

## Balastsız hattın dinamik titreşim analizi

Veysel ARLI\*, Zübeyde ÖZTÜRK

İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ulaştırma Mühendisliği Programı, 34469, Ayazağa, İstanbul

### Özet

Demiryolu üstyapısında ray ile tekerlek arasındaki temas sırasında düzensizlik ve pürüzlülükler nedeniyle ek dinamik yükler ve titreşim ortaya çıkmaktadır. Özellikle, demiryolu taşıtının neden olduğu titreşimlerin frekansları ile sistemin doğal frekansları çakıştığına rezonans denilen dinamik fenomen ortaya çıktığı için, sonlu eleman modellerini kullanan nümerik analizlerin yapılması ve rezonans durumundaki dinamik etkilerin belirlenmesi gereklidir. Bu çalışmada, İstanbul'da bulunan Aksaray-Havaalanı arasında kalan hafif metro hattında çelik seletli balastsız (beton döşemeli) üst-yapı, nümerik yöntemle ANSYS 9.0 sonlu eleman programı kullanılarak analiz edilmiştir. Bu analizde, demiryolu üstyapısı yol eksenine göre simetrik bir yapıya sahip olduğundan hesaplamada kolaylık sağlamak için tek ray ve çelik seletten oluşan yol sistemi modellenmiştir. ANSYS programı ile harmonik analiz yapılarak dinamik hesap sonuçları ve grafikleri elde edilmiştir. Harmonik tepki analizi, aracın devamlı dinamik davranışını, dolayısıyla, tasarımın rezonans, yorulma ve zorlanmış titreşimin diğer zararlı etkilerine başarıyla karşı koyup koyamayacağını belirleyebilmeyi sağlar. Harmonik tepki analizi lineer bir yapının zamanla sinüzoidal (harmonik) olarak değişen yüklere karşı sürekli durum tepkisini belirlemekte kullanılan bir tekniktir. Nümerik analizde, 0-1500 Hz frekans aralığı için değişik yol parametrelerinin dinamik davranışa etkisi hesaplanmıştır. Demiryolunun öz frekanslarını, dinamik tepki davranışını tespit etmek ve ölçüm sonuçlarına göre sonlu eleman modelini doğrulamak amacıyla arazi titreşim ölçümü yapılmıştır. Arazide ray mantarına çekiç darbe yükü uygulanarak, rayın ve mesnetin (çelik selet) frekans tepki davranışı ölçülmüş, çelik seletli balastsız hattın sonlu elemanlar modeli doğrulanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Dinamik, demiryolu titreşimi, nümerik analiz, çekiç darbe testi.

\*Yazışmaların yapılacağı yazar: Veysel ARLI. veyselarli@hotmail.com; Tel: (212) 568 99 70.

Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ulaştırma Mühendisliği Programı'nda tamamlanmış olan "Demiryolu titreşimlerinin model hat üzerinde çok yönlü analizi" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 16.06.2009 tarihinde dergiye ulaşmış, 21.10.2009 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 31.03.2011 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

Bu makaleye "Arılı, V., Öztürk, Z., (2010) 'Balastsız hattın dinamik titreşim analizi', İTÜ Dergisi/D Mühendislik, 9: 6, 114-124" şeklinde atıf yapabilirsiniz.

## Dynamic vibration analysis of ballastless track

### Extended abstract

*Additional dynamic loads and friction emerge on the railroad superstructure due to irregularity and roughness that occur between the rails and the wheels. In particular, when the vibration frequencies of the railroad vehicle and natural frequencies of the system match, a dynamic phenomenon called resonance occurs. Therefore, numeric analyses that use finite element models need to be performed, and resonating dynamic effects need to be determined. Furthermore, field vibration surveys should be conducted, and the natural frequencies of the railroad should be measured to support and verify the dynamic analysis.*

*In this study, a ballastless superstructure with a steel baseplate of light metro track, which lies between Aksaray and the Airport in Istanbul, was analyzed with a numerical method using ANSYS 9.0 finite element software. Since the railroad superstructure has a symmetric structure with respect to the track axis, a rail system that consists of a single rail and a steel baseplate was modeled to simplify the computations in this analysis. In the discrete supported track model, the rail was modeled as an Euler-Bernoulli beam and steel baseplate, and it was assumed to be a rigid mass. Dynamic computation results and graphs were determined by performing harmonic analysis with the aid of ANSYS software. Harmonic receptance analysis enables the continuous dynamic behavior of the vehicle to be determined; as a result, the ability of the design to successfully withstand resonance, fatigue, and other harmless effects of constrained vibration is revealed. Harmonic receptance analysis is a technique that is used to determine steady-state receptance against sinusoidal (harmonically) changing loads of a linear structure. The purpose of this analysis is to estimate the receptance of the structure at various frequencies and plot it.*

*In the numerical analysis, the effect of various track parameters for the 0-1500 Hz interval on the dynamic behavior was calculated. When modeling with the finite elements method, the wheel load was applied both above the support and in the middle of two supports. A field vibration survey was conducted to determine the natural frequencies of the railroad and the dynamic receptance behavior, and to vali-*

*date the finite element model according to the measurement results. The frequency receptance behavior of the rail and the support was measured by applying a hammer impact load on the rail head in the field, and the finite element model of the ballastless track with steel baseplate was verified. A single peak value is observed on the dynamic receptance graph based on measurement results, and this value indicates the track natural frequency. The natural frequency of the ballastless track varies depending on baseplate distance and the type of elastic layer under the baseplate. But it is difficult to identify the natural frequency of the rail. Survey results for the ballastless track were remarkably consistent with the finite elements model, and the natural frequency and dynamic receptance values for both of them were found to be very close to each other. This is because there are not any granular materials that have unknown dynamic properties, like the ballast and soil in this superstructure; only elastic layers under rails and steel baseplate are present. It is possible to establish dynamic properties fully consistent with measurements, particularly for ballastless track models. Consequently, there is a good chance of precisely determining the dynamic behavior of the track for vehicle and track parameters.*

