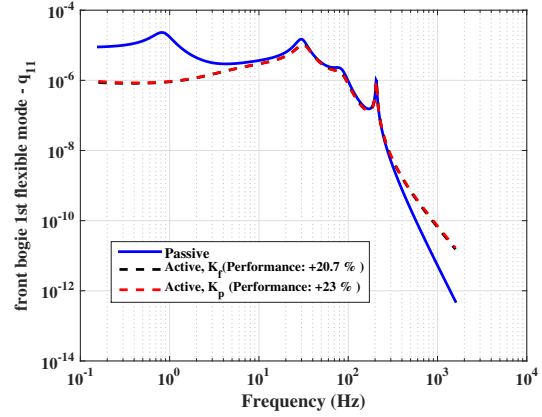


Şekil 5: Birinci tekerlek-ray kuvvetinin Bode gösterimi.

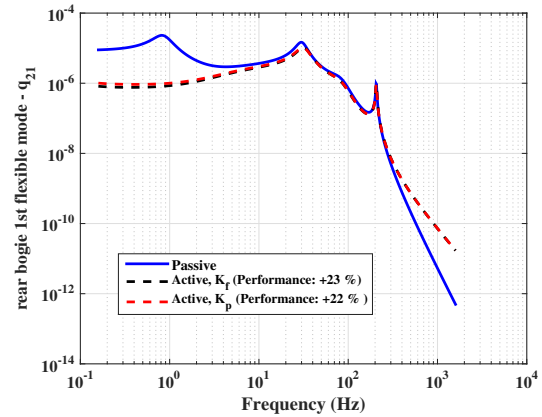


Şekil 6: Araç gövdesi düşey ivme Bode gösterimi

lan benzetim çalışmaları, tasarlanan kontrolcünün özellikle düşük frekans bandında tüm çıktı değerlerini optimize etme konusunda başarılı olduğunu göstermektedir. Bu başarı, konforlu ve güvenli bir taşımacılığı desteklemektedir. Orta frekans aralığında ise göreceli bir performans elde edilmiştir. Bu aralıkta, aracın esnek modları başarılı bir şekilde bastırılmış, ancak rijit araç gövdesinin düşey ivmesinde bir artış gözlenmiştir. Yüksek frekanslarda ise herhangi bir artış veya azalma elde edilmemiştir. Yüksek frekansların araç dinamiği üzerindeki etkisi, sürüş kalitesi ve güvenliği üzerinde herhangi bir önemli değişikliğe neden olmamaktadır. Yolcular, bu frekans aralığında meydana gelen titreşimleri genellikle hissetmezler, bu nedenle aracın pasif değerlerini koruyarak yapının zorlanmaması yeterlidir. Ayrıca, tasarlanan kontrolcülerin ikincil süspansiyona yerleştirildiği unutulmamalıdır. Buna rağmen gövde ivmelerinde elde edilen iyileşme ve aracın performansını doğrudan etkileyen fre-



Şekil 7: Ön bogi 1.ci bükülme modunun Bode gösterimi.



Şekil 8: Arka bogi 1.ci bükülme modunun Bode gösterimi.

kanslardaki titreşimin tüm rijit ve esnek modlar için önümlendiği göz önüne alındığında tasarımın oldukça başarılı olduğunu anlaşılmaktadır. Farklı senaryolar oluşturularak bir çok benzetim sonucu elde edilmiştir. Her senaryo, aktif kontrolcünün tasarlanan amaca uygun olarak başarılı bir şekilde çalıştığı doğrulanmıştır. Bazı yer sınırlamaları nedeniyle bu çalışmada yer almayan senaryolar olsa da, yukarıda tanımlanan iki senaryo tasarım hakkında genel bir perspektif sunmakta ve gerekli koşullara uygun esneklik getirmektedir.

#### 4. Sonuçlar

Bu çalışmada, tipik bir şasi sistemi ile donatılmış bir raylı aracın detaylı çoklu cisim dinamiği modeli oluşturulmuştur. Model Siemens ICE hızlı tren parametrelerini ve düşey ray düzensizliklerini dikkate almaktadır. Bu aracın boji dinamik denklemleri hem rijit hem de esnek olarak modellenerek frekans bölgesinde analiz edilmiştir. Nümerik ve benzetim sonuçları, özellikle orta frekans aralığında bu modların varlığını vurgulamaktadır. Yapılan analizler, taşıtın rijit modlarının 50Hz'nin altında oluştuğunu, boji esnek modlarının ise orta ve yüksek frekanslarda oluştu-

