



Demiryollarında Araç Kaynaklı Yol Yüklerinin Belirlenmesi İçin Ölçüme Dayalı Hesaplamalı Bir Yöntemin Geliştirilmesi ve Simülasyon Ortamında Analizi

Nihat BULDUK^{1,2}, Muzaffer METİN^{*2}, Deren MARABAOĞLU^{*2}

¹ İstanbul Beykent Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

² Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

*mmetin@yildiz.edu.tr

(Alınış/Received: 31.07.2024, Kabul/Accepted: 16.09.2024, Yayınlanma/Published: 31.01.2025)

Öz: Demiryolu taşıtlarının hareketi sırasında, taşıtın hızı, kütlesi, tekerlek, ray ve yol geometrisi, sürtünme katsayısı gibi parametrelerin etkisiyle tekerlek-ray temas bölgesinde raylara dinamik bir etki oluşmaktadır. Raya yanal ve düşey yönde etkiyen bu kuvvetler rayı tasarım geometrisinden sapmaya zorlar ve derayman riski doğurur. Özellikle kurplarda meydana gelen yanal kuvvetler deraymanın en büyük sebeplerindedir. Bu nedenle raylara etkiyen tekerlek kuvvetlerinin anlık olarak takip edilebilmesi özellikle demiryollarını ilk hizmete alırken oldukça önemlidir. Ayrıca, demiryollarında zamanla yaşanan deformasyonlar nedeniyle ortaya çıkabilecek deraymanın önüne geçmek için yol bakım çalışmalarının zamanında yapılması hayati öneme sahiptir. Doğru ve etkin bakım çalışması yapabilmek için de raya etkiyen kuvvetlerin periyodik olarak izlenmesi önemlidir. Bu çalışmada, raya etkiyen yanal ve düşey kuvvetlerin anlık olarak belirlenebilmesi için, araç üzerinden yapılacak çeşitli ölçümlerle elde edilecek verilerin çeşitli hesaplamalarla işlenerek kullanıldığı yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemde kullanılacak hesaplama denklemleri Newton'un ikinci yasası kullanılarak elde edilmiştir. Denklem içerisinde işlenecek değişkenler ise süspansiyon sapsmaları, boji gövdesi ve tekerlek seti ivmeleri gibi anlık değişen parametrelerdir. Araç üzerinde ölçülen bu ve benzeri verilerin denklemlerde kullanılması sonucu raya etkiyen yanal ve düşey kuvvetlerin belirlenmesi hedeflenmiştir. Saha testleri öncesinde oluşturulan metodun doğruluğunu araştırmak için profesyonel projelerde ve akademide yaygın olarak kullanılan SIMPACK çoklu gövdeli dinamik simülasyon yazılımında aynı araç ve yol modeli oluşturulmuştur. Aynı zamanda, analitik metotla geliştirilen dinamik denklemler MATLAB/Simulink programında modellenmiştir. Her iki model (analitik ve sayısal) ile yapılan eş simülasyonlar sonucunda elde edilen düşey ve yanal tekerlek temas kuvvet çıktıları, geliştirilen denklemlerin tutarlı olup olmadığını görmek amacıyla karşılaştırılmıştır. Simülasyonlarda taşıtın 60 km/sa hızla düz yolda ilerlediği ve aynı hızla 200 metre yarıçaplı 14 cm dever yüksekliğe sahip bir kuptan geçtiği varsayılmıştır. Her iki modelden elde edilen simülasyon çıktıları karşılaştırıldığında, düz yolda yanal ve düşey tekerlek temas kuvvetlerinin %99'un üzerinde, kupta ise yanal tekerlek temas kuvvetinin %94'ün ve düşey tekerlek temas kuvvetlerinin de %97'in üzerinde tutarlı sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Ayrıca, geliştirilen denklemlerin içerisinde kullanılan değişkenlerin saha ölçümlerinde araç üzerinden ölçülebilecek nitelikte olduğu ortaya konmuştur. Bu bakımdan, literatüre şerh içi demiryolu hatlarında araçlardan raylara etkiyen kuvvetlerin anlık olarak izlenebilmesini sağlayan uygulanabilir bir yöntem kazandırılmıştır.

Anahtar kelimeler: Demiryolu, Ray Kuvveti İzleme, Ray Yüğü, Kulp Analizi, Derayman, Yol Bakımı

Development of a Measurement-Based Computational Method for Determination of Vehicle-Induced Road Loads on Railways and Its Analysis in a Simulation Environment

Abstract: During the movement of railway vehicles, a dynamic effect occurs on the rails in the wheel-rail contact zone due to the effect of parameters such as vehicle speed, mass, wheel, rail and road geometry and friction coefficient. These forces acting on the rail in lateral and vertical directions force the rail to deviate from its design geometry and cause the risk of derailment. Especially the lateral forces occurring in curves are one of the biggest causes of derailment. For this reason, it is very important to be able to monitor the wheel forces acting on the rails instantaneously, especially when the railways are first put into service. In

Atıf için/Cite as: N. Bulduk, M. Metin, D. Marabaoğlu, "Demiryollarında araç kaynaklı yol yüklerinin belirlenmesi için ölçüme dayalı hesaplamalı bir yöntemin geliştirilmesi ve simülasyon ortamında analizi," *Demiryolu Mühendisliği*, sy. 21, ss. 39-60, Ocak 2025. doi: 10.47072/demiryolu.1525811

addition, it is vital that track maintenance works are carried out in a timely manner in order to prevent derailment that may occur due to deformations in railways over time. In order to perform accurate and effective maintenance work, it is important to periodically monitor the forces acting on the rail. In this study, a new method has been developed to determine the lateral and vertical forces acting on the rail instantaneously by processing the data to be obtained from various measurements on the vehicle with various calculations. The calculation equations to be used in this method are obtained using Newton's second law. The variables to be processed in the equation are instantaneously changing parameters such as suspension deflections, bogie body and wheel set accelerations. By using such data measured on the vehicle in the equations, it is aimed to determine the lateral and vertical forces acting on the rail. In order to investigate the accuracy of the method before the field tests, the same vehicle and track model was created in SIMPACK multi-body dynamic simulation software, which is widely used in professional projects and academia. At the same time, the dynamic equations developed by the analytical method were modeled in MATLAB/Simulink. The vertical and lateral wheel contact force outputs obtained from the simulations with both used models (analytical and numerical) were compared to see if the developed equations are consistent. In the simulations, it is assumed that the vehicle travels on a straight track at a speed of 60 km/h and passes through a curve with a radius of 200 meters and a 14 cm superelevation height at the same speed. When the simulation outputs obtained from both models are compared, it is seen that consistent results are obtained over 99% for lateral and vertical wheel contact forces on the straight road, 94% for lateral wheel contact force and 97% for vertical wheel contact force on the curve. In addition, it has been demonstrated that the variables used in the developed equations can be measured on the vehicle in field measurements. In this respect, a feasible method that enables instantaneous monitoring of the forces acting on the rails from vehicles on urban railway lines has been introduced to the literature.