*This study is the first in Turkey that combines railroad dynamic analysis and modeling and surveying, and it can be considered as a significant development for urban railroad systems and high speed railroad projects, which have grown in the last several years. It is crucial to analyze the effect of various track parameters (rail type, elastic layer, support distance, etc.) on the dynamic behavior of the railroad, as the ballastless superstructure is preferred for urban rail systems (subway and tramway systems). It is possible to explicate with finite element models validated by field surveys. Deciding on the most fitting design in terms of vibration and determining the natural frequencies of the track during the planning stage is necessary to reduce the negative environmental effects of urban rail systems, which are located very close to areas sensitive to vibration and noise, such as historical structures, residences, hospitals, and schools. Furthermore, future studies should focus on determining the excitation frequencies caused by trains and natural frequencies of nearby buildings.*

**Keywords:** *Dynamic, railway vibration, numerical analysis, hammer impact test.*

## Giriş

Potansiyel ve kinetik enerji içeren tüm sistemler dinamik yüklerle tahrik edilmesi halinde titreşim hareketi yaparlar. Demiryolu üstyapısında da, ray ile tekerlek arasındaki temas sırasında birçok düzensizlik ve pürüzlülüklerden dolayı dinamik yükler ve titreşim hareketi ortaya çıkmaktadır. Titreşimler her üç ekseninde hem taşıta hem de üstyapıya iletilir. Özellikle, demiryolu taşıtının neden olduğu titreşimlerin frekansları ile sistemin doğal frekansları çakıştığı zaman rezonans denilen dinamik fenomen ortaya çıkmaktadır. Bu durumda, taşıt stabilitesi, yolcu konforu, taşıt ve yol bileşenlerinde istenmeyen bozulmalar ve deformasyonlar oluşmaktadır.

Rezonans olayını önlemek için, tahrik frekansını veya sistemin doğal frekansını değiştirmek gerekir. Sistemin doğal frekansını daha sonra değiştirmek teknik ve ekonomik açıdan zor olduğu için, tasarım aşamasında belirlenmelidir. Bu sebeple, sonlu eleman modellerini kullanan nümerik analizlerin yapılması ve rezonans durumundaki dinamik etkilerin belirlenmesi gereklidir. Ayrıca dinamik analizi desteklemek ve doğrulamak için sahada titreşim ölçümleri ile demiryolunun doğal frekansları ölçülmelidir.

Taşıtta, yolda ve çevrede salınımlara, titreşimlere ve gürültüye neden olan çok fazla sayıda tahrik kaynağı vardır. Bunlar için yol geometri bozuklukları, ray ve tekerlek yüzeyindeki düzensizlikler, cebireli ray contaları, makas ve kruvazman geçişleri, yol rijitliğinin değişmesi gibi birçok neden sayılabilir. Eğer bozukluk sinüs eğrisine uygun düzenli bir şekilde ise, bozukluğun dalga boyuna ( $\lambda$ ) ve taşıt hızına ( $V$ ) bağlı olarak tahrik frekansı hesaplanabilir,

$$f=V/\lambda \quad (1)$$

Burada görüldüğü gibi, dalga boyu arttıkça frekans azalır. Uzun dalga boylu yol geometri bozuklukları düşük frekanslı titreşimlere ve kısa dalga boylu ray ondulasyonları ise yüksek frekanslı titreşimlere neden olur.

## Demiryolunda kullanılan titreşim modelleri

Demiryolu taşıtları ile yol arasındaki ilişki, çok sayıda serbestlik derecesi içeren çok karmaşık bir sistemdir. Dinamik taşıt-yol etkileşimi ile ilgili birçok modelleme, arazi ölçüm ve laboratuvar çalışması yapılmaktadır, (Dahlberg, 1995; Dahlberg, 2002; Diana vd., 1994; Fröhling, 1997; Grassie vd., 1982; Grassie, 1996; Grassie ve Cox, 1984; Nielsen, 1993; Oscarsson, 2001; Popp vd., 1999; Popp ve Schiehlen, 2003; Sato vd., 1998; Sun ve Dhanasekar, 2002; Thompson vd., 1998; Wu ve Thompson, 2001; Zhai ve Cai, 1997). Bu çalışmalarda, taşıt-yol sistemi değişiklik gösteren, belirsiz bir sistem olduğu için basit kabuller yapılarak basitleştirme yoluna gidilmiştir. Çünkü, ray veya tekerlek profil bozukluklarından dolayı ray-tekerlek temas yüzeyi sürekli değişebilmekte ve ayrıca demiryolu üstyapısında kullanılan elastik malzemeler, balast ve zemin gibi daneli malzeme elasto-plastik davranış göstermektedir. Demiryolu dinamiği konusunda yapılan araştırmaların çoğunda malzemelerin lineer elastik davranış gösterdiği kabulü vardır. Malzeme özellikleri arazi ve laboratuvar testleri ile elde edilir.

Modeller mümkün olduğu kadar basit ve amacı sağlayacak kadar da güvenilir olmalıdır. Basit olması için çoğunlukla frekans tanımında hızlı çözüm veren lineer modeller kullanılır. Modelin güvenilirliği, ihmal edilen önemli etkiler, yanlış yük veya bozukluk kabulleri veya yanlış sistem parametreleri ile ilgilidir. Bu hatalardan kaçınmak için tanımlama yöntemleri uygulanmalı ve model deneysel çalışmalarla doğrulanmalıdır.

Genelde bir sistem için tek bir yeterli model yoktur ve çok farklı amaçlar için çok farklı modeller kullanılır. Kompleks dinamik sistemler için ilk adım, tekerlek, elastik tabaka veya travers gibi bileşenler için ayrı modeller kurmaktır. Daha sonra bu modeller alt sistemleri tanımlamak için birleştirilir. Sonunda alt sistemler de birleştirilerek tüm taşıt-yol sistemi modellenir.

Demiryolu üstyapısının modellenmesinde genelde 20-1500 Hz frekans aralığı titreşim analiz-

leri için kullanılmaktadır. Tekerlek ve rayın yuvarlanma yüzeyleri ve yol bileşenleri ile ilgili problemlerin birinci nedeni düşey kuvvetlerdir. Bu düşey kuvvetler yüksek frekanslı yükler olup, gerçekte kısa dalga boylu düzensizlikler sebebiyle ortaya çıkarlar ve en çok 1500 Hz'e kadar çıkan frekanslarda kritikleşirler.

