



Raylı Taşıtlar İçin Doğrusal Olmayan Vagon-Yolcu Modeli ile Konfor Optimizasyonu ve ISO 2631-1, EN 12299 ve Sperling Kriterlerine Göre Konfor Analizi

Akif YAVUZ 

İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

akif.yavuz@itu.edu.tr

(Alınış/Received: 21.03.2026, Kabul/Accepted: 28.05.2026, Yayımlama/Published: 28.05.2026)

Öz: Bu çalışmada, demiryolu taşıtlarında yolcu konforunu taşıt dinamiği ile insan biyomekaniğini bütünleşik biçimde ele alarak değerlendiren 7 serbestlik dereceli doğrusal olmayan bir vagon-biyomekanik modeli geliştirilmiştir. İkincil süspansiyon sistemi, lineer olmayan kübik sertleşme ve sönüm modeli ile temsil edilmiştir. Yolcu ise pelvis, sırt ve baş kütlelerinden oluşan üç katmanlı bir yapıyla modellenmiştir. Ray profilinden kaynaklanan dikey yöndeki uyarım, Federal Demiryolu İdaresi (FRA) Tip 1-6 sınıflarına karşılık gelen güç spektral yoğunluğu (GSY) fonksiyonlarından Shinozuka yöntemiyle 108 km/h sabit hızda elde edilmiştir. Elde edilen doğrusal olmayan hareket denklemleri MATLAB ortamında Runge-Kutta Dormand-Prince 4(5) şemasına (ode45) dayanan değişken adımlı sayısal entegrasyon ile çözülmüştür. Koltuk ve gövdenin dikey yöndeki ivme yanıtları ISO 2631-1, EN 12299 ve Sperling indeksi ile eş zamanlı olarak değerlendirilmiştir. Koltuk katılık ve sönüm parametreleri (k_{sc} , c_{sc}), biyomekanik çok amaçlı bir maliyet fonksiyonu üzerinden statik çökme ve dinamik strok kısıtları altında optimize edilmiştir. Pasif koltuk modelleme sınırları dahilinde elde edilen optimum değerler $k_{sc} = 31,17 \text{ kN/m}$ ve $c_{sc} = 6380,7 \text{ Ns/m}$ olarak belirlenmiştir. Yapılan bu çok amaçlı optimizasyon sayesinde Tip 1 ray profilinde ISO 2631-1 ağırlıklandırılmış RMS koltuk ivmesi %35 azalmış, Tip 2 ve Tip 3 profillerinde güvenli maruziyet süresi sırasıyla 117'den 211'e ve 341'den 663 dakikaya uzamıştır. Ayrıca Sperling İndeksi Tip 1'de 3,233'ten 2,912'ye gerilemiş ve Tip 4-6 ray profillerinde tüm bileşenler ISO 2631-1 sağlık uyarı bölgesinin altında kalmıştır.

Anahtar kelimeler: Raylı taşıt dinamiği, Biyomekanik titreşim modeli, Koltuk konfor optimizasyonu, ISO 2631-1, EN 12299, Sperling indeksi

Comfort Optimization Using a Non-Linear Wagon-Passenger Model for Rail Vehicles and Comfort Analysis in Accordance with ISO 2631-1, EN 12299 and the Sperling Criteria

Abstract: In this study, a seven degrees of freedom nonlinear railway vehicle-passenger model is developed to evaluate passenger comfort in railway vehicles by integrating vehicle dynamics with human biomechanics. The secondary suspension is represented by a non-linear cubic stiffness and damping model. The passenger is modelled as a three-layer structure comprising pelvis, torso and head masses. The vertical excitation arising from the track profile is obtained at a constant speed of 108 km/h using the Shinozuka method from power spectral density (PSD) functions corresponding to Federal Railway Administration (FRA) Class 1-6. The nonlinear equations of motion are integrated in MATLAB using a variable-step Runge-Kutta Dormand-Prince 4(5) scheme (ode45). Seat and body acceleration responses are evaluated simultaneously using ISO 2631-1, EN 12299 and the Sperling index. Seat stiffness and damping parameters (k_{sc} , c_{sc}) are optimized under static deflection and dynamic stroke constraints via a biomechanical multi-objective cost function. The optimal values obtained within the limits of passive seat modelling are determined as $k_{sc} = 31.17 \text{ kN/m}$ and $c_{sc} = 6380.7 \text{ Ns/m}$. Using this multi-objective optimization, the ISO 2631-1 weighted RMS seat acceleration is reduced by 35% for the Type 1 rail profile, whilst the safe exposure time is extended from 117 to 211 minutes and from 341 to 663 minutes for the Type 2 and Type 3 profiles, respectively. Furthermore, the Sperling index has decreased from 3.233 to 2.912 for Type 1, and for Type 4-6 rail profiles, all components remain below the ISO 2631-1 health warning threshold.

Atıf için/Cite as: A. Yavuz, "Raylı taşıtlar için doğrusal olmayan vagon-yolcu modeli ile konfor optimizasyonu ve ISO 2631-1, EN 12299 ve sperling kriterlerine göre konfor analizi," *Demiryolu Mühendisliği*, sy. 24, no. 1913640, 2026, doi: 10.47072/demiryolu.1913640

Keywords: Railway vehicle dynamics, Biodynamic vibration model, Seat comfort optimization, ISO 2631-1, EN 12299, Sperling index

1. Giriş

Demiryolu ulaşımı yüksek taşıma kapasitesi, enerji verimliliği ve düşük karbon salımı ile sürdürülebilir kentsel ve şehirlerarası ulaşımın temeli konumundadır. Yüksek hızlı ve kentsel raylı sistemlerin yaygınlaşması, yolcu konforuna ilişkin beklentileri yükseltmiş ve konfor değerlendirmesinin uluslararası standartlar çerçevesinde ele alınmasını zorunlu kılmıştır [1,2]. Seyir konforu yalnızca anlık memnuniyeti değil, uzun süreli maruziyette biyomekanik sağlık riskini de doğrudan belirleyen çok boyutlu bir parametredir.

Demiryolu taşıtlarında titreşimin ana girdi kaynağı ray yüzeyindeki geometrik düzgünlüklerdir. Bu pürüzlülük profili imalat toleransları, aşınma ve bakım eksikliklerinden şekillenmektedir ve birincil süspansiyon sistemine giren genlik uyarısının büyüklüğünü ve frekans karakteristiğini belirlemektedir [3]. FRA, ray profili kalitesini dikey ray pürüzlülüğünün spektral enerji dağılımı üzerinden Tip 1'den Tip 6'ya altı sınıfta standartlaştırmaktadır [4]. Shinozuka ve Jan tarafından önerilen sinüzoidlerin süperpozisyonu yöntemi ile GSY fonksiyonları istatistiksel tutarlılığı korunmuş sayısal zaman sinyallerine dönüştürülmektedir [5].

Raylı taşıt dinamiğinin modellenmesinde çok kütleli rijit gövde yaklaşımı literatürde yaygın olarak kabul görmektedir [6-7]. Vagon-ray etkileşimli dinamik modeller tekerlek-ray temas kuvvetlerini bütünlük diferansiyel denklemlerle vermektedir [8]. Bruni ve çalışma arkadaşları, süspansiyon sistemi bileşenlerinin doğrusal ve doğrusal olmayan modellemesinin konfor ve taşıt stabilitesi üzerindeki etkilerini sistematik biçimde ortaya koymuştur [9]. Gerçek demiryolu taşıtlarında ikincil süspansiyonun sertleşme davranışı ve hidrolik sönümleyicilerin güç yasası karakteristiği doğrusal modellemede kayda değer hatalar doğurabileceğinden doğrusal olmayan modellemeler literatürde önem kazanmaktadır [10,11]. Literatürde yapılan bazı çalışmalarda, vagon gövdesinden yolcuya aktarılan titreşimin doğru biçimde tahmin edilmesi için bir biyomekanik modellemeye ihtiyaç duyulmuştur. Boileau ve Rakheja, oturur pozisyondaki yolcunun dikey biyomekanik yanıt karakteristiklerini deneysel olarak ölçerek pelvis, gövde ve baş kütlelerini kapsayan dört serbestlik dereceli bir model geliştirmiştir [12]. Liang ve Chiang farklı biyodinamik modelleri karşılaştırarak insan vücudunun 4-8 Hz frekans aralığındaki uyarımlara çok hassas ve duyarlı olduğunu tespit etmiştir [13]. Wei ve Griffin ise insan uzuvlarının kütle ölçümlerinden hareketle koltuk tasarımına doğrudan aktarılacak bir parametre modeli önermiştir [14].

Yolcu konforu değerlendirme yöntemleri literatürde üç temel metodoloji üzerine kuruludur. Sperling ve Betzhold tarafından 1956'da önerilen indeks (W_z), ivme sinyalini insan frekans duyarlılık eğrisini temsil eden frekans ağırlıklandırma faktörü $B(f)$ ile karesel ortalamasını alarak tek bir skaler değere indirgemektedir [15]. ISO 2631-1 standardı ise, ham ivme verilerine W_k filtresi uygulayarak, ağırlıklandırılmış RMS ivme değerini hem anlık konfor hem de sağlık uyarı bölgeleri üzerinden değerlendirmektedir [1]. EN 12299 standardı ise, demiryolu uygulamalarına özgü N_{MVZ} indeksini ampirik ölçekleme katsayıları aracılığıyla beş kademeli bir konfor skalası olarak sunmaktadır [2]. Bu üç metodolojinin karşılaştırmalı sonuçları, yakın dönem çalışmalarının odak noktası haline gelmiştir. Jiang ve çalışma ekibi, deneysel ölçüm verilerini kullanarak Sperling yönteminin 4-8 Hz aralığında EN 12299'a göre daha ayrımcı olduğunu; buna karşın düşük frekanslı uyarımlarda EN 12299'un daha hassas bir metrik ürettiğini göstermiştir [16]. Dumitriu ve Stănică ise N_{MVZ} ile W_z arasındaki ölçekleme farklılıklarının pratik sınıflandırma sonuçlarını anlamlı ölçüde etkileyebileceğini ve ray profil kalitesi kötüleştikçe iki metriğin ayrışma eğilimi gösterdiğini saptamıştır [17]. Sugahara ve ekibi ise aktif süspansiyon kontrolüyle gövde titreşimlerini bastırarak ölçülebilir bir konfor iyileşmesi elde etmiştir ve bunu konfor metodolojileri açısından değerlendirmiştir [18].

Son yıllarda raylı taşıt yolcu konforuna ilişkin araştırmalar, giderek daha karmaşık biyomekanik modellere ve çok amaçlı optimizasyon yaklaşımlarına yönelmektedir. Xiao ve ekibi, yüksek hızlı trenler için insan-koltuk-vagon-ray kuplajlı sistem geliştirerek yolcu konforunun ikincil süspansiyon dikey sertliğine diğer parametrelere kıyasla çok daha duyarlı olduğunu ortaya koymaktadır [19]. Gao ve Wang, vagon-koltuk-insan modelleri içeren dinamik model üzerinden dört farklı konfor indeksini (vagon gövdesi ivmesi, Sperling indeksi, toplam eşdeğer ağırlıklı ivme ve annoyance rate) karşılaştırmalı olarak değerlendirmiş; yalnızca gövde titreşimlerine dayalı indekslerin, insan biyomekaniğini dahil eden değerlendirmelerden anlamlı ölçüde farklı sonuçlar üretebildiğini göstermiştir [20]. Apostol ve çalışma ekibi ise Sperling indeksinde kullanılan frekans ağırlıklandırma fonksiyonlarının vagon gövdesi dikey titreşim ivme yanıtı üzerindeki etkisini PSD tabanında detaylı biçimde analiz ederek, farklı konfor yöntemleri arasında gözlenen ayrışmanın kaynağını ortaya koymuştur [21]. Yarı aktif süspansiyon ile ilgili ise Sharma ve ekibi, ANFIS tabanlı bir kontrol stratejisiyle manyeto-reolojik damperli bir süspansiyonu doğrusal olmayan pasif süspansiyonla karşılaştırmıştır. Yarı aktif sistemde pasif sisteme göre yaklaşık %11–24 aralığında RMS ivme azalması ve Sperling indeksinde %10–31 mertebesinde iyileşme olduğu sonucu gözlenmiştir [22]. La Paglia ve çalışma arkadaşları, ikincil süspansiyon yay ve hidrolik damper elemanlarının deneysel validasyon karakterizasyonunu gerçekleştirerek doğrusal olmayan komponent davranışının vagon gövdesi konforu üzerindeki etkisini deneysel veriyle doğrulamıştır [23].

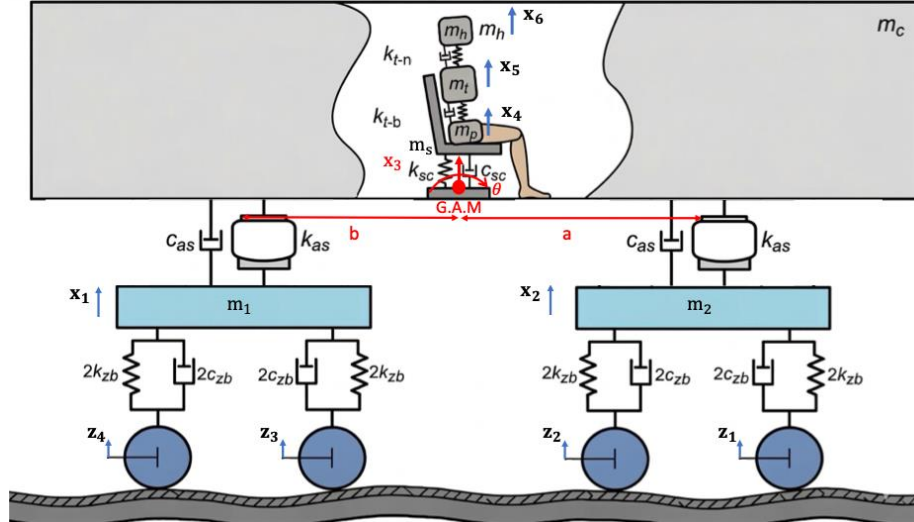
Literatürdeki mevcut çalışmaların büyük çoğunluğunun yukarıda anlatılan yöntemlerden yalnızca birini ya da ikisini benimsediği ve bu üç metodolojinin bir arada sistematik biçimde karşılaştırıldığı çalışmaların oldukça sınırlı kaldığı görülmektedir. Bu çalışmanın temel özgünlüğü, raylı taşıt-yolcu etkileşimini bütünlük bir çerçevede ele alarak, insan vücudunu pelvis, sırt ve baş kütlelerinden oluşan çok kütleli bir biyomekanik model ile temsil etmesi ve bu yapıyı doğrusal olmayan ikincil süspansiyon karakteristikleri (kübik sertleşme ve güç yasası sönüm) ile birlikte kurgulamasıdır. Ayrıca, altı farklı FRA ray profili için koltuk ve gövdeden elde edilen ivme yanıtlarının üç farklı uluslararası konfor kriteri (ISO 2631-1, EN 12299, Sperling İndeksi) ile eş zamanlı değerlendirilmesi ve bu değerlendirmelerin doğrudan biyomekanik temelli çok amaçlı bir optimizasyon fonksiyonu üzerinden koltuk katılık ve sönümleme parametrelerinin optimizasyonuna entegre edilmesi, çalışmanın literatürdeki mevcut yaklaşımlardan ayrışan en önemli yönünü oluşturmaktadır. Bu çalışmada, yalnızca koltuktaki titreşim genliklerinin büyüklüklerinin azaltılması değil, aynı zamanda farklı frekans bantlarında insan vücudunun verdiği dinamik tepkilerin dengelenmesi hedeflenmiştir. Çalışmanın ilerleyen bölümlerinde sırasıyla matematiksel model, ray profili modellenmesi, konfor değerlendirme metodolojileri, optimizasyon yaklaşımı, bulgular ve karşılaştırmalı tartışma ile sonuçlar ele alınmaktadır. Geliştirilen doğrusal olmayan 7 serbestlik dereceli hareket denklem sisteminin zaman tabanındaki sayısal çözümü MATLAB ortamında Dormand-Prince 4(5) mertebesinde değişken adımlı Runge-Kutta entegratörü (ode45) ile gerçekleştirilmiş, çok amaçlı maliyet fonksiyonunun global optimumu ise tanımlı tasarım uzayı üzerinde sistematik ızgara taraması yaklaşımıyla belirlenmiştir.