Keywords: Railway, Rail Force Monitoring, Rail Load, Curve Analysis, Derailment, Track Maintenance

1. Giriş

Günümüzde, insanların en çok kullanmakta olduğu ulaşım çeşitlerinden biri olan ve birçok ülkede son yıllarda yatırımları artan ulaşım modu demiryolu ulaşımı olmuştur [1]. Demiryolu ulaşımına olan ilginin artması ve yapılan yeni yatırımlarla birlikte demiryolu ulaşımı ile ilgili yapılan bilimsel çalışmalarda da artış görülmektedir.

Taşıtların demiryolu üzerinde hareketiyle birlikte doğal olarak tekerlek ve ray arasında dinamik bir etkileşim oluşmaktadır. Oluşan bu dinamik etkileşim sonucu tekerlek-ray temas noktasında düşey ve yanal eksenlerde temas kuvvetleri meydana gelmektedir. Meydana gelen bu temas kuvvetlerinin belirlenebilmesi için de tekerlek ve ray arasında temas bölgesi için düşey ve yanal tekerlek temas kuvvetleri hesaplanabilmekte ve taşıt üzerinde oluşan kuvvetler belirlenebilmektedir. Ayrıca, demiryolu taşıtlarının güvenliği, konforu, bakım maliyeti vb. birçok durumu etkileyen en önemli faktörün tekerlek-ray arasında oluşan temas kuvvetleri olduğu bilinmektedir. Literatürde yapılan çalışmalara bakıldığında da gün geçtikçe tekerlek ve ray arasındaki temas kuvvetleri anlayabilmemizi ve en iyi şekilde tahmin edebilmemizi sağlayacak araştırmaların yapıldığı görülmektedir [2-6].

Demiryolu ulaşımında, güvenli ve konforlu bir ulaşımın yapılabilmesi için taşıt ve yol üzerinden çeşitli verilerin gözlemlenmesi ve incelenmesi gerekmektedir. Ayrıca, uluslararası standartlarca (EN14363, UIC 518) belirlenen sınır değerlere göre verilerin değerlendirilmesi ve sınır değerlerin aşılması durumunda anlık olarak müdahale edilebilmesi için taşıt veya hatta ait çeşitli verilerin anlık olarak ölçülmesi gerekmektedir.

Demiryolu taşıtları ve raylar üzerinden anlık olarak verilerin alınabilmesi ve analiz edilebilmesi için çeşitli ölçüm ve hesaplama yöntemleri geliştirilmiştir. Demiryolu ulaşımında, hat boyunca yapılacak testlerde araca yerleştirilen sensörler ile taşıt üzerinden veriler alınabilmektedir. Fakat tüm hat boyunca raylar üzerinde verilerin izlenmesi oldukça zor ve maliyetli bir işittir. Son dönemlerde bu alanda özellikle fiber temelli sensörler ile yapılan araştırmalar devam etmektedir. Hat boyunca raylara yerleştirilen fiber kablolar ile her ne kadar yola etkiyen araç kaynaklı düşey

yükler ölçülebilse de yanal yüklerin nasıl ölçüleceğine dair yöntemler üzerinde çalışmalar devam etmektedir. Raylar üzerinden hat boyunca ölçüm yapmanın zorluğu nedeniyle bu ölçümler genellikle araç üzerinden gerçekleştirilir. Bunun için geliştirilen teknikler içerisinde iki yöntem ön plana çıkmaktadır. İlki, geçmiş yıllardan itibaren çok yaygın olarak kullanılan sensör tekerlek uygulamasıdır [6-17]. Bir diğer yöntem ise son yıllarda gelişen ve yaygınlaşmaya başlayan ölçüme dayalı hesaplama yöntemidir [18-30].

Sensör tekerlek uygulamasında, tekerlek seti üzerine veya içerisine yerleştirilen gerinim ölçer gibi sensörler üzerinden ölçüm yapılmaktadır. Sensör tekerlek uygulaması ile ilgili olarak yapılan çalışmalara bakıldığında, Ren ve Chen [6] sensör tekerlek takımı ile tekerlek-ray temas kuvvetlerinin tahmini için kuvvet denklemleri içerisinde yer alan doğrusal olmayan denklemleri çözmek yerine durum uzay teorisine dayalı bir yöntem önermiş ve yöntemin doğruluğunu simülasyon ve saha testleri ile doğrulamak istemiştir. Bu yöntem ile tekerlek göbeği üzerindeki gerinim ölçer köprülerinden gelen sinyallerle temas kuvvetlerinin hesaplanabildiğini ve tekerlek-ray kuvvetlerinin izlenebildiğini belirtmiştir. Younesian vd. [7] demiryolu hattına etki eden kuvvetlerin ölçümü için yeni bir yöntem önermiş ve tekerlek gövdesinin iki tarafındaki gerilmeler ölçülmüştür. Gerinim ölçerler tarafından elde edilen elektrik sinyalleri üzerinden hatta etki eden kuvvetleri tahmin etmek için yapay sinir ağı algoritması kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda kuvvetlerin tahmini için düşük hata oranına sahip kuvvet tahmini yapılmıştır. Bizic vd. [8] sensör tekerlek seti kullanılarak tekerlek-ray kuvvetlerini ve temas noktası konumunu deneysel olarak belirlenebilmesi için yöntem geliştirmiştir. Sensörlerin optimum sayısını ve konumunu belirlemek için ters tanımlama algoritmasını ve sonlu elemanlar yöntemini (SEY) kullanmıştır. Yapılan çalışmada, düşey ve yanal kuvvet ile derayman kriteri (yanal kuvvet/düşey kuvvet) (%80-90) oranında tahmin edilmiştir. Gullers vd. [9] düşey tekerlek temas kuvvetlerinde 0-2000 Hz frekans aralığının etkisini saptamak için İsveç ray ağını kullanarak saha testleri yapmıştır. Sensör tekerleklerde görülen tekerlek rezonans durumunu da bastırıcı etkisini dahil edecek sinyal işleme için yeni yöntem kullanmıştır. Tekerek temas kuvvetlerini değerlendirirken yüksek frekans dinamiklerinin dikkate alındığı ray düzensizlikleri sınıflandırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, 100-1250 Hz aralığındaki frekans dinamiklerinin tekerlek temas yorgunluğunun oluşmasına neden olabileceği belirtmiştir. Gupta ve Bharti [10]'de aynı Guller vd. gibi tekerlek-ray arasındaki yüksek frekanslı temas kuvvetlerini ölçmek için sensör tekerlek seti kullanmıştır. Analiz için dört farklı ray düzensizliği bulunan raylar kullanılmıştır. Analizler sonucunda, yüksek frekans dinamiğinin temas kuvvetlerine büyük etki ettiği ve bu durumun tekerlek temas yorgunluğunun oluşmasına neden olabileceği söylemiştir. Hondo vd. [11] tekerlek-ray teması nedeniyle tekerlek seti üzerinde oluşan tekerlek yükünün yanal kuvvet üzerindeki etkisini azaltmak amacıyla sensör tekerlek seti kullanmış ve çalışma için tekerlek gövdesinde oluşan kesme gerilmelerini önerilen konfigürasyon olarak kullanmıştır. Önerilen yöntem ile tekerlek dönme durumunda bile tekerlek yükünün yanal kuvvet üzerindeki etkisinin azaltılabileceğini belirtmiştir. Bagheri vd. [12] sensör tekerlek setinin hassas gerinim ölçer yapısını optimize etmek için bir yöntem önermiştir. Kuvvet tahminlerinin doğruluğunun ölçüm sensörlerinin konumuna bağlı olduğu söylemiş ve ortalama hata kareleri yöntemi uygulayarak gerinim ölçerlerin optimum radyal konumlarını belirlemiştir. Önerdiği yöntemin sayısal doğrulamasını yapmış ve standart yapıdaki tekerlek setlerine uygun olduğunu belirtmiştir. Yine Bagheri vd. [13] tekerlek gövdesi üzerinden radyal gerilmelere göre tekerlek temas kuvvetlerini tahmin etmek için yeni bir dolaylı tanımlama yöntemi önermiştir. Açısal gerinim konfigürasyonlarını kullanarak tekerleğin dönüş etkisini ortadan kaldırmak istemiştir. Önerdiği yöntemin doğruluğunu incelemek için sonlu elemanlar modeli oluşturmuş ve tekerleğin dönme hızının, yüklemenin ve ölçüm gürültülerinin normal kuvvet üzerindeki etkisi incelenmiş ve dönme hızının ihmal edilmesi durumunda yüksek hız aralıklarında kayda değer hatalara neden olduğu belirlenmiştir. Urda vd. [14] gerinim ölçer ve lazer mesafe ölçer sensörleri ile donatılmış 1:10 ölçekli dinamometrik tekerlek seti tasarımı önermiştir. Gerinim ölçer için tekerlek sapması ölçümünü ve lazer mesafe ölçer sensörle de tekerleğin gövdesindeki sapma ölçümü kullanılmıştır. Önerilen dinamometrik tekerlek setini, ölçekli pist düzeneğinde birkaç test etmiştir. Her bir testte