Taşıt tahrik yükü genelde dört şekilde (hareketsiz yük modeli, hareketli yük modeli, hareketli düzensizlik modeli, hareketli kütle modeli) modellenmektedir (Knothe ve Grassie, 1993). Sabit bir noktaya uygulanan periyodik (örneğin vibratör) veya kısa süreli bir kuvvet ile (örneğin darbe çekici) uyarılan yollardaki tahrik kuvvetlerinin, hesaplanmış ve ölçülmüş değerlerinin karşılaştırılması için en uygun model hareketsiz yük modelidir.

Genelde, demiryolu üstyapısı, ayrı yaylardan oluşan elastik temel üstündeki sonsuz bir kiriş olarak iki boyutlu modellenir. Tekerlek yükü, noktasal hareket eden bir kuvvet olarak modellenir. Bu model lineer elastiktir ve komşu tekerlek yüklerinin etkisi süperpozisyon yöntemi ile hesaplanır (De Man, 2002).

Rayların mesnetlenmesi temel olarak iki şekilde olmaktadır: ayırık mesnetleme ve sürekli mesnetleme. Sürekli mesnetli yol modelini ilk defa Timoshenko 1926 yılında kullanmış ve daha sonra Heteny, Sato, Grassie, Tassily gibi birçok araştırmacı tarafından kullanılmıştır. Ayırık mesnetli yol modeli Grassie vd. (1982) ve Nielsen (1993) gibi birçok araştırmacı tarafından kullanılmıştır, (Knothe ve Grassie, 1993). Çoğunlukla kullanılan yöntem rayı paralel yay ve sönüm elemanlar üstüne yerleştirmektir. Bu yay-sönüm elemanı ray elastik tabakasını modellemektedir. Mesnetler başka bir yay-sönüm elemanı sistemi olan elastik temel üstüne oturmaktadır.

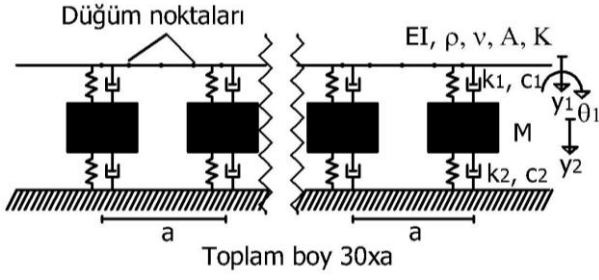
### **Nümerik yöntemle dinamik titreşim analizi**

Bu bölümde seçilen yol modelleri için nümerik dinamik titreşim analizi uygulanmıştır. Yol modelleri için İstanbul kentiçi raylı sistemlerinde kullanılan çelik seletli balastsız (beton döşeme-

li) üstyapı seçilmiştir. Burada nümerik yöntemle ayırık mesnetli yol modeli ANSYS sonlu eleman programı ile analiz edilmiştir. Ayırık mesnetli yol modelinde, ray Euler-Bernoulli kirişi olarak ve çelik selet rijit kütle olarak modellenmiştir. ANSYS programı ile harmonik analiz yapılmış ve dinamik hesap sonuçları ve grafikleri elde edilmiştir.

Harmonik bir yük yapısal sistemde harmonik tepkiye yol açacaktır. Harmonik tepki analizi, aracın devamlı dinamik davranışını, dolayısıyla, tasarımın rezonans, yorulma ve zorlanmış titreşimin diğer zararlı etkilerine başarıyla karşı koyup koyamayacağını belirleyebilmeyi sağlar. Harmonik tepki analizi lineer bir yapının zamanla sinüzoidal (harmonik) olarak değişen yüklerle karşı sürekli durum tepkisini belirlemek için kullanılan bir tekniktir. Bu analizde amaç, çeşitli frekanslarda yapının tepkisini hesaplamak ve grafiğini elde etmektir. Uyarımın başlangıcında ortaya çıkan geçici (transient) titreşimler harmonik tepki analizinde hesaba katılmazlar.

Demiryolu üstyapısı sonlu elemanlar programı olan ANSYS 9.0 eleman kütüphanesinde bulunan elemanlarla modellenmiştir. Demiryolu üstyapısı yol eksenine göre simetrik bir yapıya sahip olduğu için, hesaplamada kolaylık sağlamak için tek ray ve çelik seletten oluşan yarım yol sistemi modellenmiştir. Elastik malzemelerin dinamik özellikleri literatürden alınmıştır (Lichtberger, 2005; Zand, 1988). Sonlu eleman modeli Şekil 1'de ve modelde kullanılan parametreler Tablo 1'de gösterilmiştir. Sonlu elemanlar yönteminde, raylar sonlu uzunlukta iki boyutlu kiriş elemanları olarak belirlenir. Selet kütleleri kiriş elemanın düğüm noktalarına bağlanır. Raylar BEAM3 iki serbestlik dereceli (düşey öteleme ve dönme) elastik kiriş elemanları ile seletler eşdeğer tekil kütle elemanlarıyla, elastik tabakalar ve selet altı elastik tabaka COMBIN14 yay-sönüm elemanları ile modellenmiştir. Her iki mesnet arasındaki ray kısmı, dört eşit parçaya bölünmüştür. Modelde 30 selet aralığı için 183 eleman kullanılmış ve 152 düğüm noktası oluşturulmuştur. Her düğüm noktasında iki serbestlik derecesi olduğu düşünülürse bu yaklaşık olarak 304 serbestlik derecesine karşılık gelmektedir.