2. Metot

2.1. 7 Serbestlik dereceli vagon ve yolcu biyomekanik modeli

Bu çalışmada, Şekil 1’de gösterildiği gibi raylı taşıtlarda yolcu konforunu ve vagon dinamiğini kapsamlı bir şekilde incelemek amacıyla 7 serbestlik dereceli vagon ve yolcu biyomekanik modeli kurulmuştur. Modelin temel amacı, ray pürüzlülüğünden kaynaklanan dikey yöndeki uyarıların taşıt bileşenleri üzerinden geçerek yolcu biyomekaniği üzerindeki etkilerini analiz etmektir. Sistemin dinamik davranışı, ray profilinde yer alan ve FRA standartlarına göre farklı kalitelerde (Tip 1-6) tanımlanan ray pürüzlülüğü girişleriyle (z_1, z_2, z_3, z_4) tetiklenmektedir. Tekerleklerden

gelen bu dikey uyarılar, ön ve arka boji kütleleri (m_1 , m_2) ile birincil süspansiyon elemanları (k_{zb} , c_{zb}) üzerinden vagon gövdesine iletilmektedir. Vagon gövdesi (m_c), bu etkileşim altında dikey yönde yer değiştirme (x_3) hareketinin yanı sıra gövde ağırlık merkezi (G.A.M) etrafında yunuslama hareketi (θ) sergilemektedir. Bojilerin vagon ağırlık merkezine olan asimetrik uzaklıkları (a ve b), aracın boyuna eksenindeki bu dönme hareketini belirleyen kritik geometrik parametreler olarak modele dahil edilmiştir.



Şekil 1. Demiryolu taşıtının 7 serbestlik dereceli vagon ve biyomekanik yolcu titreşim modeli

Kurulan model ile gerçek sistem arasındaki dinamik davranışın benzerlik oranını yükseltmek amacıyla, ikincil süspansiyon elemanları doğrusal olmayan fonksiyonlarla modellenmiştir. Vagon gövdesi ile bojiler arasındaki etkileşimi yöneten ikincil süspansiyon sistemindeki yay kuvveti, sadece statik bir sertlik değeriyle değil, yer değiştirmenin karesiyle değişen bir kübik sertleşme terimiyle Denklem 1’de verildiği gibi modellenmiştir.

$$F_{yay} = k_{as1}(x_{rel}) + k_{as3}(x_{rel})^3 \quad (1)$$

Burada k_{as1} lineer yay sertliğini, k_{as3} ise büyük yer değiştirme durumlarında süspansiyonun sertleşme eğilimini temsil eden kübik sertleşme katsayısını göstermektedir. Benzer şekilde sönümleme elemanı (c_{as}), hidrolik sönümleyicilerin gerçekçi davranışını yansıtabilmek adına hızın üstel bir fonksiyonu olan güç yasası sönüm doğrusal olmayan modeliyle Denklem 2’deki gibi kurgulanmıştır:

$$F_{sönüm} = c_{as}|\dot{x}_{rel}|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}_{rel}) \quad (2)$$

Denklemdaki α parametresi, sönümlemenin lineerlikten uzaklaşma derecesini belirleyen üssü ifade etmektedir. İşaret fonksiyonu (sgn) ise kuvvetin her zaman hareket yönüne zıt oluşmasını sağlamaktadır. Vagon gövdesinden iletilen titreşimler, yolcu modeline koltuk katılık ve sönüm elemanları (k_{sc} , c_{sc}) üzerinden aktarılmaktadır. Raylı taşıt yolcusu, vücudun farklı frekans bantlarındaki rezonans tepkilerini yakalayabilmek adına pelvis (m_p), sırt (m_t) ve baş (m_h) kütlelerinden oluşan çok kütleli bir yapıda modellenmiştir. Geliştirilen 7 serbestlik dereceli model, her bir kütle üzerine etkiyen kuvvet dengelerinin Newton’un ikinci hareket yasası uyarınca türetilmesiyle oluşturulmuştur. Bu Denklem 3-9 seti, ray pürüzlülüğünden kaynaklanan rastgele uyarımların tekerleklerden başlayarak yolcunun baş bölgesine kadar aktarılan mekanik etkileşimleri belirlemektedir. Sistemin tahrik noktası olan ön ve arka bojiler (m_1 , m_2), ray ile

doğrudan temas halindedir ve birincil süspansiyonun lineer sönümlemesi ile vagon gövdesine bağlı ikincil süspansiyonun karmaşık kuvvetleri bu denklemler ile birleştirilmektedir.

$$m_{b1}\ddot{x}_1 + 4k_{zb}x_1 + 4c_{zb}\dot{x}_1 + k_{as1}(x_1 - x_3 + b\theta) + k_{as3}(x_1 - x_3 + b\theta)^3 + c_{as}|\dot{x}_1 - \dot{x}_3 + b\dot{\theta}|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3 + b\dot{\theta}) = 2k_{zb}(z_3 + z_4) + 2c_{zb}(\dot{z}_3 + \dot{z}_4) \quad (3)$$

$$I_{yc}\ddot{\theta} - bk_{as1}(x_3 - b\theta - x_1) + bk_{as3}(x_3 - b\theta - x_1)^3 + bc_{as}|\dot{x}_3 - b\dot{\theta} - \dot{x}_1|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}_3 - b\dot{\theta} - \dot{x}_1) + ak_{as1}(x_3 + a\theta - x_2) + ak_{as3}(x_3 + a\theta - x_2)^3 + ac_{as}|\dot{x}_3 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}_3 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2) + a[k_{sc}(x_3 + a\theta - x_4) + c_{sc}(\dot{x}_3 + a\dot{\theta} - \dot{x}_4)] = 0 \quad (4)$$

$$m_{b2}\ddot{x}_2 + 4k_{zb}x_2 + 4c_{zb}\dot{x}_2 + k_{as1}(x_2 - x_3 - a\theta) + k_{as3}(x_2 - x_3 - a\theta)^3 + c_{as}|\dot{x}_2 - \dot{x}_3 - a\dot{\theta}|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3 - a\dot{\theta}) = 2k_{zb}(z_1 + z_2) + 2c_{zb}(\dot{z}_1 + \dot{z}_2) \quad (5)$$

$$m_c\ddot{x}_3 + k_{as1}(x_3 - b\theta - x_1) + k_{as3}(x_3 - b\theta - x_1)^3 + c_{as}|\dot{x}_3 - b\dot{\theta} - \dot{x}_1|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}_3 - b\dot{\theta} - \dot{x}_1) + k_{as1}(x_3 + a\theta - x_2) + k_{as3}(x_3 + a\theta - x_2)^3 + c_{as}|\dot{x}_3 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}_3 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2) + k_{sc}(x_3 + a\theta - x_4) + c_{sc}(\dot{x}_3 + a\dot{\theta} - \dot{x}_4) = 0 \quad (6)$$

$$(m_p + m_s)\ddot{x}_4 + k_{sc}(x_4 - x_3 - a\theta) + c_{sc}(\dot{x}_4 - \dot{x}_3 - a\dot{\theta}) + k_{t-back}(x_4 - x_5) = 0 \quad (7)$$

$$m_t\ddot{x}_5 + k_{t-back}(x_5 - x_4) + k_{t-neck}(x_5 - x_6) = 0 \quad (8)$$

$$m_h\ddot{x}_6 + k_{t-neck}(x_6 - x_5) = 0 \quad (9)$$

Hareket denklemlerinin sayısal analizi için kullanılan sistem parametreleri, modern demiryolu taşıtları ve standart yolcu biyomekaniği verileriyle uyumlu şekilde Tablo 1'de sunulmuştur. Bu veriler incelendiğinde, vagon gövdesi kütlelerinin (m_c) 35000 kg, her bir boji kütlelerinin (m_1 , m_2) ise 3000 kg olarak belirlendiği görülmektedir. Birincil süspansiyon kademesinde, tekerleklerden gelen yüksek frekanslı darbeleri sönümlemek amacıyla 1.2×10^6 N/m sertlik ve 4×10^4 Ns/m sönüm katsayıları tercih edilmiştir. Doğrusal olmayan modellenen ikincil süspansiyon kademesinde, lineer yay sertliği 1.2×10^5 N/m iken, büyük yer değiştirmelerdeki sertleşme etkisini modellemek için 2.5×10^9 değerinde bir kübik sertleşme katsayısı (k_{as3}) kullanılmıştır. Sönümleme karakteristiği ise 3.5×10^4 Ns/m nominal sönümleme katsayısı ve 0.8 değerindeki lineer olmayan sönümleme üssü (α) ile tanımlanmıştır. Yolcu konforu analizlerinde kritik öneme sahip olan koltuk ve insan modeli parametreleri; 40 kg'lık toplam koltuk ve pelvis kütleleri (m_s , m_p), 35 kg'lık sırt (üst gövde) kütleleri (m_t) ve 5.5 kg'lık baş kütleleri (m_h) üzerine kurgulanmıştır. Omurga ve boyun esnekliklerini temsil eden katsayılar (k_{t-b} , k_{t-n}) ise sırasıyla 4×10^4 N/m ve 1.5×10^4 N/m olarak belirlenmiştir. Yapılan analizlerde, pelvis kütleleri ve koltuk kütleleri ayrı ayrı modellenmemiştir. Pelvis kütleleri (m_p), koltuk kütlelerine (m_s) eklenerek tek bir koltuk ivmesi (\ddot{x}_4) davranışı incelenmiştir ve analizlerde koltuk ismiyle sunulmuştur.

Tablo 1. Sistem parametreleri

Sembol	Açıklama	Değer
m_c	Vagon Gövdesi Kütleleri	35000 kg
m_1	Arka Boji Kütleleri	3000 kg
m_2	Ön Boji Kütleleri	3000 kg
k_{zb}	Birincil Süspansiyon Yay Sertliği Katsayısı	1.2×10^6 N/m

Sembol	Açıklama	Değer
c_{zb}	Birincil Süspansiyon Sönümlenme Katsayısı	$4 \times 10^4 \text{ Ns/m}$
k_{as1}	İkincil Süspansiyon Lineer Yay Sertliği Katsayısı	$6 \times 10^5 \text{ N/m}$
k_{as3}	İkincil Süspansiyon Lineer Olmayan Kübik Sertleşme Katsayısı	$2,5 \times 10^9 \text{ N/m}^3$
c_{as}	İkincil Süspansiyon Nominal Sönümlenme Katsayısı	$3,5 \times 10^4 \text{ Ns/m}$
α	Lineer Olmayan Sönümlenme Üssü	0,8
$m_p + m_s$	Koltuk ve Pelvis (m_p) Toplam Kütlesi	74 kg
m_t	Üst Gövde Kütlesi	35 kg
m_h	Baş Kütlesi	5,5
k_{sc}	Koltuk Yay Sertliği Katsayısı	$2,5 \times 10^4 \text{ N/m}$
c_{sc}	Koltuk Sönümlenme Katsayısı	800 Ns/m
k_{t-b}	Sırt/Omurga Esneklik Katsayısı	$4 \times 10^4 \text{ N/m}$
k_{t-n}	Boyun Esneklik Katsayısı	$1,5 \times 10^4 \text{ N/m}$
z_1, z_2, z_3, z_4	Ray Bozukluğu Girişleri (FRA Sınıf 1-6)	m
$x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6$	Dikey Deplasmanlar	m

2.2. Ray pürüzlülüğü profili modellenmesi

Demiryolu taşıtının dikey titreşimlerini etkileyen temel uyarım, ray yüzeyindeki geometrik doğrusal olmayanlığın spektral karakteristiğidir. Bu çalışmada kullanılan FRA standartları, ray kalitesini uzaysal GSY üzerinden tanımlar. Rayın dikey profili için kullanılan temel formülasyon Denklem 10'da verilmektedir [24].

$$S(\Omega) = \frac{(A \cdot \Omega_c^2)}{((\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2))} \quad (10)$$

Burada $S(\Omega)$ uzaysal güç yoğunluğunu, Ω uzaysal frekansı (rad/m), Ω_r ve Ω_c ise rayın dalga boyu özelliklerine bağlı sabit kesme frekanslarını ifade etmektedir. Formüldeki A katsayısı, rayın fiziksel kalitesini belirleyen en kritik parametredir. Tablo 2'de sunulan bu katsayılar, yol kalitesi arttıkça (Tip 1'den Tip 6'ya geçildikçe) küçülmekte, bu da sisteme giren toplam titreşim enerjisinin azaldığını göstermektedir.

Tablo 2. FRA standartlarına göre farklı yol kalitesi sınıfları (Tip 1-6) için tanımlanan dikey ray pürüzlülük katsayıları

Ray Profili	Yol Kalitesi	A Katsayısı ($m^2 \cdot rad/m$)
Tip 1	Çok Kötü	$1,21 \times 10^{-4}$
Tip 2	Kötü	$1,01 \times 10^{-4}$
Tip 3	Orta	$0,68 \times 10^{-4}$
Tip 4	İyi	$0,53 \times 10^{-4}$
Tip 5	Çok İyi	$0,21 \times 10^{-5}$
Tip 6	Mükemmel	$0,33 \times 10^{-6}$

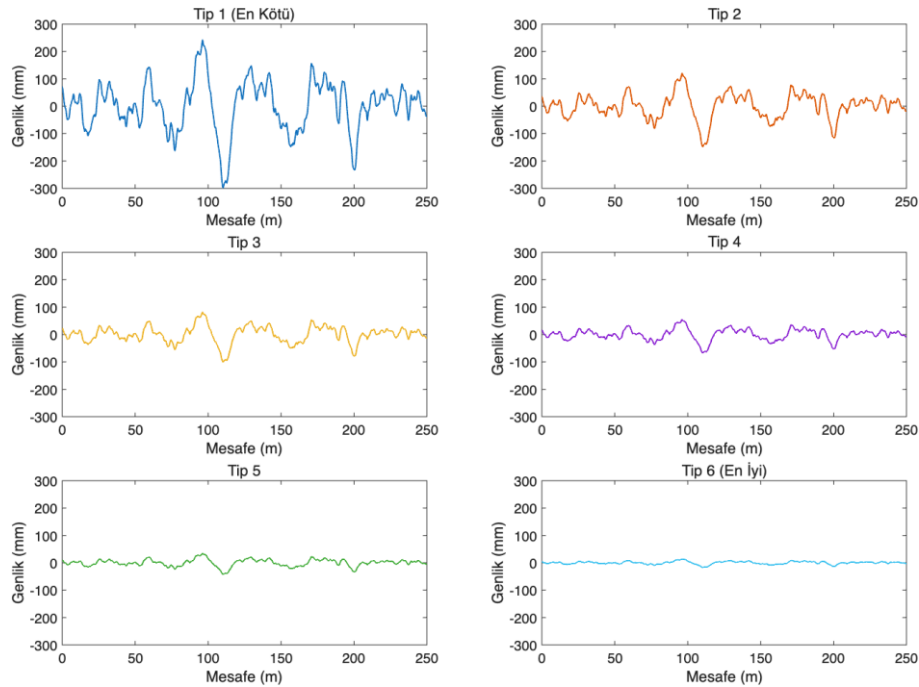
Uzaysal güç yoğunluğu ($S(\Omega)$) olarak tanımlanan ray profili modelinin, 7 serbestlik dereceli dinamik modelde tahrik girdisi olarak kullanılabilmesi gerekmektedir. Bu verilerin zaman

tabanında sayısal bir girdi sinyaline (z_1, z_2, z_3, z_4) dönüştürülmesi sürecinde Sinüzoidlerin Süperpozisyonu yöntemi olan Shinozuka Metodu kullanılmıştır [25, 26]. Bu yöntemde rayın dikey pürüzlülük profili $z(x)$, PSD fonksiyonundan türetilen genliklere sahip çok sayıda sinüs dalgasının rastgele faz açılarıyla işleme alınmasıyla Denklem 11'de verilmiştir.