ğunu göstermiştir. Esnek modlar, tekerlek rijit doğal frekanslarına yakın lokasyonlarda meydana gelmektedir ve onlarla olası bir örtüşme söz konusu olmaktadır. Bu örtüşme engellenmezse, aracın sürüş performansı oldukça olumsuz etkileneceğinden dolayı bu çalışmada özellikle dikkate alınmıştır. Geleneksel pasif süspansiyon sistemlerinin, bu olumsuz etkileri etkin bir şekilde yönetmedeki sınırlamaları vardır. Bu zorlukların üstesinden gelmek için aktif kontrol sistemi, umut verici bir çözüm olarak ortaya konulmuştur. Böylece, esnek modları sönümlemek, hem araç gövdesi düşey ivmelerini hem de tekerlek-ray kuvvetlerini küçülterek en aza indirmek mümkün olacaktır. Bu çalışmada, modern kontrol yöntemlerinden olan  $H_\infty$  durum-geri besleme aktif kontrolcüsü ikincil süspansiyon sistemi için kullanılmıştır. Ayrıca, bu kontrolcüye ray düzensizliklerinin olumsuz etkilerini azaltmak için bir takım kısıtlar eklenmiş ve kontrolcünün gerçekçi senaryolar üzerindeki performansı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar farklı iz senaryoları için kontrolcünün oldukça başarılı çalıştığını göstermiştir.

Bu çalışma ray düzensizliklerinin şasi dinamiği üzerindeki etkilerini anlamada önemli bir katkı sağlamaktadır ve aktif kontrolün potansiyel faydalarını göstererek bu teknolojinin demiryolu endüstrisinde daha yaygın ve pratik kullanımı için gelecekteki araştırmalara kapı açmaktadır. Çünkü, ancak aktif süspansiyonlar kullanarak daha güvenli ve konforlu trenler elde etmek mümkün olabilir. Simülasyon sonuçları, tasarlanmış denetleyicinin doğrusal olmayan araç modelinde test edilmesini teşvik etmektedir. Aktif kontrol sistemlerinin sınırlamaları ve zorlukları ele alınarak gelecekteki iyileştirmeler ve araştırmalar için öneriler sunulacaktır.

## 5. Kaynakça

- [1] A. S. Leblebici and S. Türkay, "Influence of wheel-rail contact stiffness on the  $H_2$  controlled active suspension design," *20th World Congress The International Federation of Automatic Control*, pp. 3642-3647, 2017.
- [2] S. Iwnicki, *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, CRC Press Taylor & Francis Group, 2006.
- [3] A. Ornväs, *Methods for reducing vertical carbody vibrations of a rail vehicle*, A Literature Survey, Stockholm, Sweden, 2010.
- [4] C. Nakagawa, "A ride comfort evaluation method to reflect the effect of high frequency vibration," *Railway Technology Avalanche*, pp. 37, 2011.
- [5] I. Okamoto, "How Bogies Work? Railway Technology Today 5," *Japan Railway & Transport Review* 18, 1998.
- [6] A. S. Leblebici and S. Türkay, "An  $H_\infty$  and skyhook controller design for a high speed railway vehicle," *15th IFAC Symposium on Control in Transportation Systems*, 2018.
- [7] A. S. Leblebici and S. Türkay, "An  $H_\infty$  controller design for railway vehicle," *Turkish National Meeting on Automatic Control (TOK'17)*, 2017.
- [8] J. S. Kim and H. J. Yoon, "Structural behaviors of a GFRP composite bogie frame for urban subway trains under critical load conditions," *Procedia Engineering*, Vol. 10, pp.2375-2380, 2011.
- [9] L. Mauren, J. Boussoir, S. Rougeault, M. Bugaud, P. Ferdinand, A. G. Landrot, Y. H. Grunevald and T. Chauvin, "FBG-based smart composite bogies for railway applications," pp. 92-94, 2002.
- [10] T. Szolc, "Simulation of dynamic interaction between the railway bogie and the track in the medium frequency range", *Multibody System Dynamics*, Vol. 6, pp.99-122, 2001.
- [11] J. S. Kim, W. G. Lee, H. K. Kim, H. J. Yoon, "Natural frequency evaluation of a lightweight GFRP composite bogie frame," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Vol. 16, No.1, pp.105-111, 2015.
- [12] A. Hamid, K. Rasmussen, M. Baluja and T. L. Yang, *Analytical Descriptions of Track Geometry Variations Volume I-Main Text*, National Technical Information Service, U.S. Department of Commerce, Springfield, 1983.
- [13] V. K. Garg and R. V. Dukkipati, *Dynamics of Railway Vehicle Systems*, Academic Press, Canada, 1984.
- [14] H. Claus and W. Schiehlen, "Modelling and simulation of railway bogie structural vibrations," *Vehicle System Dynamics*, pp.538-522, 1998.
- [15] K. Popp, H. Kruse and I. Kaiser, "Vehicle-track dynamics in the mid-frequency range," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 31, No.5-6, pp.423-464, 1999.
- [16] I. Okamoto, "Shinkansen Bogies, Railway Technology Today 6," *Japan Railway & Transport Review* 19, 1999.
- [17] A.S. Leblebici and S. Türkay, "On the Dynamic Analysis of Freight Wagon-Track Interaction," *Railway Engineering*, No. 17, pp. 223-235, 2023.