Şekil 1. Sonlu elemanlar yol modeli

Tablo 1. Balastsız yol modelin parametreleri

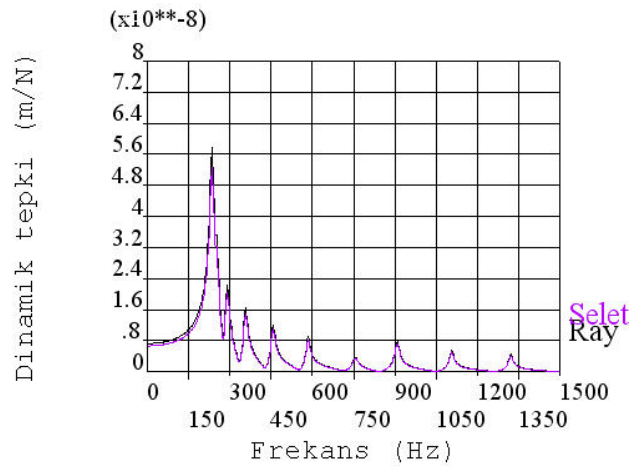
Parametre	Değer
Rayın atalet momenti	$I=1819 \times 10^{-8} \text{ m}^4$
Rayın kesit alanı	$A=6297 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
Rayın kesme faktörü	$K=0.35$
Rayın elastisite modülü	$E=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
Yoğunluk	$\rho=7850 \text{ kg/m}^3$
Poisson oranı	$\nu=0.3$
Selet aralığı	$a=0.75 \text{ m}$
Çelik selet kütlesi	$m=8 \text{ kg}$
Ray altı elastik tabakanın rijitlik katsayısı	$k_p=970 \times 10^6 \text{ N/m}$
Ray altı elastik tabakanın sönümleme katsayısı	$c_p=32 \times 10^3 \text{ Ns/m}$
Selet altı elastik tabakası rijitlik katsayısı	$k_s=90 \times 10^6 \text{ N/m}$
Selet altı elastik tabakanın sönümleme katsayısı	$c_s=4.1 \times 10^3 \text{ Ns/m}$

Nümerik analizde, 0-1500 Hz frekans aralığı için değişik yol parametrelerinin (selet kütlesi, selet aralığı ve selet altı elastik tabaka tipi) dinamik davranışa etkisi hesaplanmıştır. 0-1500 Hz frekans aralığında 3 Hz frekans sıklıkta toplam 500 frekans değerine göre dinamik hesaplama yapılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ile modellemede, tekerlek yükü hem mesnet üstünde ve hem de iki mesnet ortasında uygulanarak çözüm bulunmuştur. Balastsız yol modelinin mesnet noktasındaki frekans-dinamik tepki grafiği Şekil 2'de ve iki mesnet arasındaki frekans-dinamik tepki grafiği Şekil 3'te sunulmuştur. Benzer şekilde dinamik tepki grafikleri değişken

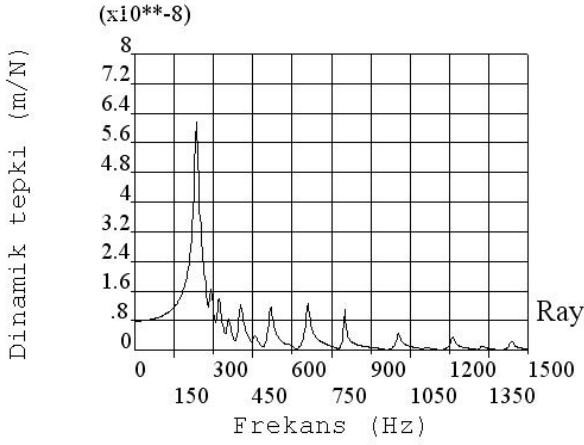
yol parametresi selet kütlesi için Şekil 4 ve 5'te, elastik tabaka tipi için Şekil 6 ve 7'de ve selet aralığı için Şekil 8 ve 9'da sunulmuştur. Tekerlek yükü tam mesnet üstünde uygulanırken, ray ve seletin dinamik tepkisi belirlenmiştir. Burada ray ve seletin dinamik tepkilerinin aynı olduğu görülmektedir. Yolun dinamik tepki grafiği birim tekerlek yükü için elde edilmiştir. Harmonik analizde, dinamik tepki grafiğinde pik değerler rezonans olayını ve dolayısıyla yolun öz frekanslarını göstermektedir. Mesnet noktasında ray ve mesnedin dinamik tepki grafiğinde ilk pik değer yol öz frekansını, ikinci pik değer ise ray öz frekansını göstermektedir. İki mesnet ortasında ray dinamik tepki grafiğinde iki pik değer görülmektedir. İlk değer yol öz frekansını ve ikinci pik değer mesnet öz frekansını göstermektedir. Bu grafiklerden ray öz frekansı belirgin olmadığı için belirlenememiştir ve elde edilen yol ve mesnet öz frekansları Tablo 2'de gösterilmiştir.

Harmonik analiz 0-1500 Hz frekans aralığında 500 nokta için hesaplandığından, grafik sonuçları 3 Hz frekans aralıklarında çıkmıştır. Daha hassas analiz yapmak için nokta sayısı artırılabilir, ancak bu durumda analiz süresi de artacaktır.

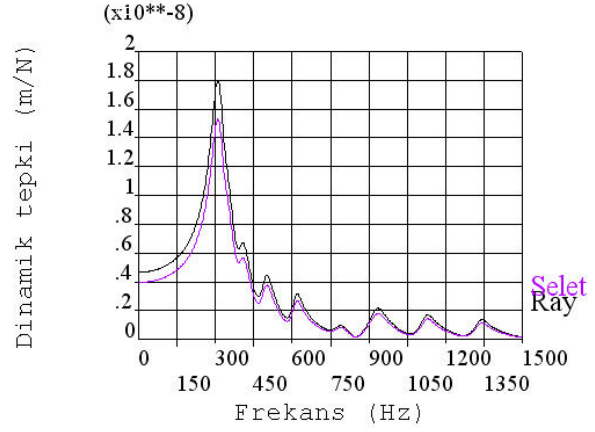
Dinamik analize göre, balastsız yolun öz frekansları ile tahrik yükünün frekansı aynı olduğu zaman rezonans olayı ile birlikte dinamik etkiler de artmaktadır.