$$z(x) = \sum_{i=1}^N \sqrt{(2 \cdot S(\Omega_i) \cdot \Delta\Omega)} \cos(\Omega_i x + \phi_i) \quad (11)$$

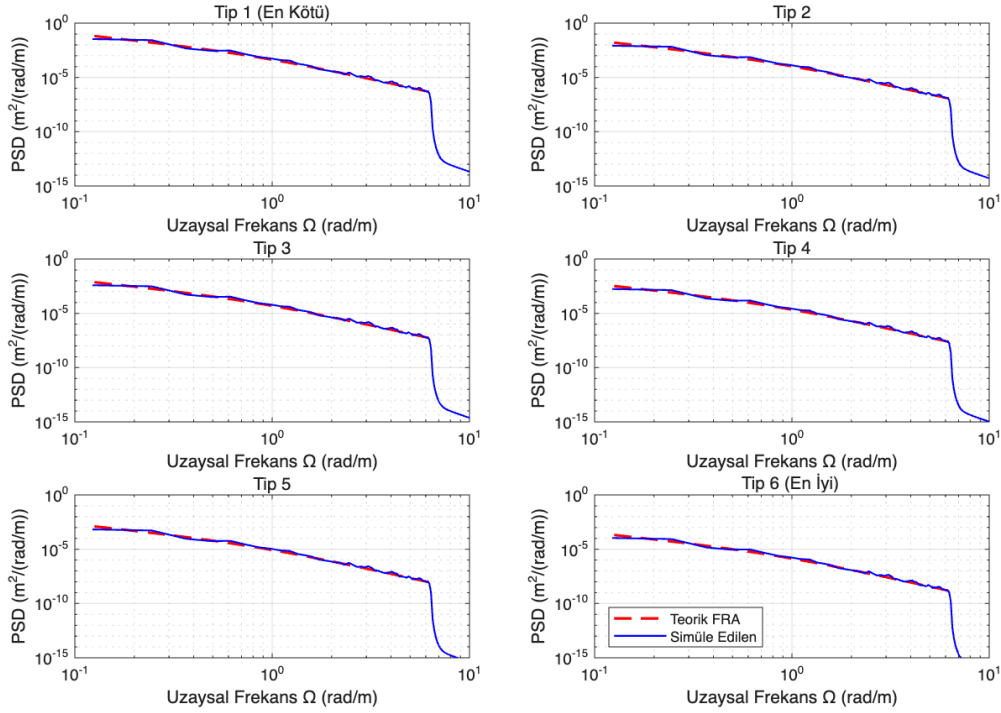
Burada $S(\Omega_i)$ ilgili frekanstaki uzaysal güç yoğunluğunu, $\Delta\Omega$ frekans adım aralığını, N toplam frekans bileşeni sayısını ve ϕ_i ise $[0, 2\pi]$ aralığında düzgün dağılımlı rastgele faz açılarını temsil etmektedir. Bu matematiksel gösterim, spektral enerji dağılımını bozmadan Şekil 2'de sunulan kaotik ve rastgele ray profillerinin istatistiksel olarak tutarlı bir şekilde elde edilmesine olanak tanımaktadır. Taşıtın ray profili pürüzlülüğünü uyarı olarak aldığı frekans karakteristiği, seyir hızıyla doğrudan ilişkilidir. Çalışmadaki tüm simülasyonlarda tren hızı, Türkiye'deki konvansiyonel hat işletme koşulları baz alınarak sabit 108 km/h olarak belirlenmiştir [27]. Uzaysal frekansın zamansal frekansa (ω [rad/s]) dönüşümü $\omega = \Omega V$ bağıntısıyla sağlanmıştır. Böylece yol kalitesindeki değişimin (Tip 1-6) konfor üzerindeki etkisi analiz edilebilmiştir. Ön ve arka bojiler arasındaki mesafe dikkate alınarak, her bir tekerlek setinin ray üzerindeki aynı noktadan belirli bir zaman gecikmesiyle ($\Delta t = L/V$) geçeceği prensibi modele yansıtılmıştır. Bu sayede vagon gövdesinin yunuslama hareketini tetikleyen faz farkı gerçekçi bir şekilde oluşturulmuştur.

Şekil 2'de zaman-uzay tabanında incelenen 250 metrelik hat kesitinde, yol kalitesindeki değişimin dikey yer değiştirme genlikleri üzerindeki etkisi gözlenmektedir. En düşük ray pürüzlülüğü kalitesini temsil eden Tip 1 yol sınıfında pürüzlülük genliklerinin $\mp 250 \text{ mm}$ gibi ekstrem seviyelere ulaştığı görülürken, yol kalitesinin iyileşmesiyle birlikte bu düzensizlikler azalmaktadır. Tip 6 sınıfında ise $\mp 3 \text{ mm}$ milimetrik mertebelere inerek neredeyse pürüzsüz bir hat karakteristiği sunmaktadır. Bu mesafe tabanındaki genlik değişimi, 108 km/h sabit hızda gerçekleştirilen analizlerde süspansiyon sistemine aktarılan dinamik yüklerin kaynağını oluşturmaktadır.



Şekil 2. FRA (Sınıf 1-6) standartları doğrultusunda Shinozuka metodu ile sayısal olarak türetilen dikey ray pürüzlülük profillerinin karşılaştırmalı görünümü

Şekil 3’de çift logaritmik ölçekte sunulan analizlerde, simüle edilen verilerin (mavi hat) FRA tarafından tanımlanan teorik spektral eğrilerle (kırmızı kesikli hat) tüm frekans bandında örtüşme sergilediği görülmektedir. Uzaysal frekans Ω (rad/m) bazındaki bu dağılım, yol kalitesi iyileştikçe enerji yoğunluğunun yaklaşık altı mertebe (10^{-1} ’den 10^{-6} ’ya) düştüğünü matematiksel olarak göstermektedir. Spektrumun yüksek frekans bölgesindeki keskin düşüş, araç dinamiğini etkilemeyecek kadar küçük dalga boylu gürültülerin filtrelendiği bir mühendislik yaklaşımını yansıtmaktadır.



Şekil 3. Farklı yol sınıfları için uzaysal frekans (Ω) bazında hesaplanan PSD değerlerinin teorik FRA modelleri ile doğrulanması

2.3. ISO 2631-1 Konfor değerlendirme

ISO 2631-1 standardı, tüm vücut titreşimlerinin insan üzerindeki etkilerini frekans bağımlı bir yaklaşımla ele alarak, maruziyet süresine bağlı konfor ve sağlık risklerini tanımlamaktadır. İnsan vücudunun titreşimlere karşı duyarlılığı frekansa göre değişkenlik gösterdiğinden, ham ivme verilerinin biyomekanik hassasiyet filtrelerinden geçirilmesi bu metodolojinin ana eksenini oluşturmaktadır. Koltuk ($m_p + m_s$) dikey yönlü ivme verilerinin (\ddot{x}_4) ağırlıklandırılması sürecinde, ISO 2631-1 standardının dikey eksen için öngördüğü filtreleme karakteristiği olan W_k kullanılmıştır [1]. Bu W_k filtresi, özellikle insan iç organlarının rezonans bölgesi olan 4 – 12 Hz aralığındaki titreşim enerjisini vurgulayarak, bu bandın insan üzerindeki olumsuz etkisini matematiksel olarak ağırlıklandırmaktadır. Koltuk yüzeyinden elde edilen ağırlıklandırılmış ivme sinyali $\ddot{x}_{4w}(t)$ kullanılarak, sistemin efektif RMS değeri Denklem 12 ile hesaplanmaktadır.

$$\ddot{x}_{4w}^{RMS} = \sqrt{1/T \int_0^T \ddot{x}_{4w}(t) dt} \quad (12)$$

Burada T , simülasyonun stasyonere durumdaki süresini ifade etmektedir. Ancak standarda göre sadece RMS değerlerini kullanabilmek için koltuktan elde edilen sinyalin karakteristiği Denklem 13’de verilen Tepe Faktörü ile kontrol edilmektedir.

$$CF = \frac{|\ddot{x}_{4w}|_{tepe}}{\ddot{x}_{4w}^{RMS}} \quad (13)$$

ISO 2631-1 standardına göre, tepe faktörünün 9 sınırının altında kalması durumunda RMS tabanlı değerlendirme konfor analizleri için tek başına yeterli kabul edilmektedir. Bu çalışmada hesaplanan tüm tepe faktörlerinin belirlenen sınırın altında kaldığı tespit edilmiştir. Hesaplanan ağırlıklı RMS değerleri, standardın tanımladığı "Sağlık Uyarısı Bölgeleri" kapsamında değerlendirilerek yolcunun güvenli seyahat edebileceği sınır maruziyet süreleri belirlenmektedir [1]. Bu yaklaşımın temel mantığı, titreşim dozunun şiddeti arttıkça, insan sağlığına zarar vermeyecek güvenli maruziyet süresinin logaritmik olarak kısılması ilkesine dayanır. Böylece sadece anlık konfor hissi değil, uzun süreli işletme koşullarında yolcu sağlığını doğrudan etkileyebilecek kümülatif yorgunluk etkileri de objektif bir şekilde değerlendirilmiş olmaktadır.

2.4. Ortalama konfor indeksi yöntemi

Raylı taşıt dinamiği ve yolcu sürüş kalitesinin yapısal olarak değerlendirilmesi amacıyla, raylı taşıtlar için endüstriyel standart olan EN 12299 normunda tanımlanan “Ortalama Konfor İndeksi” metodolojisi bu çalışmada ISO 2631-1 standardına ek olarak kullanılmıştır [2]. Bu çalışma dikey eksen titreşimlerine odaklandığından, hesaplamalar tek eksenli dikey konfor indeksi (N_{MVZ}) üzerinden yürütülmüştür. EN 12299 standardına göre yapılacak değerlendirmenin ilk aşamasında vagon gövdesinden elde edilen ham dikey ivme zaman serileri $\ddot{x}_3(t)$, insan vücudunun titreşime olan biyomekanik hassasiyetini temsil eden ve EN 12299 ve ISO 2631 standartlarında tanımlanan W_b frekans ağırlıklandırma filtresinden geçirilmektedir. Elde edilen ağırlıklandırılmış ivme sinyali olan $\ddot{x}_{3w}(t)$ kullanılarak, sistemin efektif RMS değeri (\ddot{x}_{3w}^{RMS}) Denklem 12 ile hesaplanmaktadır.

EN 12299 standardı saha testleri için 5 saniyelik blokların 95. yüzdeleri dilimini (P_{95}) Denklem 14 ile şart koşmasına rağmen, bu çalışmada olduğu gibi durağan rastgele uyarım altında koşan analitik dinamik modellerde, tüm kararlı hal süresinin RMS değeri ilgili istatistiksel karakteristiği tam olarak yansıtmaktadır. Bu nedenle, ağırlıklandırılmış efektif ivme değeri, standardın belirlediği ampirik ölçekleme katsayısı ile çarpılarak nihai dikey konfor indeksi (N_{MVZ}) Denklem 15’deki gibi formüle edilmektedir [2].

$$N_{MV} = 6 \sqrt{(a_{X95}^{W_{ad}})^2 + (a_{Y95}^{W_{ad}})^2 + (a_{Z95}^{W_{ab}})^2} \quad (14)$$

$$N_{MVZ} = 6 \ddot{x}_{3w}^{RMS} \quad (15)$$

Bu indeks değerleri 6 farklı ray profili için elde edilmektedir ve EN 12299 standardının belirlediği Tablo 3’e göre yorumlanmaktadır.

Tablo 3. Konfor indeksi N_{MVZ} ölçeği [2]

N_{MVZ} İndeksi	Konfor Seviyesi
$N_{MV} < 1,5$	Çok konforlu
$1,5 \leq N_{MV} < 2,5$	Konforlu
$2,5 \leq N_{MV} < 3,5$	Orta konforlu
$3,5 \leq N_{MV} < 4,5$	Konforsuz
$N_{MV} \geq 4,5$	Çok konforsuz

2.5. Sperling indeksi yöntemi

Demiryolu araçlarında sürüş konforunun değerlendirilmesinde kullanılan ve insan vücudunun farklı frekanslardaki titreşimlere karşı gösterdiği lineer olmayan hassasiyeti mekanik bir süzgeçten geçirerek tek bir sayısal değere indirgeyen köklü ve güvenilir yöntemlerden biri Sperling Konfor İndeksi (W_z)'dir. Bu çalışma kapsamında, koltuktan ($m_p + m_s$) elde edilen dikey ivme (\ddot{x}_4) verileri kullanılarak yolcunun maruz kaldığı titreşim kalitesi analiz edilmiştir. Yapılan analizlerde, koltuk üzerinden alınan dikey ivme sinyalleri (\ddot{x}_4) Spektral Güç Yoğunluğu (PSD) tabanlı bir hesaplama sürecine tabi tutulmuş ve Denklem 16'da verilen genel Sperling formülasyonu kullanılmıştır [15].

$$W_z = \left[\int_{f_1}^{f_2} a^2(f) \cdot B^2(f) df \right]^{0.1} \quad (16)$$

Burada $a(f)$ ivme spektrumunu, $B(f)$ ise dikey yöndeki frekans ağırlıklandırma faktörünü temsil etmektedir. Yapılan hesaplamalarda, literatürde dikey titreşimler için standart kabul edilen ve insan vücudunun 4-6 Hz aralığındaki rezonans hassasiyetini modelleyen ağırlıklandırma fonksiyonu ($B(f)$) esas alınmıştır.

$$B(f) = 0.588 \sqrt{\frac{1,911 f^2 + (0,25 f^2)^2}{[1 - (0,25 f^2)^2]^2 + (0,25 f^2)^2}} \quad (17)$$

Elde edilen ivme zaman serileri, Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) ile frekans tabanına taşınmakta ve her bir frekans bileşeni için hesaplanan kısmi konfor değerleri, dikey konforun nihai göstergesi olan W_z değerini oluşturmaktadır ve bu W_z indeksi de Tablo 4'e göre yorumlanmaktadır.