elde edilen kuvvet ölçümleri ile ölçekli modelin hesaplamalı modelinden elde edilen kuvvet tahminleri ile karşılaştırması yapılmış ve yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Hondo vd. [15] raylı taşıtın kurp performansını ve çalışma güvenliğini değerlendirmek için yeni yapılandırılmış sensör tekerlek seti önermiş ve tekerlek temas kuvvetlerini belirlemek istemiştir. Tekerlek gövdesi üzerindeki deliğe 3 eksenli gerinim ölçer yerleştirilmiş ve aynı anda hem kayma gerilmelerinin hem de normal gerilmelerin ölçülebildiğini böylece oluşacak hatanın azaltılabileceği belirtmiştir. Önerilen yöntemin sayısal incelemesi için sonlu elemanlar yöntemi kullanmış ve statik yük analizi yapmıştır. Yapılan analizler sonucunda, önerilen yöntem ile tekerlek gövdesine yerleştirilen 3 eksenli gerinim ölçerlerin geleneksel yöntemdeki ile aynı konuma yerleştirilebildiği ve geleneksel yöntemde göre kuvvet değerlerini daha doğru belirlenebildiğini söylemiştir. Bizic ve Petrovic [16] EN 14363 ve UIC 518 standartlarına göre tasarlanmış olan düşey ve yanal tekerlek temas kuvvetlerini sürekli ölçebileceği sensör tekerlek seti tasarımı önermiştir. Tekerlek seti üzerindeki gerinim ölçerlerin uygun konumlarını saptamak için ANSYS yazılımı içerisindeki sonlu elemanlar yöntemini kullanmıştır. Ardından gerinim ölçerlerin sayısı, bağlantı şekli ve düzenleri optimize edilmiştir. Yapılan analiz sonucunda, düşey ve yanal kuvvetlerin belirlenmesi için gerinim ölçerlerden alınan karışık sinyal değerlerini ayarlayıcı ters kararlılık algoritması geliştirilmiştir. Belirlenen düşey ve yanal kuvvetlerin değerleri sonlu elemanlar yöntemi üzerine oluşan model üzerinden karşılaştırılmıştır. Yapılan yaklaşım sonucunda düşey ve yanal tekerlek kuvvetleri yüksek doğrulukta tahmin edilmiştir. Sensör tekerlek uygulaması üzerine yapılan çalışmalara bakıldığında düşey kuvvetlerde yüksek oranda kuvvet tahminin yapılabildiği görülse de bu yöntemin ilk yatırım, bakım-onarım ve sistemin işletmesi gibi maliyetlerinin pahalı olması bir dezavantaj oluşturmaktadır. Ayrıca, tekerleklerin hassas sensörlerle (gerinim ölçer/yük hücresi vb.) donatılması, kablosuz iletim teknolojisine sahip olması, dinamik yük altında hasarsız çalışmak zorunda olması, hassas işleme ve imalat zorluğu da bu yöntemin kullanılmasında diğer dezavantajları olarak görülmektedir. Bu nedenle, sensör tekerlek uygulamasının dezavantajlarını minimuma indirecek yüksek doğruluğa sahip ve düşük maliyetli bir yöntem ihtiyacı duyulmuştur ve sensör tekerlek uygulamasına alternatif olarak, son yıllarda geliştirilen ölçüme dayalı hesaplama yöntemi hem ekipman, bakım ve onarım maliyetinin düşük olması hem de sensör tekerlek uygulamasında karşılaşılan dezavantajların birçoğunu üzerinde barındırmaması nedeniyle çok fazla tercih edilmeye başlanmıştır [18-30]. Ayrıca, herhangi bir arıza durumunda hızlı müdahale edilebilmesi, kalibrasyonlarının kolay ve hızlı olması bu yöntemin diğer avantajlarıdır.

Ölçüme dayalı hesaplamalı yöntemler kabaca süspansiyonlardan aksa iletilen dinamik kuvvetlerin kütsel ataletler, yerçekimi ve merkezkaç etkiler ile birleşmesi sonucu direkt olarak yola etkidiği varsayımına dayanarak işletilir. Ölçüme dayalı hesaplama yöntemi ile ilgili olarak literatüre bakıldığında, Wei vd. [18] demiryolu taşıtlarının çapraz rüzgârlara maruz kalması durumundaki tekerlek temas kuvvetlerini ölçmek için dolaylı yöntem önermiştir. Düşey ve yanal tekerlek kuvvetlerini analiz etmek için, süspansiyon ve aks üzerinden ölçümler almıştır. Saha testleri yapılmış ve saha testleri üzerine alınan ölçümler ile elde edilen dolaylı yöntem kuvvet çıktıları, sensör tekerlek seti kuvvet çıktıları ile karşılaştırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, dolaylı yöntem ile elde edilen kuvvet verileri ile uzun vadeli olarak taşıt güvenliğinin izlenebileceği belirtilmiştir. Zhu vd. [19] tekerlek temas kuvvetlerini elde etmek için dinamik yük tanımlama yöntemi kullanan dolaylı ölçüm yöntemi önermiştir. Ayrıntılı bir test araç simülasyon modeli oluşturulup farklı çalışma koşulları için ivme ölçümleri alınmıştır. Alınan ivme ölçümleri dinamik yük tanımlama yöntemine girdi olarak girilmiştir. Tanımlanan düşey ve yanal tekerlek takım kuvvetleri, tekerlek yük boşalması ve raydan çıkma kriterlerine göre simülasyon modeli kuvvet çıktıları ile karşılaştırılmıştır. Doğrudan kuvvet ölçümlerine ihtiyaç duymadan yalnızca ivmelenme ölçülerini kullanarak aracın güvenlik değerlendirilmesinin yapılabileceği belirtilmiştir. Xia vd. [20] tekerlek temas kuvvetlerini belirlemek için bir vagon gövdesinin sistem ölçümlerini kullanarak ters vagon modeli geliştirmiştir. Geliştirilen ters vagon modeline girdi olarak vagonun düşey ve yanal doğrusal ivmeleri ile vagon gövdesinin yuvarlanma, yalpa ve kafa vurma açışal ivmeleri girilmiştir. Geliştirilen vagon modeline göre yapılan analizler sonucunda,