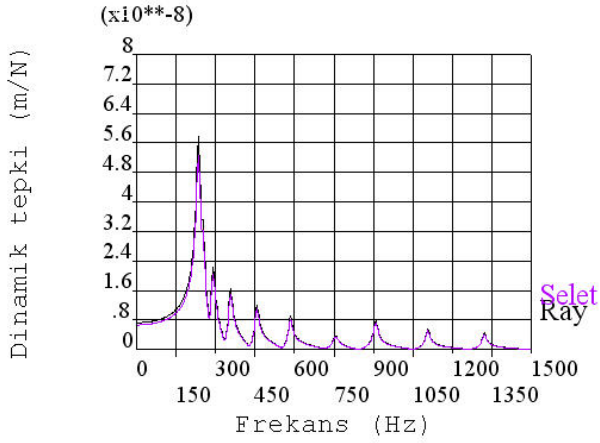
Şekil 2. Mesnet noktasında ray ve selet frekans-dinamik tepki grafiği



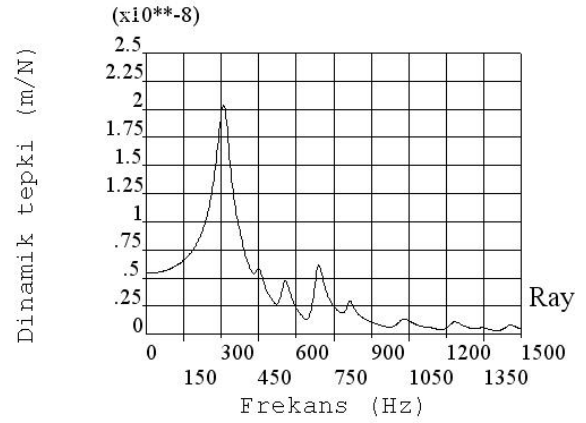
Şekil 3. İki mesnet ortasında ray frekans-dinamik tepki grafiği



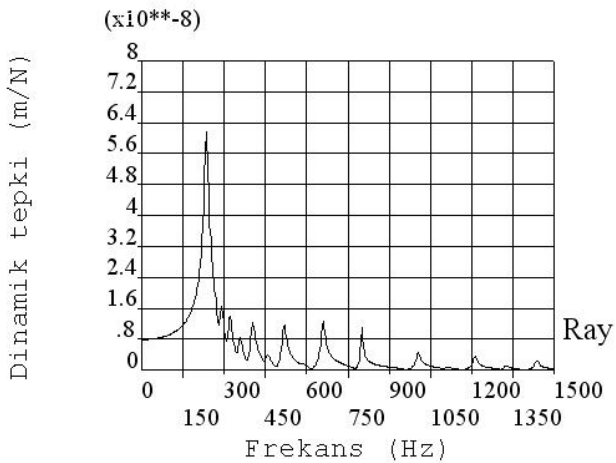
Şekil 6. Mesnet noktasında ray ve selet frekans-dinamik tepki grafiği (değişken yol parametresi selet altı elastik tabaka)



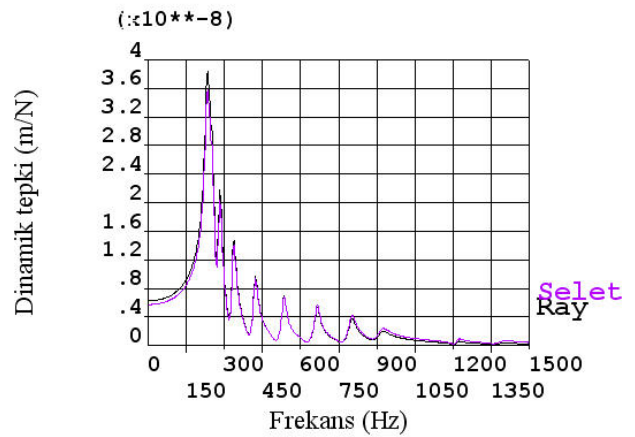
Şekil 4. Mesnet noktasında ray ve selet frekans-dinamik tepki grafiği (değişken yol parametresi selet kütlesi,  $m=10$  kg)



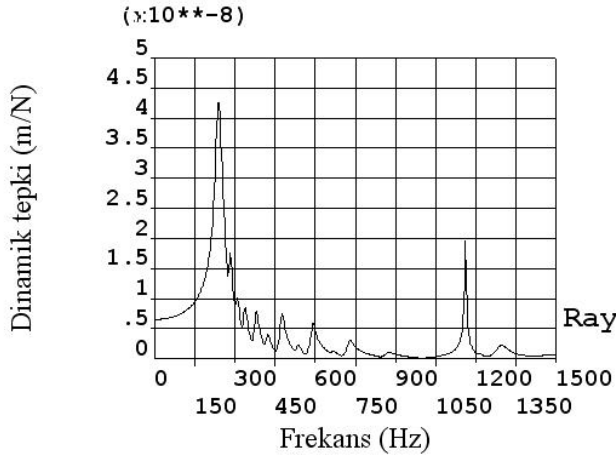
Şekil 7. İki mesnet ortasında ray frekans-dinamik tepki grafiği (değişken yol parametresi selet altı elastik tabaka)



Şekil 5. İki mesnet ortasında ray frekans-dinamik tepki grafiği (değişken yol parametresi selet kütlesi,  $m=10$  kg)



Şekil 8. Mesnet noktasında ray ve selet frekans-dinamik tepki grafiği (değişken yol parametresi selet aralığı,  $a=0.60$  m)



Şekil 9. İki mesnet ortasında ray frekans-dinamik tepki grafiği (değişken yol parametresi selet aralığı,  $a=0.60$  m)

Tablo 2. Balastsız yol modeli ve farklı yol parametreleri için öz frekanslar

Yol parametresi	Yol öz frekansı	Mesnet öz frekansı
Balastsız yol modeli	216 Hz	756 Hz
Selet kütlesi (10 kg)	216 Hz	756 Hz
Selet aralığı (0.60m)	234 Hz	1161 Hz
Selet altı elastik tabaka tipi (1403-N tipi)	282 Hz	762 Hz

Balastsız yol modelinin dinamik tepki grafiklerinde maksimum dinamik tepki, yol öz frekansında ve iki mesnet arasında ancak 0.6 m selet aralığı için mesnet noktasında ortaya çıkmaktadır (Tablo 3).