Tablo 4. Konfor indeksi W_z ölçeği [4]

Sperling İndeksi (W_z)	Konfor Durumu
1	Güçlülkle hissedilir / Henüz fark edilebilir
2	Net bir şekilde hissedilir
2,5	Daha belirgin, ancak rahatsız edici değil
3	Güçlü, düzensiz, ancak hala katlanılabilir
3,25	Çok düzensiz
3,5	Son derece düzensiz, rahatsız edici ve bıktırıcı; uzun süreli maruziyet katlanılamaz
4	Son derece rahatsız edici; uzun süreli maruziyet sağlığa zararlı

2.6. Koltuk konfor optimizasyonu

İnsan vücudu, pelvis, sırt ve baş gibi farklı kütle segmentlerinin kendilerine özgü farklı doğal frekanslara sahip olduğu karmaşık bir biyomekanik sistemdir. Bu bölümde, koltuk dikey ivmesinin minimize edilmesi hedeflenmektedir. Ancak bu tek boyutlu yaklaşım, yüksek frekanslı titreşimlerin baş bölgesine iletilerek yolcu konforunu bozmasına veya algoritmanın fiziksel taşıma sınırlarını ihlal ederek aşırı yumuşak koltuk süspansiyon (k_{sc} ve c_{sc}) karakteristiklerine yönelmesine neden olmaktadır. Bu çalışmada, koltuk titreşimlerine ($\ddot{x}_{4,rms}$) ek olarak insan vücudunun iki ana kütledeki ($\ddot{x}_{5,rms}$ ve $\ddot{x}_{6,rms}$) titreşim büyüklüklerini eşzamanlı olarak minimize eden ve sistemin fiziksel kısıtlarını ($z_{dyn,rms}$ ve z_{stat}) güvence altına alan çok amaçlı bir optimizasyon kurgusu geliştirilmektedir. Optimizasyon algoritmasının amaç fonksiyonu (J), konfor ve stabilite kriterlerinin birleştirilmesiyle Denklem 18'deki gibi formüle edilmektedir.

$$J = \left(\frac{\ddot{x}_{4,rms}}{\ddot{x}_{4,ref}} \right)^2 + \left(\frac{\ddot{x}_{5,rms}}{\ddot{x}_{5,ref}} \right)^2 + \left(\frac{\ddot{x}_{6,rms}}{\ddot{x}_{6,ref}} \right)^2 + \left(\frac{z_{dyn,rms}}{z_{dyn,ref}} \right)^2 + \left(\frac{z_{stat}}{z_{stat,ref}} \right)^4 \quad (18)$$

$$\ddot{x}_{4,ref} = 0,6 \text{ m/s}^2, \ddot{x}_{5,ref} = 0,5 \text{ m/s}^2, \ddot{x}_{6,ref} = 0,4 \text{ m/s}^2 \quad (19)$$

Denklem 18'de tasarım uzayındaki ivme (m/s^2) ve yer değiştirme (m) gibi farklı birimlere sahip parametrelerin birbirini sayısal olarak domine etmesini engellemek amacıyla karesel normalizasyon kısıtı uygulanmıştır. Bu kapsamda, koltuk, sırt ve en hassas bölge olan baş için tolere edilebilir maksimum referans değerleri Denklem 19'da eşitlik kısıtı olarak belirlenmiştir. Elde edilen ivme yanıtları ($\ddot{x}_{4,rms}$, $\ddot{x}_{5,rms}$ ve $\ddot{x}_{6,rms}$) bu referanslara ($\ddot{x}_{4,ref}$, $\ddot{x}_{5,ref}$ ve $\ddot{x}_{6,ref}$) bölünerek boyutsuz oranlar elde edilmiş ve karesi alınarak hedeften sapmalar logaritmik olarak cezalandırılmıştır. Bu optimizasyon yapısı, herhangi bir vücut segmentindeki ivme kazancının diğer bir bölgedeki konforu bozmasını engellemektedir.

$$z_{dyn,rms} \leq z_{dyn,ref} \quad (20)$$

$$z_{stat} \leq z_{stat,ref} \quad (21)$$

$$J_{stat} \sim \left(\frac{z_{stat}}{z_{stat,ref}} \right)^4 \quad (22)$$

Amaç fonksiyonunun stabiliteyi sağlayan bir diğer kısıtı ise koltuk süspansiyonu dinamik strokudur. Süspansiyonun anlık salınım miktarını ifade eden $z_{dyn,rms}$ terimi, sistemin güvenli çalışma sınırı (Denklem 20) olan 15 mm ($z_{dyn,ref} = 0,015 \text{ m}$) referans değerine bölünerek karesel bir ceza faktörü ile Denklem 18'de sınırlandırılmıştır. Bu kısıt, optimizasyon algoritmasının salt yüksek frekanslı ivmeleri sönmölemek amacıyla koltuk sönmö katsayısını (c_{sc}) sıfıra yaklaştırması gibi fiziksel gerçekliğe aykırı matematiksel çıktılara başvurusunu önlemektedir.

Sistemin fiziksel olarak çalışabilirliği için en kritik sınır şartı ise statik taşıma kapasitesi kısıtıdır. Toplam yolcu kütlesi (87 kg) altında koltuğun yapacağı statik çökmeyi ifade eden bu terim, kabul edilebilir maksimum çökme limiti (Denklem 21) olan 40 mm ($z_{stat,ref} = 0,04 \text{ m}$) ile sınırlandırılmış ve amaç fonksiyonunda (Denklem 18) dördüncü dereceden bir üstel cezaya tabi tutulmuştur. Doğrusal olmayan bir bariyer fonksiyonu olarak çalışan bu mekanizma (Denklem 22), algoritmanın ivmeyi düşürmek amacıyla fiziksel olarak yetersiz, aşırı yumuşak bir koltuk sertliği (k_{sc}) seçmesini engellemiştir. Bu katı bariyer kısıtı sayesinde, algoritmanın fiziksel taşıma

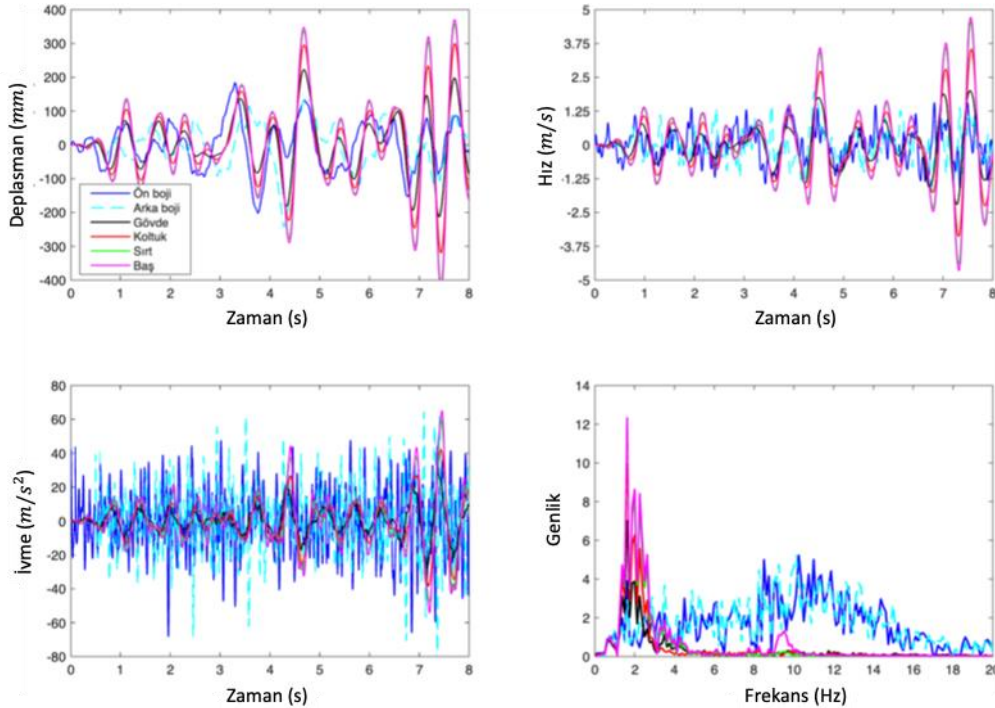
sınırlarını ihlal etmesi engellenmiş ve tasarım uzayının tam merkezinde kararlı bir Pareto-optimum vadi elde edilmiştir.

3. Bulgular

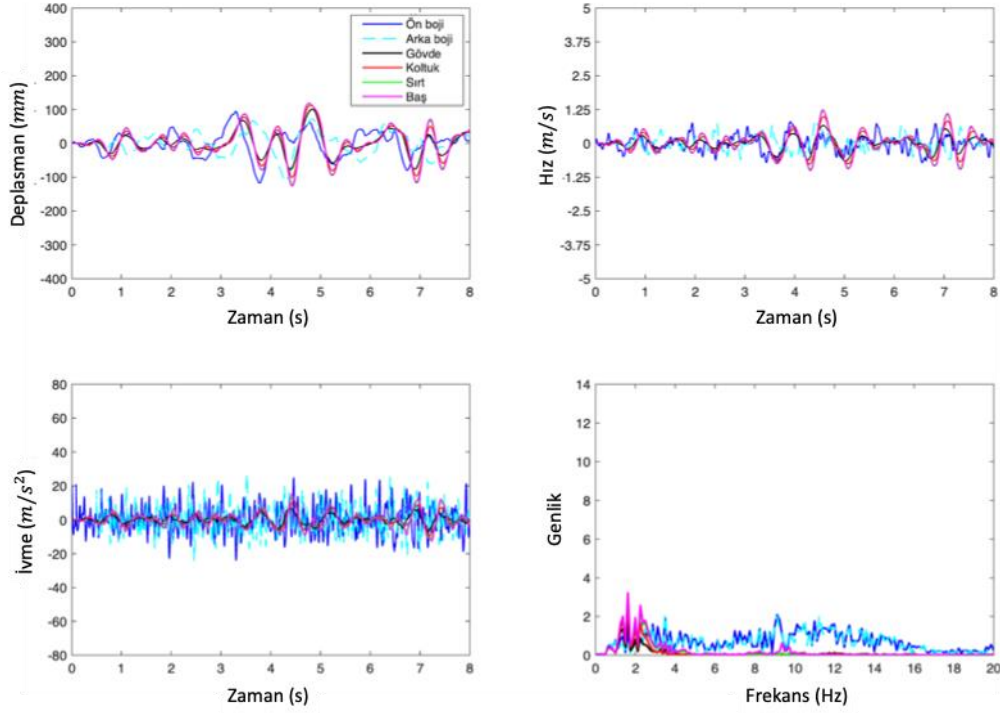
3.1. Temel modelin dinamik davranış analizi

Farklı ray pürüzlülük sınıfları (Tip 1-6) altında elde edilen dinamik sistem yanıtları, yol kalitesindeki iyileşmenin (Tip 1'den Tip 6'ya) taşıt dinamiği ve yolcu konforu üzerindeki etkisini hem zaman hem de frekans tabanında ortaya koymaktadır. Sistemin zaman tabanındaki cevapları incelendiğinde (Şekil 4), Tip 1 gibi düşük kaliteli profilde tekerlekten gelen uyarımın vagon gövdesi ve yolcu üzerinde ± 300 mm mertebesinde deplasmanlara ve yüksek ivme genliklerine yol açtığı görülmektedir. Yol kalitesi arttıkça, ön boji, arka boji, vagon gövdesi, koltuk, sırt ve baş dinamik cevaplarının zaman tabanındaki genlikleri azalmakta ve Tip 6 yol sınıfında bu titreşimler ihmal edilebilir seviyelere inmektedir (Şekil 9). Özellikle ivme-zaman grafiklerinde görülen bu dramatik düşüş (Şekil 4'den Şekil 9'a), ikincil süspansiyondaki doğrusal olmayan sönümleme karakteristiklerinin yüksek enerjili girişleri yutma başarısını göstermektedir.

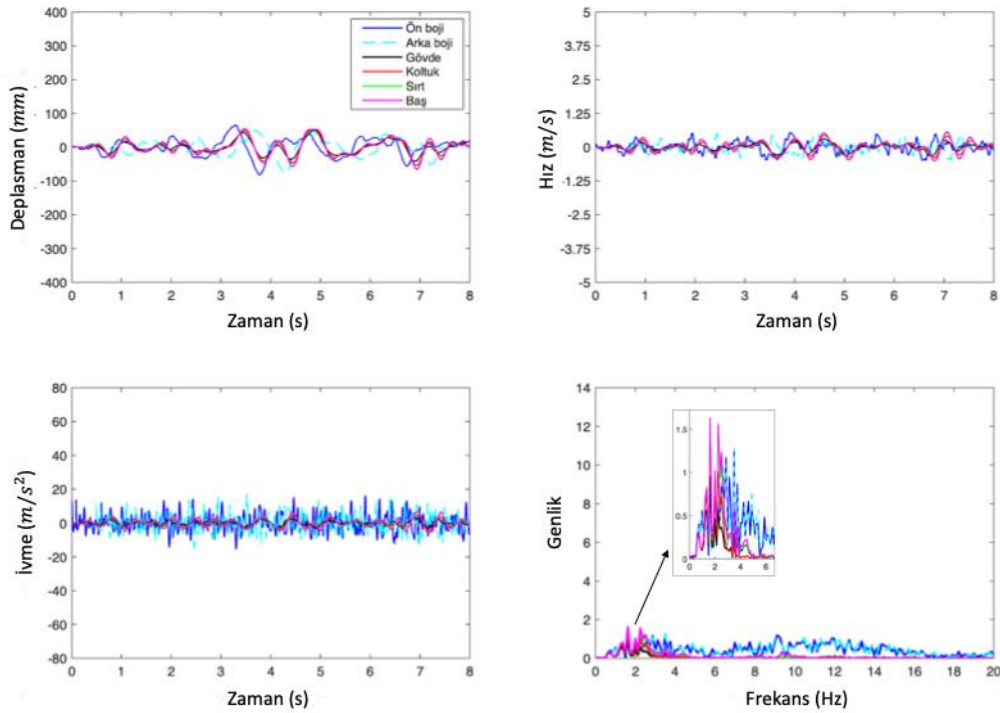
Şekil 4-9'daki farklı ray profillerinde elde edilen sistem cevapları frekans tabanında incelendiğinde, sistemin dinamik karakterini belirleyen doğal frekanslar görülmektedir. Düşük frekans bölgesindeki bu enerji yoğunlaşması, demiryolu taşıtlarının doğası gereği sahip olduğu düşük doğal frekansların bir sonucudur. Ray profili kalitesi kötüleştikçe (Tip 6'dan Tip 1'e), bu düşük frekanslı tepelerin genliği artmakta ve enerji spektrumu daha geniş bir frekans bandına yayılmaktadır. Buna karşılık, ray profili kalitesi iyileştikçe spektral yoğunluk azalmakta ancak sistemin karakteristik doğal frekans tepeleri varlığını korumaya devam etmektedir.



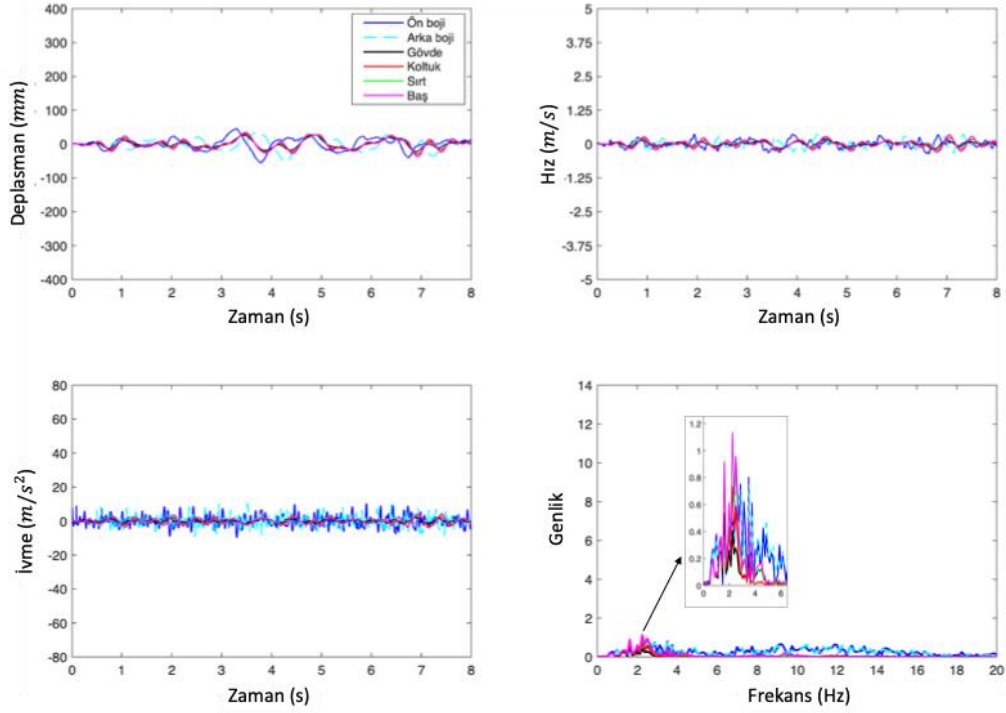
Şekil 4. Tip 1 (En kötü) ray sınıfı uyarımı altında vagon ve yolcu bileşenlerinin dikey yöndeki zaman (deplasman, hız, ivme) ve frekans tabanındaki dinamik yanıtları