tekerlek temas kuvvetleri ile yanal ve yalpa yer değiştirme hareketleri tahmin edilmiştir. Zhu vd. [21] dinamik tekerlek yükleri için zaman alanı tersine çevirme yöntemi önermiştir. Ters çevirme matematiksel modeli, durum uzay denklemine, dinamik programlama yöntemlerine ve Bellman optimallik ilkesine dayandırılarak modellenmiştir. Düşey ve yanal tekerlek temas kuvvetlerini belirlemek için yüksek hızlı bir aracın aks kutusu ivmeleri kullanılmıştır. Ters çevirme yöntemi kuvvet çıktıları, aynı kinematik parametrelere sahip SIMPACK simülasyon modeli kuvvet çıktıları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, düşey ve yatay tekerlek temas kuvvetlerinin SIMPACK simülasyon sonuçları ile yakın sonuçlar verdiğini göstermiştir. Zhu vd. [22] tekerlek temas kuvvetlerini tahmin etmek için aks kutusu üzerinden ölçülen ivmelere dayalı ters matematiksel dinamik model geliştirmiştir. Dinamik model için yirmi yedi serbestlik dereceli yüksek hızlı demiryolu taşıtı modeli oluşturulmuştur. Ters matematiksel modele girdi olarak ölçülen veriler girilerek düşey ve yanal tekerlek temas kuvvetleri belirlenmesi sağlanmıştır. Daha sonra ters matematiksel dinamik modelden elde edilen kuvvet çıktıları, daha karmaşık çalışma koşulu için simüle edilen SIMPACK kuvvet çıktıları ile karşılaştırılmıştır. Li vd. [23] düşey tekerlek temas kuvvetini saptayabilmek için dolaylı tanımlama yöntemi önermiştir. Ray üzerinden ölçülen ray ivmeleri girdi olarak kullanılmış ve hesaplamalı program geliştirilmiştir. Araçtan raylara iletilen düşey tekerlek temas kuvvetleri elde edilmiştir. Mal vd. [24] tekerlek setinin doğrusal olmayan dinamiklerini hesaplamak ve tahmin etmek için değişken adhezyon koşulları altındaki tekerlek setini SIMPACK/MATLAB'de modellemiş ve Genişletilmiş Kalman Filtresi kullanan model tabanlı tahmin algoritması geliştirmiştir. Yapılan çalışma ile önerilen modelin, demiryolu taşıtının frenleme ve çekiş durumlarında değişen ray koşullarında (ıslak/kuru veya kirli/temiz) yüksek performans gösterdiğini, böylece tren kazalarının ve raydan çıkma durumlarının önlenmesi için durum izleme sistemlerinde kullanılmasını önermiştir. Zhao vd. [25] tekerlek temas kuvvetlerini belirlemek için tren bojsi üzerindeki hareket ölçümlerini kullanacak bir durum gözlemleyicisi tasarlamıştır. Gözlemlenen tekerlek temas kuvvetlerinin, doğru tahmini için tekrarlamalı en küçük kareler algoritması kullanılmış ve tekerlek temas kuvveti denklemi içerisindeki parametreler tahmin edilmek istenmiştir. Önerilen yöntemin doğruluğu sayısal simülasyonlara araştırılmıştır. Önerilen yöntem ile boji üzerinden alınan sınırlı ölçüm ile yüksek tahmin yapılabildiği gösterilmiştir. Xu vd. [26] düşey tekerlek temas kuvvetini tahmin etmek için ray ölçüm treninden gelen dinamik sinyalleri kullanan bir yaklaşım önermiştir. Ölçüm almak için aks kutusuna ve boji çerçevesine üç eksenli ivmeölçer yerleştirilmiştir. Ölçülen araç ivmelerine bağlı olarak düşey tekerlek temas kuvveti tahmin modeli oluşturulmuştur. Önerilen yöntem ile yüksek hassasiyetli düşey tekerlek temas kuvveti tahmin edildiği belirlenmiştir. Pires vd. [27] sensör tekerlek seti kullanmadan düşey ve yanal tekerlek temas kuvveti oranını tahmin etmek için makine öğrenme yöntemi önermiştir. Makine öğrenmesi için sensör tekerlek verileri girdi olarak girilmiş ve düşey/yanal kuvvet oranı çıkış olacak verecek makine öğrenme modeline öğretilmiştir. Yapılan çalışma ile yüksek veri girişi yapılarak düşey/yanal kuvvet oranı makine öğrenmesi ile saptanmıştır. Matsumoto vd. [28] tekerleklerden raya iletilen kuvvetleri belirleyen yeni bir yöntem önermiştir. Bu yöntemde, yanal temas kuvvetinin, birkaç temassız (lazer) yer değiştirme sensörü tarafından doğrudan tekerleğin düşey eksenle yaptığı açısal hareketi ölçülerek belirlenebildiğini söylemiştir. Normal temas kuvveti, boji çerçevesinin gerilmesinden veya birincil yayın sapsması ile ölçüldüğünü ve boyuna temas kuvvetinin de aks kutusu destek bağlantı kolunun gerilmesi ile ölçüldüğünü belirtmiştir. Ancak bu çalışmada gerek kullanılan sensörlerin (özellikle lazer mesafe ölçerin) dayanıklı (robust) çalışmaması gerekse temas bölgesi sürünme etkilerinin ihmal edilmesi dolayısıyla sağlıklı sonuçlara ulaşılamadığı görülmektedir. Yine Matsumoto vd. [29] önceki çalışmasına ek olarak demiryollarında yer alan keskin kurplarda sürtünme katsayısının değişimine göre yeni bir derayman kontrol yöntemi geliştirmiştir. Ray düzensizliklerinin de deraymana etkilerinin araştırıldığı bu çalışmada yaygın kullanılan Nadal formülasyonuna alternatif bir yöntem geliştirmiştir. Kataori vd. [30] kurp geçişlerinde tekerlek seti atak açısının yanal kuvvetlere etkisini Matsumoto vd.'nin kullandığı yöntemle benzer bir şekilde ölçerek hesaplara dâhil etmiştir. Bu çalışmada da tekerleğin ilerleme yönündeki eksen etrafında yaptığı açı (atak açısı) tekerleğin iki ucundaki yanal hareketlere dair yer değiştirmeler yine lazer sensörler yardımıyla ölçülerek hesap edilmiş ve dinamik denklemler içinde