Tablo 3. Balastsız yol modeli ve farklı yol parametreleri için maksimum dinamik tepki

Yol parametresi	Dinamik tepki ( $\times 10^{-8}$ m/N)
Balastsız yol modeli	6.4
Selet kütlesi (10 kg)	6.4
Selet aralığı (0.60m)	3.8
Selet altı elastik tabaka tipi (1403-N tipi)	2.1

Elde edilen bazı önemli sonuçlar aşağıda sunulmuştur:

- Selet aralığının 0.75 m yerine 0.6 m olması durumunda maksimum dinamik tepki azalmakta, yol öz frekansı ve mesnet öz frekansı artmaktadır.
- Selet altında 1403-N tipi elastik tabaka (rijitlik katsayısı  $171 \times 10^6$  N/m ve sönüm katsayısı  $17.1 \times 10^3$  Ns/m) kullanılması durumunda maksimum dinamik tepki üç kat azalmakta, yol öz frekansı ve mesnet öz frekansı artmaktadır. Modele göre rijitlik katsayısı daha düşük ve sönüm katsayısı daha yüksek olan elastik tabaka, dinamik tepki değerinin değişiminde oldukça etkili olmuştur.
- Selet kütleindeki artışın öz frekanslara ve maksimum dinamik tepkiye bir etkisi görülmemiştir.

### Arazi titreşim ölçümleri

Ölçüm çalışmasının amacı, demiryolunun öz frekanslarını ve dinamik tepki davranışını tespit etmektir. Ayrıca ölçüm sonuçlarına göre sonlu eleman modelini doğrulamaktır. Balastsız yol modelinde elastik tabakaların dinamik özellikleri bilinmediği için bazı kabuller yapılmıştır. Daha sonra arazide ray mantarına çekiç darbe yükü uygulanarak rayın ve mesnetin (çelik selet) frekans tepki davranışı ölçülmüştür.

Çekiç darbe testi, yol yapısını veya numuneyi titreştirmeyi amaçlar. Belli bir yönde ve belli bir noktada uygulanan darbe yükü kısa bir süre için yapının dengesini bozar. Yükün süresi ve büyüklüğü tüm frekans aralığında darbe enerjisinin dağılımını belirler. Ayrıca çekiç ile yapı arasındaki temas yüzeyi ve çekiç ucunun bu dağılımda bir rolü vardır. Çekiç darbesi data kaydının başlamasına neden olur ve titreşim durup, denge konumu tekrar oluşana kadar kayıt devam eder. Titreşimler bir veya daha fazla ivme ölçerle kaydedilir.

Normalde tüm yük ve ivme verileri FFT (Fast Fourier Transform) analizi ile frekans tepki fonksiyonlarına yani reseptans fonksiyonlarına dönüştürülür. Demiryolunun tepki fonksiyonu bulunurken, taşıt yükünden bağımsız olduğu



kabul edilir. Yani, yolun rijitlik ve sönüm özelliklerinin taşıt yükünden bağımsız olduğu kabul edilmektedir.

İvme ve yük ölçümlerinin tekrarlanabilirliğini ve güvenilirliğini ölçmek için koharensine (tutarlılığına) bakılır. Eğer koharens değeri 1'e yakın ise iyi bir koharens, eğer 0-0.8 arasında ise koharensin iyi olmadığı yani sonuçların kullanılmasının uygun olmadığı anlaşılır. Rezonans frekansları normalde 1'e çok yakın korelasyon değeri verir, anti-rezonans frekansları genelde sıfıra yakın korelasyon verir. 40 Hz'in altında küçük çekiş testi, 1400 Hz üstünde büyük çekiş testi yetersiz korelasyon verir.

Ölçümler için, Brüel&Kjaer PULSE çok kanallı ölçüm sistemi, Dytran 5803 A Sledge Hammer darbe çekişi ve kuvvet sensörü ve Brüel&Kjaer Tip 4396 ivmeölçer kullanılmıştır. Titreşim sinyalleri bir bilgisayar yardımıyla kaydedilmiş ve analizleri yapılmıştır.

Ölçümler, DTM (Dünya Ticaret Merkezi) istasyonu önü, 2.yolda Km 10+190'da rayların alt kısmına, seletin üst kısmına manyetik olarak yapıştırılan ivmeölçer ile düşey doğrultularda kaydedilmiştir.

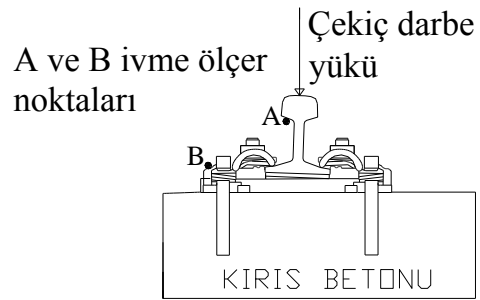
Ölçümlerde her çekiş darbesinde koharens grafiği incelenmiş ve eğer uygun koharens değeri yakalandıysa titreşim tepki davranışı kaydedilmiş, uygun değer yakalanmadı ise uygun koharens değerleri elde edilene kadar darbe denemeleri tekrarlanmıştır. Ölçümler büyük çekiş ile 0-1600 Hz frekans aralığında yapılmıştır.

Ölçümler, 21.07.2007 tarihinde trenden kaynaklanan tahrik titreşimlerinin olmaması için işletme seferlerinin olmadığı 01:00-05.00 saatlerinde yapılmıştır (Şekil 10, 11).

Ölçüm sonuçlarına göre dinamik tepki grafiğinde tek bir pik değer görülmektedir ve bu değer yol öz frekansının ifade etmektedir. Şekil 12 dinamik tepki ölçüm grafiğinden yolun öz frekansı 210 Hz ve maksimum dinamik tepki  $6.9 \times 10^6$  N/m olarak elde edilmiştir.