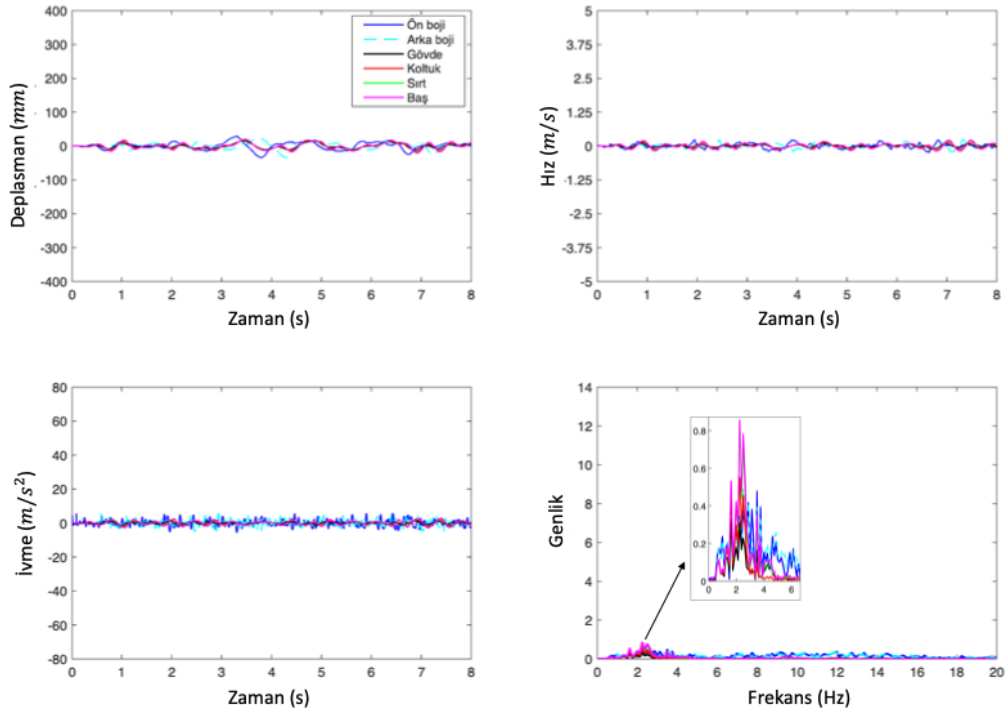
Şekil 5. Tip 2 ray sınıfı uyarımı altında vagon ve yolcu bileşenlerinin dikey yöndeki zaman (deplasman, hız, ivme) ve frekans tabanındaki dinamik yanıtları



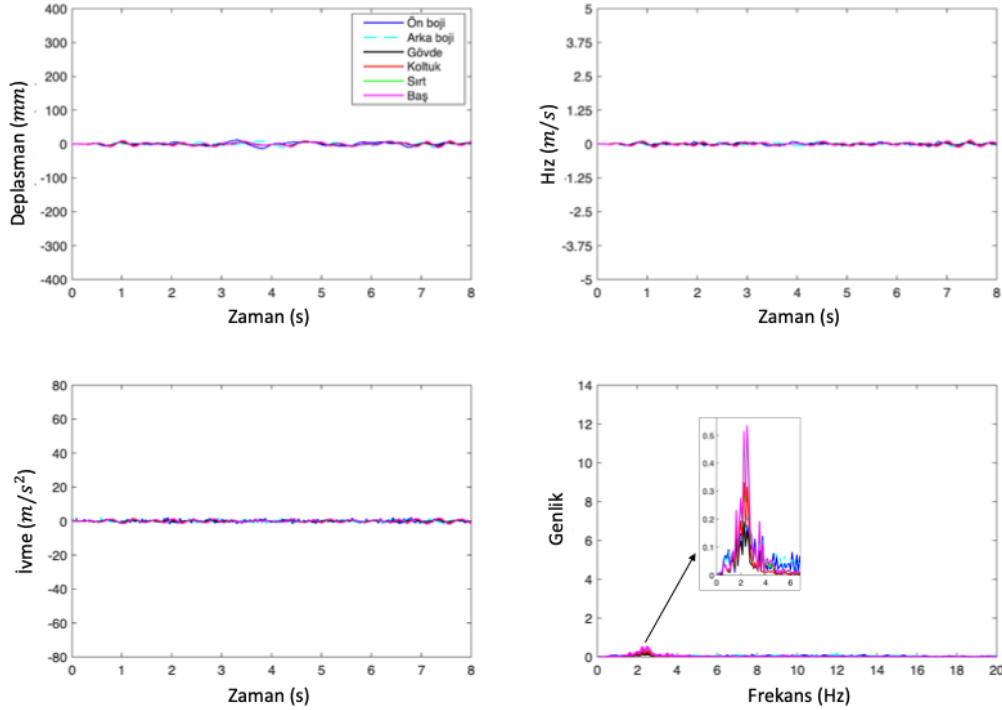
Şekil 6. Tip 3 ray sınıfı uyarımı altında vagon ve yolcu bileşenlerinin dikey yöndeki zaman (deplasman, hız, ivme) ve frekans tabanındaki dinamik yanıtları



Şekil 7. Tip 4 ray sınıfı uyarımı altında vagon ve yolcu bileşenlerinin dikey yöndeki zaman (deplasman, hız, ivme) ve frekans tabanındaki dinamik yanıtları



Şekil 8. Tip 5 ray sınıfı uyarımı altında vagon ve yolcu bileşenlerinin dikey yöndeki zaman (deplasman, hız, ivme) ve frekans tabanındaki dinamik yanıtları



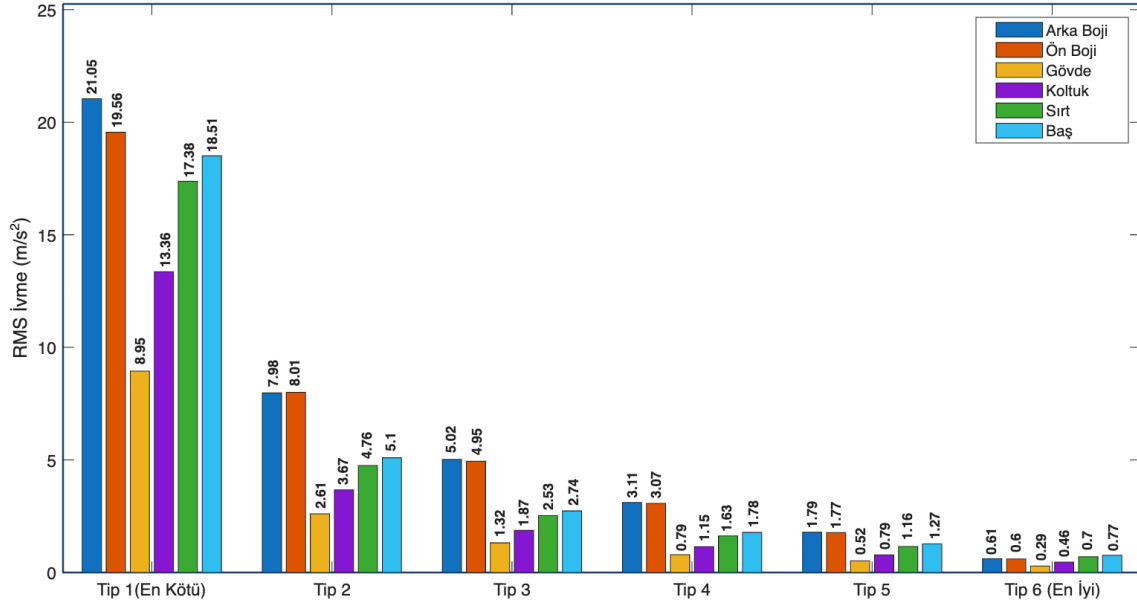
Şekil 9. Tip 6 (En iyi) ray sınıfı uyarımı altında vagon ve yolcu bileşenlerinin dikey yöndeki zaman (deplasman, hız, ivme) ve frekans tabanındaki dinamik yanıtları

İnsan-koltuk etkileşimi açısından bakıldığında, sırt ve baş bölgelerindeki ivme frekans spektrumlarının 4-6 Hz civarında ek pikler oluşturduğu Şekil 4-9'da gözlenmektedir. Bu durum, biyomekanik modelin esneklik özelliklerinden kaynaklanan lokal rezonansları işaret etmektedir. Raydan gelen geniş bantlı rastgele pürüzlülük uyarıları, taşıtın birincil ve ikincil süspansiyon aşamalarından geçerken yüksek frekanslı bileşenler büyük oranda filtrelenmekte, ancak düşük frekanslı uyarım sistemin doğal frekans modlarını tetikleyerek yolcuya iletilmektedir. Sonuç olarak, Tip 1 profilde kaotik ve yüksek enerjili titreşim rejimi gözlenirken (Şekil 4), Tip 6 sınıfında ise sistemin doğal frekanslarının düşük genliklerle hissedildiği kararlı bir yapı gözlenmektedir (Şekil 9). Bu karşılaştırmalı analiz, konforu artırmak için sadece yol kalitesine odaklanmanın yeterli olmadığını, aynı zamanda düşük frekanslı gövde modlarının etkin bir şekilde sönmülmesi gerektiğini göstermektedir.

Farklı ray pürüzlülük sınıfları için hesaplanan RMS ivme değerleri, Şekil 10'da sistemin her bir bileşeni için karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bu bar grafiği, raydan başlayan uyarı mekanizmasının yolcuya ulaşana kadar birincil süspansiyon, ikincil süspansiyon ve koltuk aşamalarında ivme değeri olarak nasıl bir değişime uğradığını özetlemektedir. Yol kalitesindeki iyileşmenin (Tip 1'den Tip 6'ya) tüm taşıt bileşenlerindeki (ön boji, arka boji, vagon gövdesi, koltuk, sırt ve baş) ivme şiddetini düşürdüğü net bir şekilde görülmektedir.

Şekil 10'da, vagon gövdesinin (Gövde) her zaman en düşük RMS değerlerine sahip olduğu gözlenmektedir. Bojilerde Tip 1 ray profilinde $20 m/s^2$ seviyelerini aşan RMS ivme değerleri, birincil ve ikincil süspansiyon sistemlerinin başarılı izolasyon karakteristiği sayesinde vagon gövdesinde yaklaşık $8,95 m/s^2$ seviyesine inmektedir. Ancak titreşimler vagon tabanından yolcuya aktarılırken, koltuk ve insan biyomekaniği aşamalarında yeniden bir artış eğilimi göstermektedir. Tip 3 ray profilinde gövde RMS ivmesi $1,32 m/s^2$ iken, bu değer koltukta $1,87 m/s^2$, sırt bölgesinde $2,53 m/s^2$ ve baş bölgesinde $2,74 m/s^2$ seviyesine çıktığı gözlenmektedir. Bu durum, insan vücudunun ve koltuk sisteminin belirli frekans bantlarında bir

yükseltici gibi davrandığını ve düşük frekanslı gövde titreşimlerini baş bölgesine doğru büyüterek ilettiğini göstermektedir.



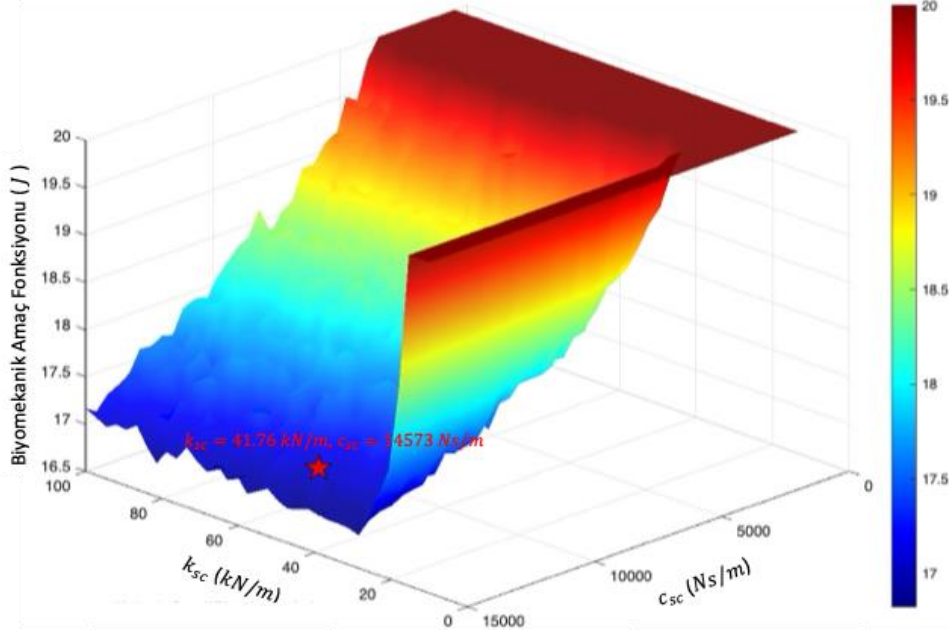
Şekil 10. Farklı FRA ray profili sınıfları (Tip 1-6) için 108 km/h seyir hızında elde edilen bileşen bazlı RMS ivme dağılımı

Sonuç olarak, Tip 6 ray sınıfında tüm bileşenlerin $1 m/s^2$ sınırının altında kalması ideal bir konfor bölgesini işaret ederken, Tip 1 ve Tip 2 gibi sınıflarda ortaya çıkan yüksek RMS değerleri hem sürüş güvenliği hem de yolcu sağlığı açısından kritik riskler barındırmaktadır. Bu analiz, konfor odaklı bir tasarımda sadece süspansiyon sisteminin izolasyon yeteneğine değil, aynı zamanda insan vücudunun rezonans karakteristikleriyle uyumlu koltuk sönümleme özelliklerine de odaklanılması gerektiğini açıkça ortaya koymaktadır. Bu temel model analizlerinden yola çıkarak, koltuk ivmesi değerlerini düşürüp yolcu konforlu bölgede tutmak amacıyla ideal k_{sc} ve c_{sc} değerleri belirlenip optimum model oluşturulacaktır.

3.2. Optimizasyon yüzey analizi ve parametre tespiti

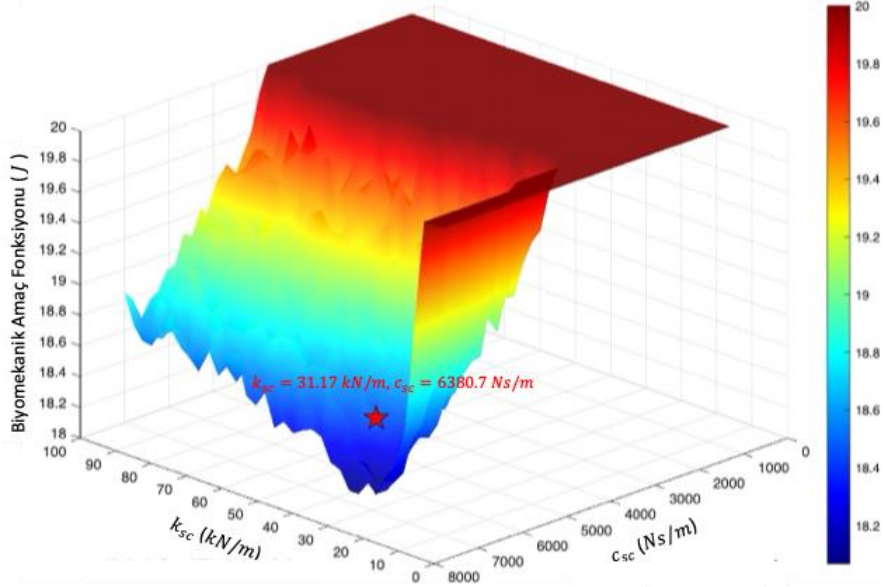
Bu bölümde, Bölüm 2.6'da tanımlanan amaç fonksiyonu (J) kullanılarak oluşturulan 3 boyutlu tasarım uzayları, koltuk sisteminin sönüm kapasitesi limitlerine göre iki farklı senaryoda analiz edilmiştir. Bu iki farklı senaryo aşağıda iki farklı başlık altında sunulmaktadır.

Genişletilmiş tasarım uzayı ve teorik optimum analizi: Tasarım uzayının koltuk sönüm katsayısı (c_{sc}) açısından geniş bir aralıkta ($0 - 15000 Ns/m$) düşünüldüğü ilk optimizasyon senaryosunda (Şekil 11), global minimum noktası $k_{sc} = 41,76 kN/m$ ve $c_{sc} = 14573 Ns/m$ olarak bulunmuştur. Bu senaryoda optimizasyon algoritması, özellikle baş ve sırt ivmelerini minimuma indirmek amacıyla matematiksel olarak aşırı sönümlü bir karakteristiğe yönelmiştir. Bulunan bu yüksek sönüm değeri ($c_{sc} = 14573 Ns/m$), geleneksel pasif poliüretan sünger koltuklarla elde edilebilir fiziksel sınırların üzerindedir. Bu yüksek sönüm ancak Manyeto-Reolojik (MR) akışkanlı veya aktif/yarı-aktif hidrolik süspansiyonlu yenilikçi koltuk tasarımları ile hedeflenebilmektedir [28-31].