kullanılmıştır. Fakat Matsumoto vd. ve Kataori vd.'nin yapmış oldukları bu çalışmalarda raylara iletilen yanal kuvvetlerin içerisinde yer alan sürünme kuvvetlerinin ihmal edilmesi bir eksik olarak görülmektedir. Ayrıca kullanılan lazer sensörlerin uzun süreli kullanımlarda kararlı verilerin üretilmemesine de neden olacağı düşünülmektedir. Bosso ve Zampieri [31] tekerlek-ray temas kuvvetlerini hesaplamak için doğrusal olmayan sürünme kuvvetleri üzerinden bir yöntem önermiştir. Önerilen yöntemi FASTSIM ve Polach yöntemlerine göre algoritmalarını karşılaştırmıştır. Ayrıca yöntemi deneysel olarak test etmek için tekerlek setinin prototipini modellemiş ve test etmiştir. Cheng vd. [32] taşıtın kurp üzerinde hareketi sonucunda oluşan dinamik etkiyi ifade etmek için sezgisel doğrusal olmayan dinamik hareket denklemini kullanmıştır. Sistemi 21 serbestlik derecesine (DOF) sahip olacak şekilde modellemiş ve yanal hareket denklemlerini elde etmiştir. Yaptığı modelleme sonucunda sistem modelini 6-DOF ve 14-DOF olacak şekilde alt kümelerine indirmiş ve kritik hız analizi yapmıştır.

Bu çalışmada, araçtan raylara iletilen düşey ve yanal kuvvetlerin belirlenebilmesi için ölçüme dayalı hesaplamalı yöntem kullanılmış ve sürünme kuvvetlerini de içinde barındıran bir dinamik kuvvet denklemi elde edilmeye çalışılmıştır. Öncelikle raylı taşıtın yanal ve düşey hareketi nedeniyle oluşan tekerlek-ray arasındaki temas kuvvetlerinin bulunabilmesi için matematiksel model oluşturulmuştur ve oluşturulan matematiksel model içerisinde yer alan ve esasen araç üzerinden ölçülmesi gereken kütleli ivmeler, süspansiyon kuvvetleri SIMPACK yazılımında modellenmiş olan Yerli İstanbul Tramvayı simülasyon modeli üzerinden çekilerek ölçüm verileri gibi kullanılmış ve matematiksel modele entegre edilmiştir. Daha sonra oluşturulan matematiksel model, MATLAB/Simulink yazılım programı içerisinde modellenmiş ve belirlenen kurb yarıçapı, taşıt hızı ve dever miktarına göre yapılan simülasyonlar sonucunda düşey ve yanal tekerlek kuvvetleri elde edilmiştir. Elde edilen düşey ve yanal kuvvet verileri SIMPACK yazılımı üzerinden elde edilen düşey ve yanal tekerlek kuvvetleri ile karşılaştırılmış ve matematiksel denkleme ait sonuçların tutarlılığı incelenmiştir. Belirlenen kurp ve hız senaryosu için yapılan analizler sonucunda, geliştirilen matematiksel metod kuvvet çıktıları ile SIMPACK yazılımından elde edilen kuvvet çıktıları karşılaştırıldığında, düz yolda raylara iletilen toplam yanal tekerlek ve düşey tekerlek temas kuvvetlerinin %99'un üzerinde, kurpta ise toplam yanal temas kuvvetinin %94'ün ve düşey tekerlek temas kuvvetlerinin de %97'in üzerinde tutarlı olduğu belirlenmiştir.

Yapılan bu çalışmanın içeriğine bakıldığında, ikinci bölümde geliştirilen matematiksel metod hakkında bilgi verilmiş ve kuvvet denklemleri elde edilmiştir. Üçüncü bölümde, geliştirilen matematiksel metod ile elde edilen kuvvet çıktıları ile SIMPACK'ten elde edilen kuvvet çıktıları karşılaştırılmıştır. Dördüncü bölümde ise yapılan analize ait sonuçlar açıklanmıştır.

2. Metod

Bir demiryolu taşıtının hareketi ile oluşan dinamik etkilerin doğru bir şekilde analiz edilmesindeki en önemli faktör hareket denklemlerinin doğru bir şekilde oluşturulmasıdır. Demiryolu taşıtlarının hareketi sonucunda oluşan dinamik etkilerin belirlenebilmesi için geçmişten günümüze kadar birçok çalışma yapılmıştır. Literatürdeki yapılan çalışmalara bakıldığında, demiryolu taşıtı hareket denklemlerinin çıkarılması için birçok teorik çalışma yapıldığı görülmektedir. Garg ve Dukkipati [35] demiryolu taşıtının hareketi sonucunda demiryolu taşıtında oluşan dinamik etkileri gösteren bir kitap yayınlamış ve hareket denklemlerinin oluşturulması için birçok teorik formülasyonun (Kalker Doğrusal Teorisi, Johnson ve Vermeulen Teorisi, Kalker Ampirik Teorisi) olduğundan bahsetmiştir. Ancak literatürde yapılan bu çalışmalara bakıldığında temelinde tekerlek-ray arasındaki etkileşim nedeniyle temas alanında oluşan sürünme kuvvetlerinin olduğu görülmektedir. Sürünme kuvvetleri, tekerlek-ray temas alanına, sürünme faktörüne, tekerlek-ray temas açısına, tekerlek ve rayın malzemesine, taşıtın hızına, tekerlek profil konikliğine, rayın profiline ve birçok parametreye bağlıdır ve bu nedenle sürünme kuvvetleri, oldukça karmaşık ve çok sayıda değişken barındıran bir algoritma ile birbirine bağlıdır [35]. Sürünme etkileri ile ilgili olarak Denklem 1 ve 2'de sol tekerlek-ray teması

sonucunda oluşan düşey ve yanal sürünme kuvveti örnek denklemleri ve Şekil 1’de tekerlek-ray etkileşimi nedeniyle ortaya çıkan sürünme etkilerine dair algoritma verilmiştir. Algoritmada görülebileceği gibi demiryolu taşıtının hareketi sonucunda birçok parametrenin birbirine bağlı olması ve test sırasında yola etkileyen anlık yüklerin tespit edilmesi sürecinde sürünme etkilerinin ölçülmesi ve denklem içerisine entegre edilerek hesaplanması gerekmektedir. Ancak, belirlenmesi gereken onlarca parametre ve ölçülmesi gereken tekerlek hareketleri bulunmaktadır. Dolayısıyla bu halde hesaplama ve ölçüm çok zor bir iş olup, mümkün görünmemektedir.