Şekil 10. Balastsız yolda çekiş darbe testi

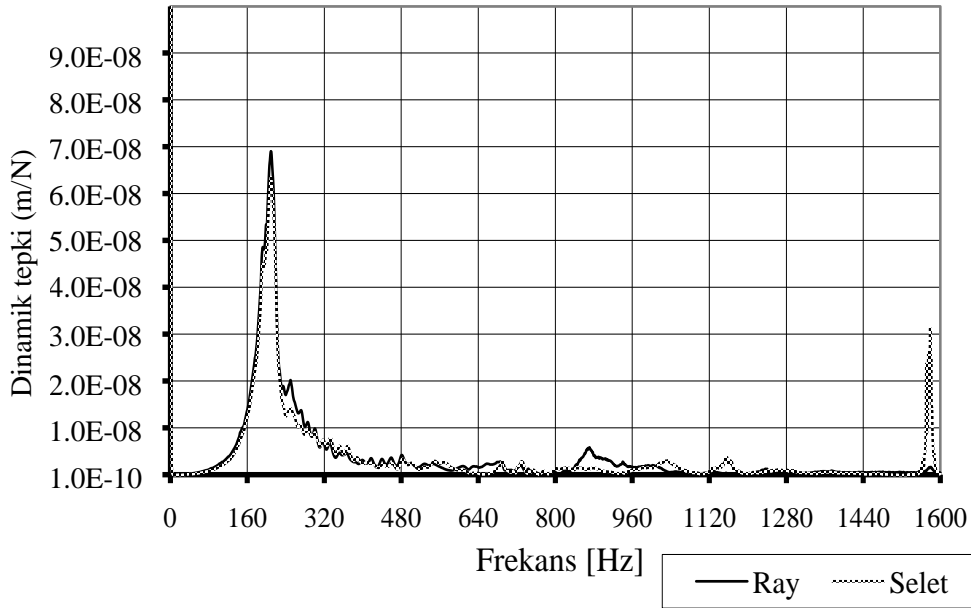


Şekil 11. Balastsız yolda ölçüm noktaları

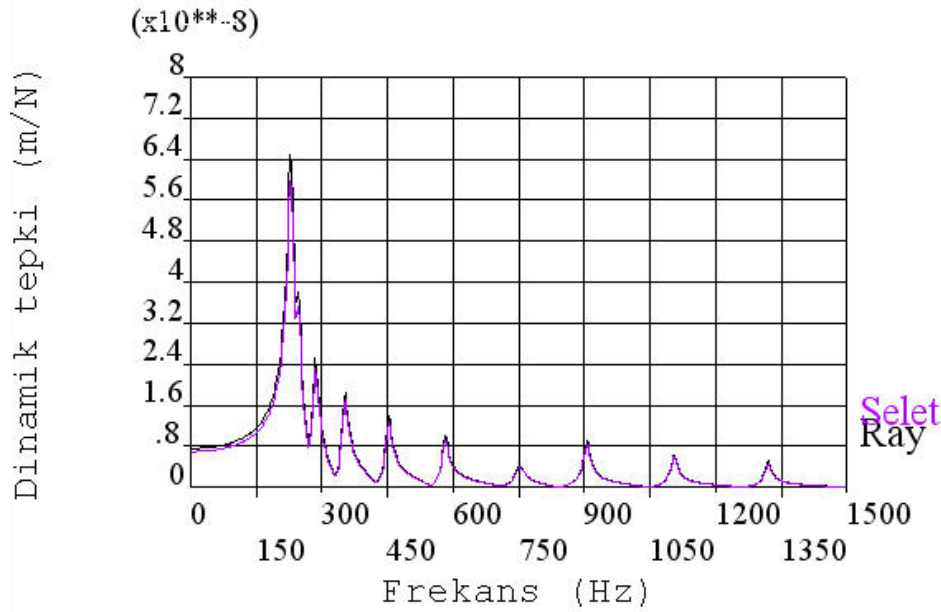
### Modelin doğrulanması

Balastsız yol modelleri için elastik tabakaların dinamik özellikleri haricindeki diğer parametreler bilinmemektedir. Ancak ray altı elastik tabakanın rijitlik katsayı ve sönüm oranları bilinmemektedir. Bu nedenle sonlu eleman modelimizdeki ray altı elastik tabakanın rijitlik katsayısı ve sönüm oranı değerleri değiştirilerek, ölçülen öz frekans ve dinamik tepki değerleri elde edilmeye çalışılmıştır. Modelin öz frekansı ile ölçülen öz frekansın hemen hemen aynı olması için en uygun rijitlik ve sönüm parametreleri belirlenmiştir. Çelik seletli balastsız hattın sonlu elemanlar modeli doğrulanmıştır ve dinamik tepki grafiği Şekil 13'te gösterilmiştir. Doğrulanmış modele göre, kabul edilen selet altı elastik tabakanın dinamik özellikleri farklı çıkmıştır. Elastik tabaka rijitlik katsayısı  $90 \times 10^6$  N/m yerine  $85 \times 10^6$  N/m ve sönüm katsayısı  $4.1 \times 10^3$  Ns/m yerine  $3.55 \times 10^3$  Ns/m olarak belirlenmiştir. Balastsız yol için ölçüm sonuçları ile çok iyi uyumlu bir sonlu elemanlar modeli elde edilmiştir. Öz frekans ve dinamik tepki değerleri





Şekil 12. Balastsız yolda mesnet noktasında dinamik tepki ölçüm değerleri



Şekil 13. Doğrulanmış sonlu elemanlar balastsız yol modeli dinamik tepki değerleri

çok yakın çıkmıştır. Çünkü bu üstyapıda balast ve zemin gibi dinamik özellikleri çok bilinmeyen granüler malzeme yoktur. Sadece ray altında ve çelik selet altında elastik tabakalar vardır. Özellikle balastsız yol modelleri için ölçümleriyle yüzde yüz uyumlu olarak dinamik özellikleri belirlemek mümkündür. Buradan değişik taşıt ve yol parametreleri için yolun dinamik davranışını çok doğru bir şekilde belirlemek mümkündür.