Şekil 11. Genişletilmiş sönüm aralığında ($c_{sc} \leq 15000 \text{ Ns/m}$) çok amaçlı biyomekanik maliyet fonksiyonuna (J) ait optimizasyon yüzeyi.

Pasif koltuk sınırları ve üretilebilir optimum analiz: Sistemin standart demiryolu vagonlarında kullanılabilir pasif bir koltuk olarak tasarlanması hedefiyle, sönüm katsayısının fiziksel olarak üretilebilir pasif koltuk sönüm sınırları içinde ($0-8000 \text{ Ns/m}$) varsayıldığı ikinci optimizasyon senaryosunda, optimizasyon algoritmasının çözüm stratejisini değiştirdiği Şekil 12’de gözlenmektedir. Bu gerçekçi sınırlandırılmış uzayda global optimum nokta $k_{sc} = 31,17 \text{ kN/m}$ ve $c_{sc} = 6380,7 \text{ Ns/m}$ olarak elde edilmiştir.



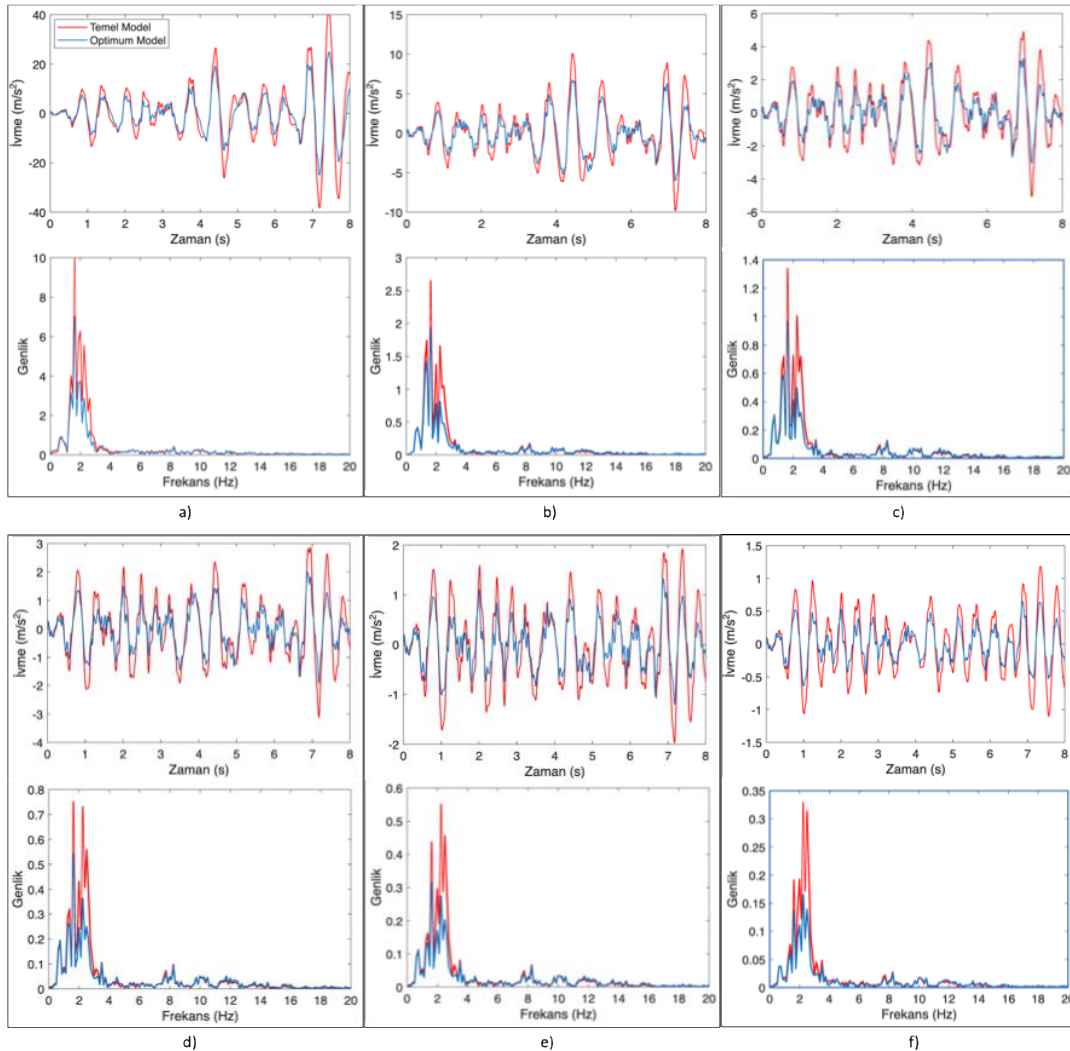
Şekil 12. Pasif sönüm sınırları ($c_{sc} \leq 8000 \text{ Ns/m}$) dahilinde kısıtlanmış tasarım uzayında çok amaçlı biyomekanik maliyet fonksiyonunun (J) optimizasyon yüzeyi ve global optimum noktası ($k_{sc} = 31,17 \text{ kN/m}$, $c_{sc} = 6380,7 \text{ Ns/m}$).

Sönüm kapasitesinin kısıtlanmasından dolayı ($c_{sc} \leq 15000 \text{ Ns/m}$ yerine $c_{sc} \leq 8000 \text{ Ns/m}$ kullanılması), optimizasyon algoritmasının yüksek frekanslı titreşimleri yalıtılabilmek adına koltuk

sertliğini $k_{sc} = 41,76 \text{ kN/m}$ 'den $k_{sc} = 31,17 \text{ kN/m}$ 'ye düşürerek sistemi daha esnek bir yapıya çektiği gözlenmektedir. Bu durum, mekanik titreşim teorisindeki izolasyon-sönümlenme dengesinin bir matematiksel yansımasıdır [32]. Bulunan $k_{sc} = 31,17 \text{ kN/m}$ ve $c_{sc} = 6380,7 \text{ Ns/m}$ değerleri, raylı sistem taşıtlarında yolcu konforunu maksimize eden, fiziksel çökme limitlerini koruyan ve endüstriyel olarak üretilebilir en ideal pasif koltuk parametreleri olarak çalışmanın optimum modelini oluşturmaktadır.

3.3. Temel ve optimum modellerin karşılaştırmalı dinamik davranış analizi

Şekil 13, optimize edilmiş koltuk tasarımının ($k_{sc} = 31,17 \text{ kN/m}$ ve $c_{sc} = 6380,7 \text{ Ns/m}$) altı farklı ray pürüzlülük sınıfında sergilediği dinamik performansı özetlemektedir. Koltuk dikey ivmesi (\ddot{x}_4) açısından temel model (kırmızı) ile optimum model (mavi) karşılaştırıldığında, optimizasyonun sürecinin titreşim yalıtım kapasitesini ve konfor iyileşmesini her ray profili senaryosunda (Tip 1-6) belirgin şekilde artırdığı görülmektedir. Şekil 13'deki koltuk dinamik davranışının zaman tabanındaki grafikleri incelendiğinde, optimum modelin ani darbelere ve tepe ivme değerlerine karşı daha iyi bir sönümlenme karakteristiği sergilediği gözlenmektedir.



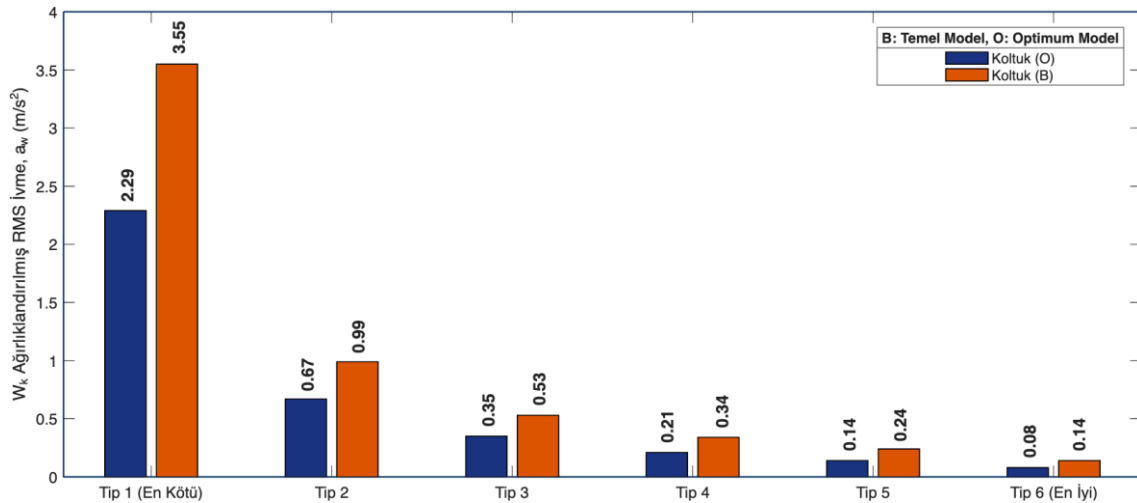
Şekil 13. Altı farklı ray profili senaryosunda (Tip 1'den Tip 6'ya) temel model ile optimize edilmiş pasif koltuk süspansiyonuna ($k_{sc} = 31,17 \text{ kN/m}$, $c_{sc} = 6380,7 \text{ Ns/m}$) sahip optimum modelin koltuk ivmelerinin (\ddot{x}_4) zaman ve frekans tabanındaki karşılaştırılması
a) Tip 1 (En Kötü) b) Tip 2 c) Tip 3 d) Tip 4 e) Tip 5 f) Tip 6 (En İyi)

En yüksek genlikli zorlayıcı uyarı olan Tip 1 ray profili koşulunda (Şekil 13a), temel modelde $40 m/s^2$ seviyelerine yaklaşan maksimum koltuk ivme (\ddot{x}_4) genlikleri, optimum modelde $20 - 25 m/s^2$ bandına çekilmiştir. Benzer şekilde, daha pürüzsüz olan Tip 6 ray profilinde (Şekil 13f) temel modelin $1,5 m/s^2$ civarındaki anlık koltuk ivme tepkileri $0,8 m/s^2$ seviyelerine kadar bastırılmıştır. Frekans tabanlı spektrumları ise sistemin rezonans bölgesindeki davranışını net bir biçimde ortaya koymaktadır. Raylı taşıtlarda insan konforunu en çok tehdit eden $1 - 4 Hz$ gibi düşük frekans bandında, optimum modelin rezonans tepe değerlerini ciddi oranda azalttığı görülmektedir. Şekil 13a'da (Tip 1) temel modelde $2 Hz$ civarındaki genlik değeri, optimum modelde yarı seviyelere inmiştir. Aynı sönümlenme başarısı Şekil 13f'de (Tip 6) de korunmuş ve rezonans genliği $0,35$ 'ten $0,15$ 'e düşürülmüştür.

Sonuç olarak, önerilen pasif süspansiyon parametreleri yalnızca belirli bir ray profili tipi için değil, geniş bir uyarım spektrumu için yapısal geçerliliğini göstermektedir. Yüksek genlikli sert darbelerden, düşük genlikli sürekli titreşimlere kadar uzanan bu test senaryoları, algoritmanın ezberde bir yerel minimum bulmadığını göstermektedir. Geliştirilen optimum model, süspansiyon strok sınırlarını koruyarak yolcu ivmelerini bazı ray profili koşullarında kararlı ve güvenli bir seviyede tutmayı başarmıştır. Bu ray profilleri ilerleyen bölümde konfor değerlendirmelerine tabi tutulup değerlendirilecektir.

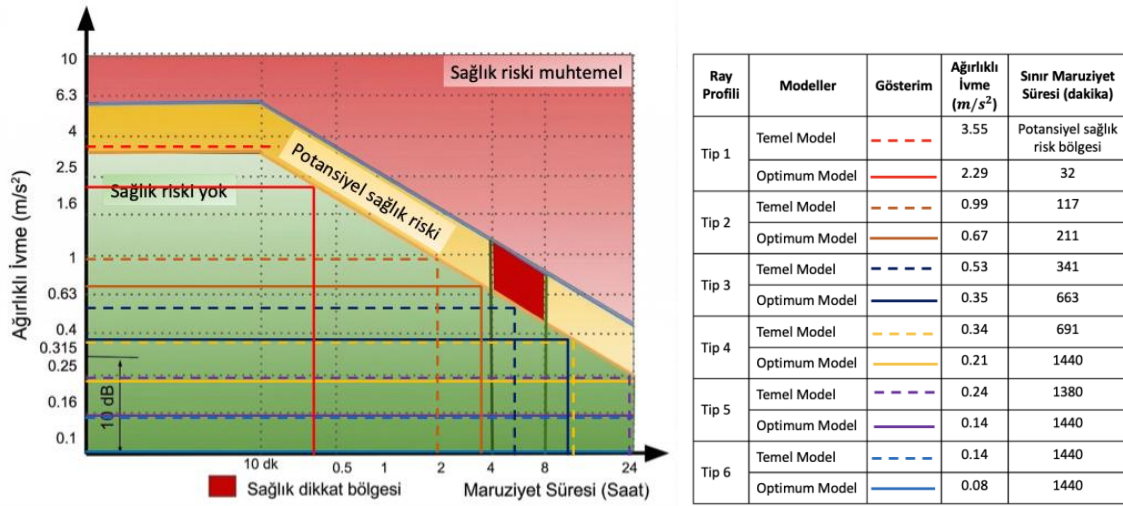
3.4. Konfor değerlendirmeleri

Bu bölümde, ISO 2631-1 standardı, EN 12299 standardı ve Sperling konfor indeksine göre yolcu konfor değerlendirmeleri yapılacaktır. Şekil 14, yolcu konforunun ve potansiyel sağlık risklerinin ISO 2631-1 standardına göre değerlendirilebilmesi için hesaplanan W_k frekans ağırlıklı RMS koltuk ivme değerlerini (\ddot{x}_{4w}^{RMS}) göstermektedir. Optimizasyon sürecinin taşıt konforuna sağladığı avantaj, tüm ray profillerinde (Tip 1-6) net bir şekilde görülmektedir. En kötü ray profili koşulu olan Tip 1'de temel model $3,55 m/s^2$ gibi oldukça yüksek bir titreşim seviyesini koltuk üzerinden yolcuya iletirken, optimum model bu değeri $2,29 m/s^2$ 'ye düşürerek titreşim genliğinde (\ddot{x}_{4w}^{RMS}) yaklaşık %35 oranında bir iyileşme sağlamıştır. Benzer optimizasyon başarısı Tip 2 ray profilinde de gözlenmiş ve W_k frekans ağırlıklı RMS koltuk ivme değeri $0,99 m/s^2$ 'den $0,67 m/s^2$ 'ye düşmüştür. Bu düşüş eğilimi, önerilen optimum koltuk süspansiyon kurgusunun, insan vücudunun titreşime en duyarlı olduğu frekans bantlarındaki enerjiyi başarılı bir şekilde sönümlediğini göstermektedir.



Şekil 14. Temel model ve optimum model için W_k ağırlıklandırılmış RMS koltuk ivmesi verileri.

Titreşim genliklerindeki bu azalmanın insan sağlığı ve sürüş süresi üzerindeki nicel etkileri, ISO 2631-1 sağlık uyarı bölgeleri üzerinden (Şekil 15) incelendiğinde optimizasyonun önemi daha net anlaşılmaktadır. Temel model, Tip 1 profilinde doğrudan potansiyel sağlık riski bölgesinin tepe noktalarında yer alırken, optimum model ivme seviyesini aşağı çekerek sınır maruziyet süresini 32 dakika olarak ölçülebilir bir seviyeye taşımıştır. Demiryolu işletmeciliğinde daha sık karşılaşılan Tip 2 ve Tip 3 ray profillerinde ise elde edilen kazanç Şekil 15’de görüldüğü gibi çok daha farklıdır. Tip 2 koşulunda temel modelle seyahat eden bir yolcu için sınır maruziyet süresi 117 dakika iken, optimize edilmiş koltuk bu süreyi 211 dakikaya çıkarmıştır. Tip 3’te ise güvenli seyahat süresi 341 dakikadan 663 dakikaya uzayarak konforlu seyahat süresi neredeyse iki katına çıkmıştır. Daha düzgün ray koşullarını temsil eden Tip 4, 5 ve 6 profillerine bakıldığında, optimum model titreşim dozunu $0,315 \text{ m/s}^2$ (ISO 2131-1 konfor sınır değeri) sınırının oldukça altına çekerek (Tip 6 için $0,08 \text{ m/s}^2$) yolcuyla tamamen "sağlık riski yok" olarak tanımlanan yeşil bölgeye almaktadır. Bu senaryolarda sınır maruziyet süresi, günlük maksimum sınır olan 24 saatlik (1440 dakika) seyahat limitine ulaşmaktadır. Sonuç olarak, ISO 2631-1 standardına dayanan bu değerlendirme, elde edilen optimum koltuk parametrelerinin yolcu sağlığını doğrudan koruyan ve güvenli seyahat süresini ciddi oranda artıran bir çözüm olduğunu doğrulamaktadır.