Tablo 1’de Denklem 1 ve 2’de verilen sürünme kuvvetlerinde kullanılan simgeler ve açıklamaları bulunmaktadır.

$$F_{Lz} = \left\{ -(f_{11}/V)[\dot{y} + r_L\dot{\phi} - V\psi] - (f_{12}/V) \left[\dot{\psi} - \frac{V}{R_w} - \Omega\delta_L \right] \right\} (\delta_L + \phi) \quad (1)$$

$$F_{Ly} = \left\{ -\left(\frac{f_{33}}{V}\right) \left\{ V \left[1 - \left(\frac{r_L}{r_0}\right) + \frac{a_0}{R_w} \right] - a_0\psi \right\} \right\} \psi \quad (2)$$

$$- \left\{ (f_{11}/V)[\dot{y} + r_L\dot{\phi} - V\psi] + (f_{12}/V) \left[\dot{\psi} - \frac{V}{R_w} - \Omega\delta_L \right] \right\}$$

Tablo 1. Sürünme kuvveti parametre açıklamaları

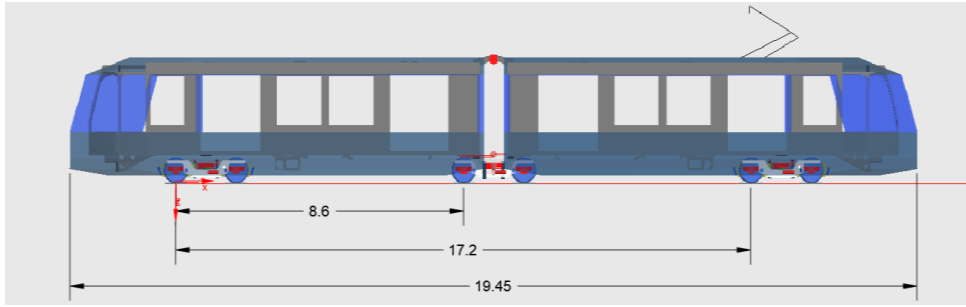
Simge	Açıklaması
F_{Lz}	Sol tekerlek temas bölgesi sürünme kuvveti düşey bileşeni
F_{Ly}	Sol tekerlek temas bölgesi sürünme kuvveti yanal bileşeni
f_{11}	Sürünme katsayısı matrisi 1. Satır 1. Sütun elemanı
f_{12}	Sürünme katsayısı matrisi 1. Satır 2. Sütun elemanı
f_{33}	Sürünme katsayısı matrisi 3. Satır 3. Sütun elemanı
V	Taşıt hızı
y	Tekerlek seti yanal yer değişimi
r_L	Sağ tekerlek anlık yuvarlanma yarıçapı
r_0	Tekerlek nominal yuvarlanma yarıçapı
a_0	Raylar arası mesafe
ϕ	Tekerlek seti ilerleme eksenini etrafındaki açılmalık yer değiştirme
ψ	Tekerlek seti düşey eksen etrafındaki açılmalık yer değiştirme
R_w	Tekerlek profil eğrisinin anlık enine yarıçapı
Ω	Taşıt hızının nominal tekerlek yarıçapına oranı
δ_L	Sol ray temas açısı

Ölçüme dayalı hesaplama yöntemi deneylerinde, Denklem 1 ve 2’de verilen denklemlerde görülebileceği gibi sürünme kuvvetleri içerisinde yer alan birçok parametrenin (tekerlek-ray temas açısı, temas alanı eliptik yarı eksenler, anlık tekerlek yuvarlanma yarıçapı, sürünme katsayılarının belirlenmesi için kullanılan kalker rijitlik katsayısı vb.) deneysel olarak ölçümünün mümkün olmaması hatta imkânsız olmasından dolayı bu teorik formülasyon yapılan bu çalışmada kullanılmamış deneysel olarak ölçümü mümkün olan parametreleri barındıran bir matematiksel model geliştirilmiştir.

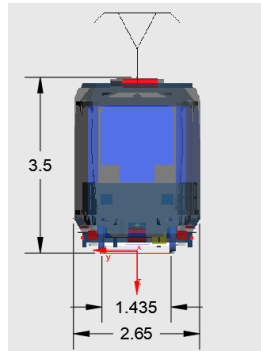
Bu çalışmada, geliştirilen matematiksel metodun analiz edilmesi için kurulmuş olan SIMPACK yazılımı Yerli İstanbul Tramvay modeli Şekil 2 ve 3’de verilmiştir. Tablo 3’te sistemin parametreleri verilmiştir.

Tablo 3. Raylı taşıt genel sistem parametreleri

Nominal Tekerlek Yarıçapı	0,35 m
Yanal Tekerlek Açıklığı	0,75 m
Hat Açıklığı	1435 mm
Dinamik Sürtünme Katsayısı	0,32 N/m
Statik Sürtünme Katsayısı	0,4 N/m
Bojiler Arası Mesafe	8,6 m
Araç Yüksekliği	3,5 m
Araç Genişliği	2,65 m
Araç Uzunluğu	19,45 m
Toplam Araç Kütlesi	35 ton



Şekil 2. Yerli İstanbul Tramvayı Simpack modeli yandan görünüşü



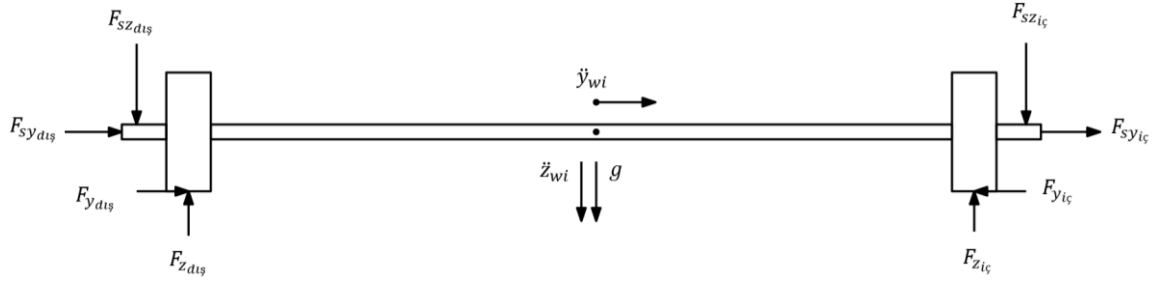
Şekil 3. Yerli İstanbul Tramvayı Simpack modeli önden görünüşü

2.1. Düz yol düşey tekerlek-ray temas kuvvetlerinin belirlenmesi

Demiryolu araçlarından raylara etkiyen düşey yüklerin ölçüme dayalı hesaplamalı metotlarla dolaylı şekilde belirlenmesine dair günümüze kadar yapılan birçok çalışma mevcuttur [27, 33-34]. Bu çalışmalar arasında küçük yaklaşım farklılıkları olsa da genel anlamda raya iletilen dinamik düşey yükler, teorik formülasyonlarla veya oluşturulan matematiksel modellerle elde edilebilmektedir.

Bu çalışmada, dolaylı ölçüm yöntemleri için önemli bir faktör olan parametrelerin ölçülebilir olması koşulundan dolayı Newton’un ikinci yasasına göre denklem oluşturulmuş ve Şekil 4’de verilen tekerlek setine etki eden süspansiyon kuvvetleri ve atalet kuvvetine göre moment

denklemleri kurularak Denklem 4 ve 6'daki gibi düz yoldaki dış ve iç tekerlek düşey tekerlek temas kuvvetleri elde edilmiştir.