### Sonuçlar

Bu çalışmada balastsız bir üstyapı örneği alınarak dinamik analiz uygulanmakta ve üstyapıdaki bazı elemanların değişiminin dinamik davranışa etkileri araştırılmaktadır. Dinamik analiz için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmış olup, 0-1500 Hz frekans aralığında inceleme yapılmıştır. Ayrıca bu hatta demiryolunun dinamik davranışını belirlemek amacıyla çekiç darbe testi uygulanarak, sonlu elemanlar modeli doğrulan-

miştir. Bu araştırmanın sonucunda elde edilen önemli sonuçlar aşağıda verilmektedir;

- Araştırmada, ölçüm sonuçları ile uyumlu bir sonlu elemanlar modeli elde edilmiş ve elastik tabakanın dinamik özellikleri doğru bir şekilde belirlenmiştir. Elastik tabakaların dinamik özellikleri tam bilinmediği için, ancak arazi ölçümleri yapılarak belirlenmesi mümkündür. Bu şekilde yapılacak tasarım ve hesaplamalar gerçeğe çok daha yakın olacaktır.
- Ray altında kullanılan selet elemanı aralığının azaltılması dinamik tepkiyi yaklaşık %40 azaltmakta ve özellikle mesnet öz frekansını 756 Hz'den 1161 Hz'e çıkartmaktadır.
- Ray mantarındaki dalgalı aşınmanın nedenlerinden birisi 750 Hz civarındaki rezonans olayıdır. Mesnet aralığı azaltılarak rezonans frekansı değiştirilmekte ve böylece dalgalı aşınma riski de azaltılmış olmaktadır.
- Balastsız yolun dinamik davranışını en fazla selet altı elastik tabaka değiştirmektedir. Analize göre, rijitlik katsayısı daha düşük ve sönüm katsayısı daha yüksek olan elastik tabaka dinamik tepkiyi üç kat azaltmaktadır. Rezonans durumundaki dinamik etkileri azaltmak için sönüm katsayısı yüksek olan elastik tabakalarının kullanılması gerekmektedir.

Sonuç olarak, demiryolu titreşimlerinin taşıt-yol-çevre üzerindeki istenmeyen etkilerini azaltmak için, titreşim ölçümleri ve dinamik analiz yapılarak durum belirlenmelidir. Yolculuk konforunu arttırmak, demiryolundan çevreye iletilen titreşim ve gürültüyü azaltmak ve dinamik etkilerden kaynaklanan taşıt ve yol sistemindeki deformasyonları belirlemek için sonlu elemanlar programı kullanılarak nümerik analiz yapılmasının ve titreşim ölçümleri ile modelin doğrulanmasının önemi bu çalışmada görülmektedir.

## Kaynaklar

Dahlberg, T., (1995). Vertical dynamic train-track interaction - verifying a theoretical model by full-scale experiments, *Vehicle System Dynamics*, **24**(Supplement), 45-57.

- Dahlberg, T., (2002). Dynamic interaction between train and non-linear railway track model, *Proceedings*, Grundmann and Schuëller, eds, 4<sup>th</sup> International Conference on Structural Dynamics, EUROODYN2002, Munich, Germany, 2-5 September.
- De Man, A., (2002). Dynatrack, A survey of dynamic railway track properties and their quality, Delft Teknoloji Üniversitesi, Hollanda.
- Diana, G., Cheli, F., Bruni, S. ve Collina, A., (1994). Interaction between railroad superstructure and railway vehicles, *Vehicle System Dynamics*, **23**(Supplement), 75-86.
- Fröhling, R.D., (1997). Deterioration of railway track due to dynamic vehicle loading and spatially varying track stiffness, *PhD Thesis*, Faculty of Engineering, University of Pretoria, Pretoria, South Africa.
- Grassie, S.L., Gregory, R.W., Harriswon, D. ve Johnson, K.L., (1982). The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*, **24**, 2, 77-90.
- Grassie, S.L. ve Cox, S.J., (1984). The dynamic response of railway track with flexible sleepers to high frequency vertical excitation, *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, IMechE*, **198**, D7, 117-123.
- Grassie, S.L., (1996). Models of railway track and train-track interaction at high frequencies: Results of benchmark test, *Vehicle System Dynamics*, **25**, 243-262.
- Knothe, K.L. ve Grassie, S.L., (1993). Modelling of railway track and vehicle-track interaction at high frequencies, *Vehicle System Dynamics*, **22**, 209-262.
- Lichtberger, B., (2005). *Track compendium; formation, permanent way, maintenance, economics*, Hamburg, Germany.
- Nielsen, J.C.O., (1993). Train-track interaction. Coupling of moving and stationary systems - theoretical and experimental analysis of railway structures considering wheel and track imperfections, *PhD Thesis*, Department of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden.
- Oscarsson, J., (2001). Dynamic train-track interaction: Linear and non-linear track models with property scatter, *PhD Thesis*, Department of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden.
- Popp, K., Kruse, H. ve Kaiser I., (1999). Vehicle-track dynamics in the mid-frequency range, *Vehicle System Dynamics*, **31**, 5-6, 423-464.

- Popp, K. ve Schiehlen, W., (2003). *System dynamics and long-term behaviour of railway vehicles, track and subgrade*, Springer Verlag, Berlin.
- Sato, Y., Odaka, T. ve Takai, H., (1988). Theoretical analyses on vibration of ballasted track, *Quarterly Reports of Railway Technical Research Institute (Japan)*, **29**, 1, 30-32.
- Sun, Y.Q. ve Dhanasekar, M., (2002). A dynamic model for the vertical interaction of the rail track and wagon system, *International Journal of Solids and Structures*, **39**, 1337-1359.
- Thompson, D.J., Van, Vliet, W.J. ve Verheij, J.W., (1998). Development of the indirect method for measuring the high frequency dynamic stiffness of resilient elements, *Journal of Sound and Vibration*, **213**, 169-188.
- Wu, T.X. ve Thompson, D.J., (2001). Vibration analysis of railway track with multiple wheels on the rail, *Journal of Sound and Vibration*, **239**, 1, 69-97.
- Zand, J., (1988). Experimental evaluation of dynamic properties of rail pads at lower temperatures, Delft Teknoloji Üniversitesi, Hollanda.
- Zhai, W. ve Cai, Z., (1997). Dynamic interaction between vehicle and a discretely supported continuous rail track, *Computers & Structures*, **63**, 5, 987-997.