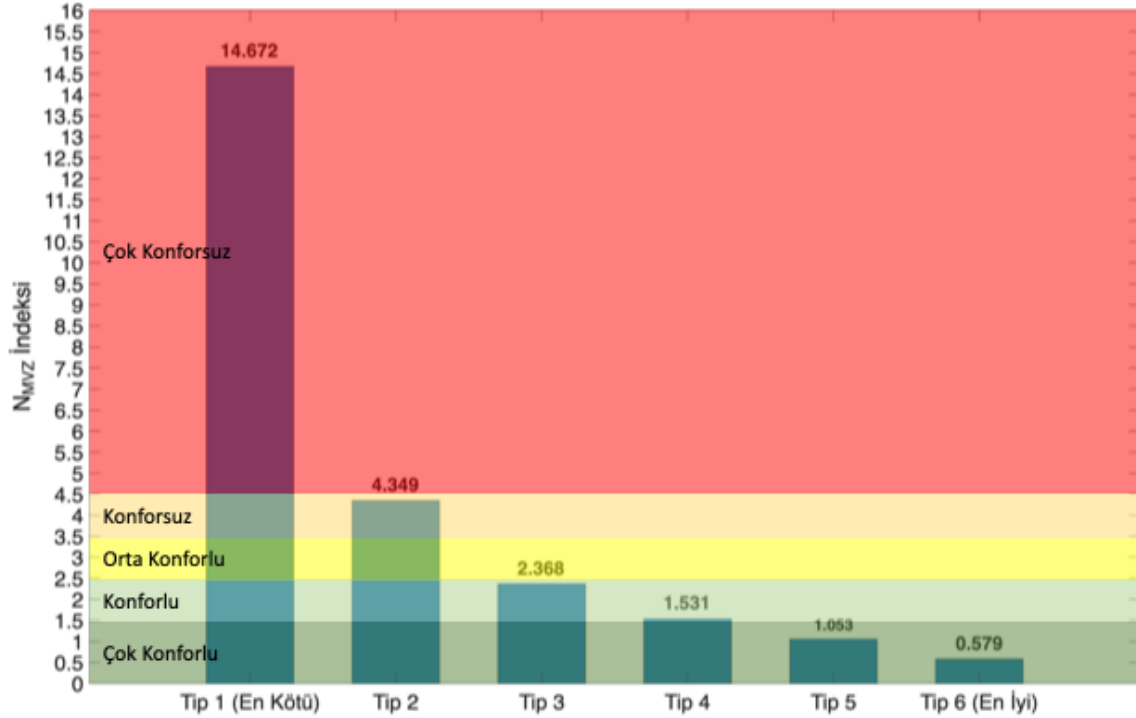


Şekil 15. Temel ve optimum modelin Tip 1-6 ray profillerinde elde edilen W_k ağırlıklandırılmış RMS koltuk ivmesi verilerinin "Sağlık Uyarısı Bölgesi"nde değerlendirilmesi ve sınır maruziyet süresi tanımlanması.

EN 12299 standardına göre vagon gövdesinden elde edilen dikey konfor indeks değerlerinin 6 farklı ray pürüzlülük profiline (Tip 1-6) göre değişimi Şekil 16’da gösterilmektedir. Şekil 16 incelendiğinde, ray profili kalitesinin vagon gövdesi üzerindeki belirleyici etkisi sayısal olarak net bir biçimde ortaya çıkmaktadır. En düşük pürüzlülüğe sahip Tip 6 ve Tip 5 ray hatlarında gövde indeksi sırasıyla $N_{MVZ} = 0,579$ ve $N_{MVZ} = 1,053$ seviyelerindedir. Bu indeks değerleri Tablo 3’e göre incelendiğinde çok konforlu bölgeyi temsil ettiği görülmektedir. Ortalama bir demiryolu hattını temsil eden Tip 3 profilinde indeks $N_{MVZ} = 2,368$ değerine ulaşmış olup, Tablo 3’e göre konforlu bölgede ($1,5 \leq N_{MV} < 2,5$) olduğu gözlenmektedir. Tip 4 için elde edilen $N_{MVZ} = 1,531$ indeks değeri ise konfor bandının alt sınırında yer alarak başarılı bir sönümleme davranışını göstermektedir.

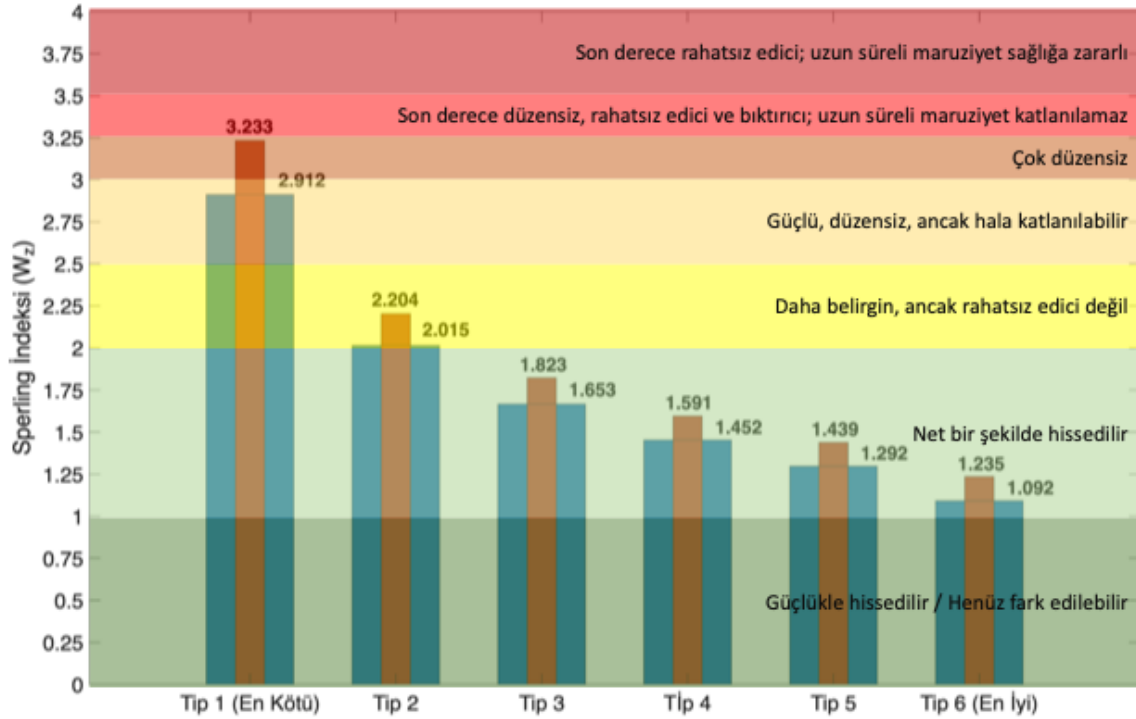
Ancak ray pürüzlülüğünün genliklerinin arttığı senaryolarda vagon gövdesinin dinamik tepkileri dramatik şekilde kötüleşmektedir. Tip 2 profilinde $N_{MVZ} = 4,349$ değerine çıkan indeks, gövde sürüş kalitesini doğrudan konforsuz bölgenin en üst sınırına getirmiştir. En kötü ray profili olan Tip 1’de ise indeks $N_{MVZ} = 14,672$ gibi çok yüksek bir değere ulaşarak 4,5 sınırından başlayan çok konforsuz kırmızı bölgenin (Tablo 3’e göre) içerisinde kalmaktadır. Bu sonuç, standart vagon

süspansiyonlarının Tip 1 gibi ağır koşullarda gövde titreşimlerini yalıtımda tek başına yetersiz kaldığını göstermektedir. Bu sonuçlar, çalışmada önerilen çok amaçlı biyomekanik koltuk optimizasyonunun gerekliliğini desteklemektedir.



Şekil 16. 6 farklı FRA yol pürüzlülük sınıfı (Tip 1-6) için EN 12299 standardı uyarınca vagon gövdesi üzerinden hesaplanan dikey ortalama konfor indeksi (N_{MVZ}) değerleri ve konfor kademeleri (Tablo 3) bazındaki dağılımı

Şekil 17, farklı ray pürüzlülük sınıflarında (Tip 1-6) koltuk üzerinden elde edilen Sperling İndeksi (W_z) değerlerinin karşılaştırmalı analizini sunmaktadır. Analiz sonuçları, önerilen optimizasyon algoritmasının yolcu konforu üzerindeki etkisini sayısal ve niteliksel olarak ortaya koymaktadır. Literatürde, $W_z = 2,5$ değeri "konforlu seyahat sınırı" olarak kabul edilirken, bu değer üzerindeki artışlar yolcu üzerinde biriken yorgunluk ve rahatsızlık hissini temsil etmektedir [4]. Sayısal Sperling İndeksi (W_z) verileri incelendiğinde, en kötü uyarım koşullarını temsil eden Tip 1 ray profilinde temel modelin $W_z = 3,233$ değerine ulaştığı görülmektedir. Bu değer, Tablo 4'de tanımlanan çok düzensiz ve rahatsız edici bölgeye karşılık gelmekte olup uzun süreli maruziyette yolcu sağlığını olumsuz etkileyecek bir seviyededir. Ancak yapılan optimizasyon sonucunda bu değer $W_z = 2,912$ seviyesine inmiştir. Bu optimum model, sistemin rahatsız edici kategorisinden "Güçlü, düzensiz ancak hala katlanılabilir" kategorisine geçişini sağlayarak en kötü ray koşullarında bile kritik bir iyileşme oluşturmuştur. Orta kalitedeki hat profillerinde (Tip 2 ve Tip 3) optimizasyonun etkisi daha belirgin hissedilmektedir. Optimum modelde, Tip 4 ve Tip 5 gibi daha düzgün raylarda ise indeks değerleri sırasıyla $W_z = 1,452$ ve $W_z = 1,292$ seviyelerine düşürülmüştür. Şekil 17 genel olarak değerlendirildiğinde, optimizasyonun sadece belirli bir ray tipi için değil, tüm spektrum boyunca tutarlı bir konfor artışı sağladığı görülmektedir. Özellikle Tip 1'den Tip 3'e kadar olan geçişte bar boylarındaki kısıalma, koltuk sönüm ve sertlik parametrelerinin dinamik rezonansları başarıyla baskıladığını sayısal olarak ispatlamaktadır.



Şekil 17. 6 farklı FRA yol pürüzlülük sınıfı (Tip 1-6) için temel ve optimum modelin Sperling İndeksi (W_z) değerlerinin konfor limitleri (Tablo 4) çerçevesinde karşılaştırması

4. Sonuç

Bu çalışmada, raylı taşıt-yolcu etkileşimini bütünlük olarak ele alan 7 serbestlik dereceli doğrusal olmayan bir vagon-biyomekanik model geliştirilmiş ve koltuk süspansiyon parametreleri çok amaçlı bir optimizasyon yaklaşımı ile belirlenmiştir. İkincil süspansiyonun doğrusal olmayan kübik sertleşme ve güç yasası sönüm karakteristikleri ile modellenmesi ve yolcunun pelvis, sırt ve baş bölgelerinden oluşan çok kütleli bir yapı ile temsil edilmesi, titreşim iletim mekanizmalarının fiziksel olarak gerçekçi biçimde analiz edilmesine olanak sağlamıştır.

Elde edilen sonuçlar, optimize edilmiş koltuk parametrelerinin özellikle düşük kaliteli ray koşullarında belirgin bir konfor iyileşmesi sağladığını göstermektedir. Pasif üretilebilir yolcu koltuk sınırları dahilinde belirlenen optimum değerler, $k_{sc} = 31,17$ kN/m ve $c_{sc} = 6380$ Ns/m olarak elde edilmiştir. Bu parametreler ile, en kötü ray profili koşulunu temsil eden FRA Tip 1 profilinde ISO 2631-1 ağırlıklı RMS ivmesi yaklaşık %35 oranında azaltılmıştır. Benzer şekilde, Tip 2 ve Tip 3 ray profillerinde yolcu için güvenli maruziyet süresi sırasıyla 117 dakikadan 211 dakikaya ve 341 dakikadan 663 dakikaya yükselmiştir. Sperling İndeksi açısından değerlendirildiğinde ise Tip 1 koşulunda 3,233 seviyesinden 2,912 seviyesine düşüş sağlanarak sistemin “rahatsız edici” bölgeden “katlanılabilir” bölgeye taşındığı görülmüştür. Daha iyi hat koşullarını temsil eden Tip 4-6 profillerinde ise tüm metrikler ISO 2631-1 sağlık uyarı bölgesinin altına inmiş ve sistem yüksek konfor seviyesine ulaşmıştır.

Geliştirilen çok amaçlı optimizasyon algoritması, yalnızca koltuk ivme seviyelerini azaltmayı değil, aynı zamanda sistemin fiziksel kısıtlarını da güvence altına alacak şekilde tasarlanmıştır. Dinamik strok ve statik çökme kısıtlarının maliyet fonksiyonuna dahil edilmesi, optimizasyon algoritmasının fiziksel olarak uygulanabilir çözümler üretmesini sağlamıştır. Bu yaklaşım, yalnızca matematiksel optimuma değil, aynı zamanda mühendislik açısından anlamlı ve üretilebilir bir tasarım noktasına ulaşılmasına imkân vermiştir. Elde edilen sonuçlar, raylı sistemlerde yolcu konforunun iyileştirilmesinde koltuk süspansiyonunun kritik bir rol oynadığını açıkça göstermektedir. Özellikle düşük kaliteli hat koşullarında (Tip 2-3), optimum model

titreşim iletimini azaltarak hem anlık konforu hem de uzun süreli maruziyet riskini iyileştirmektedir. Bununla birlikte, çok kötü ray profili (Tip 1) koşullarında optimum pasif koltuk sisteminin sınırlı bir performans sunduğu ve bu tür durumlarda yarı aktif veya aktif süspansiyon çözümlerinin değerlendirilmesinin gerekli olduğu anlaşılmaktadır. Güvenç ve Aktaş'ın 10 serbestlik dereceli demiryolu taşıt modelinde hidrolik eyleyicili aktif süspansiyon için rapor ettiği performans iyileşmeleri, pasif sistem sınırlarının aşılması gereken koşullarda aktif kontrol stratejilerinin uygulanabilirliğini ortaya koymaktadır [33].