Şekil 4. Düz yolda tekerlek seti serbest cisim diyagramı

- Düz yoldaki dış tekerlek düşey tekerlek temas kuvveti:

$$\begin{aligned} \frac{m_w \ddot{z}_{wi} L_c}{2} + \frac{m_w g L_c}{2} - m_w \ddot{y}_{wi} r_0 - F_{syic} r_0 - F_{sydış} r_0 + F_{szdış} \frac{(L_s + L_c)}{2} \\ - F_{szic} \frac{(L_s - L_c)}{2} - F_{zdış} L_c = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

İç tekerlek-ray temas noktasına göre kurulan moment denklemi sonucunda dış tekerlek düşey tekerlek temas kuvveti Denklem 3'deki gibi elde edilmiştir. Elde edilen denklem içerisinde gerekli düzenlemeler yapılarak, düz yoldaki dış tekerlek düşey tekerlek temas kuvvetinin nihai hali Denklem 4'deki gibi elde edilmiştir.

$$F_{zdış} = \left(\begin{aligned} (m_w \ddot{z}_{wi} + m_w g) \frac{L_c}{2} - (m_w \ddot{y}_{wi} + F_{syic} + F_{sydış}) r_0 + F_{szdış} \frac{(L_s + L_c)}{2} \\ - F_{szic} \frac{(L_s - L_c)}{2} \end{aligned} \right) / L_c \quad (4)$$

- Düz yoldaki iç tekerlek düşey tekerlek temas kuvveti:

$$\begin{aligned} -\frac{m_w \ddot{z}_{wi} L_c}{2} - \frac{m_w g L_c}{2} - m_w \ddot{y}_{wi} r_0 - F_{syic} r_0 - F_{sydış} r_0 + F_{szdış} \frac{(L_s - L_c)}{2} \\ - F_{szic} \frac{(L_s + L_c)}{2} + F_{zic} L_c = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Dış tekerlek-ray temas noktasına göre kurulan moment denklemi sonucunda düz yoldaki iç tekerlek düşey tekerlek temas kuvveti Denklem 5'deki gibi elde edilmiştir. Elde edilen denklem içerisinde gerekli düzenlemeler yapılarak, düz yoldaki iç tekerlek düşey tekerlek temas kuvvetinin nihai hali Denklem 6'daki gibi elde edilmiştir.

$$F_{zic} = \left(\begin{aligned} (m_w \ddot{z}_{wi} + m_w g) \frac{L_c}{2} + (m_w \ddot{y}_{wi} + F_{syic} + F_{sydış}) r_0 - F_{szdış} \frac{(L_s - L_c)}{2} \\ + F_{szic} \frac{(L_s + L_c)}{2} \end{aligned} \right) / L_c \quad (6)$$

Düz yoldaki dış ve iç tekerlek düşey tekerlek temas kuvvet denklemleri içerisinde yer alan parametreler ve açıklamaları Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Kuvvet denklem parametreleri ve açıklamaları

m_w	Tekerlek seti kütlesi
$\ddot{z}_{wi}, \dot{y}_{wi}$	Tekerlek setinin doğrusal düşey ve yanal ivmeleri
$F_{sy_{iç}}, F_{sy_{dış}}$	Yanal yönde iç ve dış tekerlek birincil süspansiyon kuvvetleri
$F_{sz_{iç}}, F_{sz_{dış}}$	Düşey yönde iç ve dış tekerlek birincil süspansiyon kuvvetleri
L_s	Boji ve tekerlek setini birbirine bağlayan birincil süspansiyonlar arasındaki yanal mesafe
L_c	Bir tekerlek setindeki iki tekerlek temas noktası arasındaki yanal mesafe
r_0	Tekerleğin nominal yuvarlanma yarıçapı
$F_{z_{iç}}, F_{z_{dış}}$	İç ve dış tekerlek düşey tekerlek temas kuvvetleri
$F_{y_{iç}}, F_{y_{dış}}$	İç ve dış tekerlekteki yanal tekerlek temas kuvvetleri
V	Taşıt hızı
\emptyset_{se}	Dış ve iç raylar arasındaki yükseklik farkı sonucunda oluşan dever açısı
R ve g	Kurp yarıçapı ve yer çekim ivmesi

Tekerlek setine etki eden dış ve iç tekerlek birincil düşey süspansiyon kuvvet denklemleri, Denklem 7'deki gibi elde edilmiştir.

$$F_{sz_{dış}} = F_{sz_{iç}} = K_{pz}(z_{wi} - z_{ti}) + K_{pz} \frac{L_s}{2} (\emptyset_{wi} - \emptyset_{ti}) + K_{pz} L_1 \beta_{ti} + C_{pz} (\dot{z}_{wi} - \dot{z}_{ti}) + C_{pz} \frac{L_s}{2} (\dot{\emptyset}_{wi} - \dot{\emptyset}_{ti}) + C_{pz} L_1 \dot{\beta}_{ti} + F_{sz_{statik}} \quad (7)$$

Tekerlek setine etki eden iç ve dış tekerlek birincil yanal süspansiyon kuvvet denklemleri, Denklem 8'deki gibi elde edilmiştir.

$$F_{sy_{iç}} = F_{sy_{dış}} = K_{py}(y_{wi} - y_{ti}) + K_{py} L_1 \psi_{ti} - K_{py} h_t \phi_{ti} + C_{py} (\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{ti}) + C_{py} L_1 \dot{\psi}_{ti} - C_{py} h_t \dot{\phi}_{ti} \quad (8)$$

Düşey ve yanal süspansiyon kuvvet denklemleri içerisinde yer alan parametrelerin açıklamaları Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 5. Süspansiyon kuvvet parametreleri ve açıklamaları

z_{wi}, z_{ti}	Tekerlek setinin ve bojinin doğrusal düşey yer değiştirmeleri
$\dot{z}_{wi}, \dot{z}_{ti}$	Tekerlek setinin ve bojinin doğrusal düşey hızları
y_{wi}, y_{ti}	Tekerlek setinin ve bojinin doğrusal yanal yer değiştirmeleri
$\dot{y}_{wi}, \dot{y}_{ti}$	Tekerlek setinin ve bojinin doğrusal yanal hızları
$\emptyset_{wi}, \emptyset_{ti}$	Tekerlek setinin ve bojinin boyuna yuvarlanma açısal yer değiştirmeleri (x ekseninde dönme)
$\dot{\emptyset}_{wi}, \dot{\emptyset}_{ti}$	Tekerlek setinin ve bojinin boyuna yuvarlanma açısal hızları (x ekseninde dönme)
β_{ti}	Bojinin yanal yuvarlanma açısal yer değiştirmesi (y ekseninde dönme)
$\dot{\beta}_{ti}$	Bojinin yanal yuvarlanma açısal hızı (y ekseninde dönme)
ψ_{ti}	Bojinin yalpa yuvarlanma açısal yer değiştirmesi (z ekseninde dönme)

$\dot{\psi}_{ti}$	Bojinin yalpa yuvarlanma açısal hızı (z ekseninde dönme)
K_{pz}, C_{pz}	Düşey süspansiyon yay katsayısı ve sönüm katsayısı
K_{py}, C_{py}	Yanal süspansiyon yay katsayısı ve sönüm katsayısı
L_1	Bojinin ön ve arka tekerlek setleri arasındaki boyuna mesafenin yarısı
$F_{sz_{statik}}$	Taşıtın durağan halde iken sahip olduğu statik dış yükü