Tablo 5 incelendiğinde, farklı konfor değerlendirme yöntemlerinin ray profiline bağlı olarak genel eğilim açısından uyumlu sonuçlar verdiği, ancak yorumlama hassasiyetlerinin belirgin biçimde farklılaştığı görülmektedir. FRA Tip 1 gibi en kötü ray koşullarında, ISO 2631-1 standardı sistemi doğrudan sağlık uyarı bölgesinin üzerine yerleştirerek kısa süreli maruziyet gerektiren ciddi bir risk tanımlarken, EN 12299 aynı durumu “çok konforsuz” olarak sınıflandırmakta, Sperling İndeksi ise daha çok titreşimin karakterine odaklanarak “güçlü ve düzensiz ancak katlanılabilir” şeklinde daha subjektif bir değerlendirme sunmaktadır. Bu durum, ISO 2631-1 standardının sağlık temelli ve daha konservatif, Sperling İndeksinin ise algısal titreşim karakterine daha duyarlı olduğunu göstermektedir. Yol kalitesinin iyileşmesiyle birlikte (Tip 2-4 aralığı), üç metodoloji arasındaki fark daha belirgin hale gelmektedir. ISO 2631-1 değerlendirmesi bu bölgede maruziyet süresine dayalı bir geçiş rejimi tanımlarken, EN 12299 standardının doğrudan “konforlu” bölgeye geçtiğini göstermektedir. Buna karşılık Sperling İndeksi, titreşimin hâlâ hissedilebilir olduğunu ifade ederek diğer iki yönteme göre daha hassas bir ayırım sunmaktadır. Bu durum özellikle orta frekans bandındaki titreşimlerin insan algısı üzerindeki etkisinin, RMS metriklerle tam olarak temsil edilemediğini ortaya koymaktadır. Tip 5 ve Tip 6 gibi yüksek kaliteli ray koşullarında ise tüm yöntemler sistemin konforlu veya çok konforlu bölgede olduğunu göstermekte ve sonuçlar arasında güçlü bir tutarlılık gözlenmektedir. Bununla birlikte, Sperling İndeksinin bu bölgede dahi “hissedilebilirlik” vurgusunu koruması, bu yöntemin düşük genlikli titreşimlere karşı dahi duyarlı olduğunu göstermektedir. Genel olarak değerlendirildiğinde, Tablo 5 tek bir konfor kriterine dayalı değerlendirmenin yeterli olmadığını açıkça ortaya koymaktadır. ISO 2631-1 standardı sağlık ve maruziyet açısından kritik sınırları belirlerken, EN 12299 işletme bazlı konfor sınıflandırması sunmakta, Sperling İndeksi ise titreşimin algısal karakterini daha ayrıntılı şekilde yansıtmaktadır. Bu nedenle, raylı sistemlerde konforun bütüncül olarak değerlendirilebilmesi için bu üç metodolojinin birlikte kullanılması gereklidir.

Tablo 5. Farklı ray profili koşullarında yolcu konforunun üç farklı konfor metodolojisi (ISO 2631-1, EN 12299 ve Sperling) ile değerlendirilmesi

Ray Profili	ISO 2631-1 (Optimum Model)	EN 12299	Sperling (Optimum Model)
Tip 1	HGZ üstü → ciddi sağlık riski, kısa maruziyet	Çok konforsuz	Güçlü, düzensiz ancak hala katlanılabilir
Tip 2	HGZ içinde → sınırlı maruziyet gerekli	Konforsuz	Daha belirgin ancak rahatsız edici değil
Tip 3	HGZ alt sınırı → orta maruziyet	Konforlu	Net bir şekilde hissedilir
Tip 4	HGZ altı → uzun maruziyet mümkün	Konforlu	Net bir şekilde hissedilir
Tip 5	Güvenli bölge	Çok konforlu	Net bir şekilde hissedilir
Tip 6	Tam güvenli bölge	Çok konforlu	Net bir şekilde hissedilir

Elde edilen sayısal iyileşmeler, son dönem literatürdeki çalışmalarla paralel eğilimler göstermekle birlikte, nicel düzeyde belirgin farklılıklar da barındırmaktadır. Sharma ve ekibinin ANFIS denetimli manyeto-reolojik damperli yarı aktif süspansiyon sistemiyle raporladığı %11–24 aralığındaki RMS ivme azalmasına [22] karşılık, bu çalışmada önerilen tam pasif koltuk parametreleri FRA Tip 1 gibi en kötü ray profili koşulunda %35 mertebesinde bir iyileşme sağlamıştır. Bu bulgu, fiziksel olarak üretilebilir pasif bir koltuk tasarımının, aktif kontrol

gerektiren çözümlerin eriştiği performans bandının üst sınırına yaklaşabildiğini göstermektedir. Gao ve Wang'ın 3B kuplajlı modelde gösterdiği konfor indekslerinin insan biyomekaniği dahil edildiğinde belirgin biçimde ayrışması bulgusu [20], çalışmamızda üç konfor metodolojisinin (ISO 2631-1, EN 12299, Sperling) optimizasyon sürecine eş zamanlı dahil edilmesinin kritik önemini pekiştirmektedir. Xiao ve ekibinin ikincil süspansiyon dikey sertliğinin yolcu konforu üzerindeki baskın etkisine dair tespiti [19] ile çalışmamızın koltuk süspansiyon parametrelerine odaklanmış çok amaçlı optimizasyon kurgusu aynı yönde işaret vermektedir. La Paglia ve ekibinin deneysel olarak doğruladığı doğrusal olmayan ikincil süspansiyon karakteristikleri [23], bu çalışmada kullanılan kübik sertleşme ve güç yasası sönüm modellerinin fiziksel dayanağını da güçlendirmektedir.

Elde edilen bulguların Türkiye demiryolu altyapısı bağlamında değerlendirilmesi, çalışmanın pratik karşılığı açısından önem taşımaktadır. TCDD Şebeke Bildirimi'nde konvansiyonel hat, trenlerin 160 km/h altında işletildiği hat olarak tanımlanmaktadır [27]. Pratik işletme hızları genellikle 120 km/h civarında yoğunlaşmakta olup bu çalışmada kullanılan 108 km/h değeri söz konusu aralığı temsil etmektedir. 2003 sonrası yürütülen kapsamlı yol yenileme programı kapsamında 60 kg/m ray profili ve B70 beton travers standartlarına geçilmiş olması dikkate alındığında, Türkiye'nin bakımı yapılmış konvansiyonel ana hatlarının spektral enerji dağılımı açısından FRA Tip 3–4 sınıflarına, yoğun kullanılan ve yenilenme döngüsünün sonuna gelmiş kesimlerin ise Tip 2 karakteristiğine yaklaştığı kabul edilebilir bir temsili eşdeğerliktir [34]. Bu çerçevede, önerilen optimum koltuk parametrelerinin Tip 3 profilde güvenli maruziyet süresini 341 dakikadan 663 dakikaya uzatması, 8–10 saatlik uzun rotalarda doğrudan pratik karşılığı olan bir iyileşmedir. Tip 2 karakteristiğine yakın kesimlerde ise sınır maruziyet süresinin 117 dakikadan 211 dakikaya uzaması ISO 2631-1 sağlık risk sınırları açısından anlamlı bir koruma sağlamaktadır.

Bu çalışmanın temel sınırlılığı, model doğrulamasının deneysel veriler ile doğrudan desteklenmemiş olmasıdır. Gelecek çalışmalarda, saha ölçümleri ile modelin doğrulanması, farklı hız ve işletme koşullarının incelenmesi ve yarı aktif veya aktif koltuk süspansiyon sistemlerinin modele entegre edilmesi önerilmektedir. Ayrıca, gerçek zamanlı kontrol stratejileri ile desteklenen adaptif süspansiyon sistemlerinin değerlendirilmesi, yolcu konforunun daha ileri seviyelere taşınmasına katkı sağlayacaktır. Sonuç olarak, bu çalışma doğrusal olmayan biyomekanik modelleme ve çok amaçlı optimizasyon yaklaşımını bir araya getirerek raylı sistemlerde yolcu konforunun iyileştirilmesine yönelik bütüncül bir çerçeve sunmakta ve konforu 3 temel metodoloji (ISO 2631-1, EN 12299, Sperling İndeksi) ile değerlendirmektedir. Elde edilen bulgular, özellikle kötü ray koşullarında yolcu maruziyetini azaltmaya yönelik olarak optimize edilmiş pasif koltuk tasarımlarının etkinliğini ortaya koymakta ve bu alanda yapılacak ileri çalışmalar için bir temel oluşturmaktadır.

Kaynakça

- [1] *Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration – Part 1: General Requirements*, ISO Standard 2631-1, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 1997.
- [2] *Railway Applications – Ride Comfort for Passengers – Measurement and Evaluation*, EN Standard 12299, European Committee for Standardization, Brussels, Belgium, 2009.
- [3] S. L. Grassie, "Rail corrugation: Characteristics, causes, and treatments," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 223, no. 6, pp. 581–596, 2009, doi: 10.1243/09544097JRRT264
- [4] Federal Railroad Administration, *Track Safety Standards – Compliance Manual*, 49 CFR Part 213, U.S. Department of Transportation, Washington D.C., USA, 2012.
- [5] M. Shinozuka and C. M. Jan, "Digital simulation of random processes and its applications," *J. Sound Vib.*, vol. 25, no. 1, pp. 111–128, 1972, doi: 10.1016/0022-460X(72)90600-1
- [6] A. A. Shabana, K. E. Zaazaa, and H. Sugiyama, *Railroad Vehicle Dynamics: A Computational Approach*. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2008.

- [7] V. K. Garg and R. V. Dukkipati, *Dynamics of Railway Vehicle Systems*. Toronto, ON, Canada: Academic Press, 1984.
- [8] W. Zhai, K. Wang, and C. Cai, "Fundamentals of vehicle–track coupled dynamics," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 47, no. 11, pp. 1349–1376, 2009, doi: 10.1080/00423110802621561
- [9] S. Bruni, J. Vinolas, M. Berg, O. Polach, and S. Stichel, "Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 49, no. 7, pp. 1021–1072, 2011, doi: 10.1080/00423114.2011.586430
- [10] A. H. Nayfeh and D. T. Mook, *Nonlinear Oscillations*. New York, NY, USA: Wiley, 1979.
- [11] O. Polach, "On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 220, no. 1, pp. 13–27, 2006, doi: 10.1243/095440905X33251
- [12] P. É. Boileau and S. Rakheja, "Whole-body vertical biodynamic response characteristics of the seated vehicle driver: Measurement and model development," *Int. J. Ind. Ergon.*, vol. 22, no. 6, pp. 449–472, 1998, doi: 10.1016/S0169-8141(97)00030-9
- [13] C. C. Liang and C. F. Chiang, "A study on biodynamic models of seated human subjects exposed to vertical vibration," *Int. J. Ind. Ergon.*, vol. 36, no. 10, pp. 869–890, 2006, doi: 10.1016/j.ergon.2006.06.008
- [14] L. Wei and M. J. Griffin, "Mathematical models for the apparent mass of the seated human body exposed to vertical vibration," *J. Sound Vib.*, vol. 212, no. 5, pp. 855–874, 1998, doi: 10.1006/jsvi.1997.1473
- [15] E. Sperling and C. Betzhold, "Beitrag zur Beurteilung des Fahrkomforts in Shienenfahrzeugen," *Glaser's Ann.*, vol. 80, no. 11, pp. 314–320, 1956.
- [16] Y. Jiang, B. K. Chen, and C. Thompson, "A comparison study of ride comfort indices between Sperling's method and EN 12299," *Int. J. Rail Transp.*, vol. 7, no. 4, pp. 279–296, 2019, doi: 10.1080/23248378.2019.1616329
- [17] M. Dumitriu and D. I. Stănică, "Study on the evaluation methods of the vertical ride comfort of railway vehicle – mean comfort method and Sperling's method," *Appl. Sci.*, vol. 11, no. 9, pp. 3953, 2021, doi: 10.3390/app11093953
- [18] Y. Sugahara, A. Kazato, R. Koganei, M. Sampei, and S. Nakaura, "Suppression of vertical bending and rigid-body-mode vibration in railway vehicle car body by primary and secondary suspension control," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 223, no. 5, pp. 517–531, 2009, doi: 10.1243/09544097JRRT265
- [19] X. Xiao, H. Xu, Y. Yang, P. Chen, and Q. Hua, "Analysis of the influence of track irregularity on high-speed train ride comfort," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 62, no. 7, pp. 1658–1685, 2024, doi: 10.1080/00423114.2023.2250888
- [20] J. Gao and X. Wang, "Comparative analysis of ride comfort evaluation indices of high-speed vehicles based on a vehicle-seat-human body coupled dynamics model," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multi-Body Dyn.*, vol. 238, no. 4, pp. 507–523, 2024, doi: 10.1177/14644193241291468
- [21] I. I. Apostol, M. Dumitriu, and T. Mazilu, "Analysis of the effect of frequency weighting according to the Sperling index method on the dynamic response of the railway vehicle carbody to vertical vibrations," *Appl. Sci.*, vol. 15, no. 2, p. 507, 2025, doi: 10.3390/app15020507
- [22] S. K. Sharma, R. C. Sharma, Y. Choi, and J. Lee, "Modelling and dynamic analysis of adaptive neuro-fuzzy inference system-based intelligent control suspension system for passenger rail vehicles using magnetorheological damper for improving ride index," *Sustainability*, vol. 15, no. 16, p. 12529, 2023, doi: 10.3390/su151612529
- [23] I. La Paglia, L. Rapino, F. Ripamonti, and R. Corradi, "Modelling and experimental characterization of secondary suspension elements for rail vehicle ride comfort simulation," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 238, no. 1, pp. 38–47, 2024, doi: 10.1177/09544097231178858
- [24] A. Hamid and T. L. Yang, "Analytical description of track-geometry variations," *Transp. Res. Rec.*, no. 838, pp. 19–26, 1982.
- [25] M. Shinozuka, "Simulation of multivariate and multidimensional random processes," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 49, no. 1B, pp. 357–368, 1971, doi: 10.1121/1.1912338
- [26] M. Shinozuka and C. M. Jan, "Digital simulation of random processes and its applications," *J. Sound Vib.*, vol. 25, no. 1, pp. 111–128, 1972, doi: 10.1016/0022-460X(72)90600-1
- [27] Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları (TCDD) İşletmesi Genel Müdürlüğü, "Şebeke bildirim 2026, Ek-1.11: Kısaltma ve tanımlar," Sürüm 10.1, TCDD
- [28] H. Zhu, X. Rui, F. Yang, W. Zhu, and J. Gu, "Semi-active scissors-seat suspension with magnetorheological damper," *Front. Mater.*, vol. 7, pp. 591283, 2020, doi: 10.3389/fmats.2020.591283

- [29] S. S. Sun, D. H. Ning, J. Yang, H. Du, S. W. Zhang, and W. H. Li, "A seat suspension with a rotary magnetorheological damper for heavy duty vehicles," *Smart Mater. Struct.*, vol. 25, no. 10, pp. 105032, 2016, doi: 10.1088/0964-1726/25/10/105032
- [30] Y. Wang, H. Vatandoost, and R. Sedaghati, "Development of a novel magneto-rheological elastomer-based semi-active seat suspension system," *Vibration*, vol. 6, no. 4, pp. 777–795, 2023, doi: 10.3390/vibration6040048
- [31] İ. Şahin, Z. Parlak, and C. Güneri, "Araç koltuk süspansiyon sistemleri için çift borulu manyeto-reolojik amortisör tasarımı ve sayısal analizleri," *Gazi Univ. J. Sci. Part C*, vol. 7, no. 2, pp. 331–343, 2019, doi: 10.29109/gujsc.514507
- [32] S. G. Kelly, *Mechanical Vibrations: Theory and Applications*. Mason, OH, USA: Nelson Education, 2011.
- [33] M. A. Güvenç and K. G. Aktaş, "10 serbestlik dereceli demiryolu taşıtında hidrolik eyleyicili aktif süspansiyon kullanılarak titreşim azaltımı ve PID–LQR karşılaştırması," *Demiryolu Mühendisliği*, no. 24, Mar. 2026, doi: 10.47072/demiryolu.1847183
- [34] Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı, "Demiryolu sektörel büyüklükler, politika ve düzenlemeler, proje ve faaliyetler," T.C. Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı, Ankara, Türkiye, 2018.

Özgeçmiş



Akif YAVUZ

Doktora eğitimini İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde tamamlamıştır. Aynı bölümde Doktor Öğretim Üyesi olarak görev yapmaktadır. Başlıca araştırma alanları mekanik titreşimler, doğrusal olmayan dinamik sistemler, taşıt dinamiği, akustik ve gürültü-titreşim kontrolüdür. I-INCE Young Professionals Award (2019) ödülü sahibidir.
E-Posta: akif.yavuz@itu.edu.tr

Beyanlar:

Bu çalışmanın hazırlanması sürecinde, yapay zekâ tabanlı araçlardan yalnızca yazım dili, dilbilgisi ve anlatımın iyileştirilmesi amacıyla yararlanılmıştır. Yapay zekâ araçları, literatür taraması, çalışmanın bilimsel içeriğinin oluşturulması, veri analizi, sonuçların elde edilmesi veya yorumlanması süreçlerinde kullanılmamıştır. Bu makalede bilimsel araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.