2.2. Düz yol yanal tekerlek-ray temas kuvvetinin belirlenmesi

Demiryolu taşıtının hareketi sonucunda tekerlek seti üzerinde meydana gelen yanal kuvvetin belirlenmesi için, Şekil 4'deki tekerlek seti üzerinde Newton'un ikinci yasasına göre kuvvet-denge denklemi Denklem 9'daki kurulmuştur ve yapılan düzenlemeler sonucunda, düz yolda tekerlek setine etki eden toplam yanal tekerlek temas kuvvetinin nihai hali Denklem 12'deki gibi elde edilmiştir.

$$m_w \ddot{y}_{wi} + F_{sy_{iç}} + F_{sy_{dış}} - F_{y_{iç}} + F_{y_{dış}} = 0 \quad (9)$$

Denklem 9'da yer alan kuvvet denklemi parametrelerinin açıklamaları Tablo 4'te verilmiştir. Burada, F_{syi} , toplam yanal birincil süspansiyon kuvveti ve H , toplam yanal tekerlek temas kuvvetidir ve Denklem 10 ve 11'deki gibi ifade edilebilir;

$$F_{syi} = F_{sy_{iç}} + F_{sy_{dış}} \quad (10)$$

$$H = F_{y_{iç}} - F_{y_{dış}} \quad (11)$$

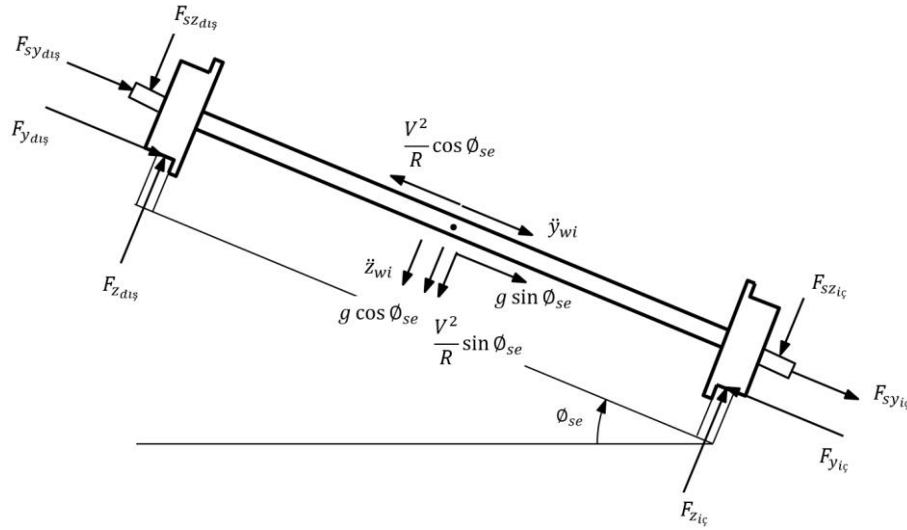
Denklem 9, Denklem 10 ve 11 içerisindeki parametrelere göre düzenlenirse, düz yolda tekerlek setine etki eden toplam yanal tekerlek temas kuvveti Denklem 12'deki gibi elde edilir.

$$H = m_w \ddot{y}_{wi} + F_{syi} \quad (12)$$

2.3. Kurpta düşey tekerlek-ray temas kuvvetlerinin belirlenmesi

Demiryolu taşıtı düz yolda hareket halinde iken kurpa geçiş yaptığında üzerine ek kuvvet olarak merkezkaç kuvveti etki etmektedir. Etki eden merkezkaç kuvveti nedeniyle yanal yönde tekerlek seti üzerinde ek kuvvet olan kılavuz kuvveti meydana gelmekte ve tekerlek seti üzerinde yanal yönde yanal kuvvetlerin artmasına ve düşey yöndeki düşey kuvvetlerin ise düşmesine neden olmaktadır.

Demiryolu taşıtının kurpta hareketi nedeniyle oluşan düşey tekerlek-ray temas kuvvetlerinin belirlenmesi için, Newton'un ikinci yasasına göre Şekil 5'de verilmiş olan tekerlek seti üzerinde dış ve iç tekerlek-ray temas noktalarına göre dinamik denklem kurulmuş ve Denklem 14 ve 16'daki gibi, kurpta meydana gelen dış ve iç tekerlek düşey tekerlek temas kuvvetleri elde edilmiştir.



Şekil 5. Kurp üzerinde tekerlek seti serbest cisim diyagramı

- Kurpta dış tekerlek düşey tekerlek temas kuvveti:

$$\begin{aligned} & \frac{m_w \ddot{z}_{wi} L_c}{2} + \frac{m_w V^2 \sin \phi_{se} L_c}{2R} + \frac{m_w g \cos \phi_{se} L_c}{2} - m_w \dot{y}_{wi} r_0 - F_{Sy_{iç}} r_0 - F_{Sy_{dış}} r_0 \\ & + \frac{m_w V^2 \cos \phi_{se}}{R} r_0 - m_w g \sin \phi_{se} r_0 + F_{Sz_{dış}} \frac{(L_s + L_c)}{2} - F_{Sz_{iç}} \frac{(L_s - L_c)}{2} - F_{Z_{dış}} L_c = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

İç tekerlek-ray temas noktasına göre kurulan moment denklemi sonucunda kurpta meydana gelen dış tekerlek düşey tekerlek temas kuvveti Denklem 13'teki gibi elde edilmiştir. Elde edilen denklem içerisinde gerekli düzenlemeler yapılarak, kurpta meydana gelen dış tekerlek düşey tekerlek temas kuvvetinin nihai hali Denklem 14'deki gibi elde edilmiştir.

$$F_{Z_{dış}} = \left(\left(m_w \ddot{z}_{wi} + \frac{m_w V^2 \sin \phi_{se}}{R} + m_w g \cos \phi_{se} \right) \frac{L_c}{2} - \left(m_w \dot{y}_{wi} + F_{Sy_{iç}} + F_{Sy_{dış}} \right) r_0 \right) / L_c \quad (14)$$

$$+ \left(\frac{m_w V^2 \cos \phi_{se}}{R} - m_w g \sin \phi_{se} \right) r_0 + F_{Sz_{dış}} \frac{(L_s + L_c)}{2} - F_{Sz_{iç}} \frac{(L_s - L_c)}{2}$$

- Kurpta iç tekerlek düşey tekerlek temas kuvveti:

$$\begin{aligned} & - \frac{m_w \ddot{z}_{wi} L_c}{2} - \frac{m_w V^2 \sin \phi_{se} L_c}{2R} - \frac{m_w g \cos \phi_{se} L_c}{2} - m_w \dot{y}_{wi} r_0 - F_{Sy_{iç}} r_0 - F_{Sy_{dış}} r_0 \\ & + \frac{m_w V^2 \cos \phi_{se}}{R} r_0 - m_w g \sin \phi_{se} r_0 + F_{Sz_{dış}} \frac{(L_s - L_c)}{2} - F_{Sz_{iç}} \frac{(L_s + L_c)}{2} + F_{Z_{iç}} L_c = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Dış tekerlek-ray temas noktasına göre kurulan moment denklemi sonucunda kurpta meydana gelen iç tekerlek düşey tekerlek temas kuvveti Denklem 15'deki gibi elde edilmiştir. Elde edilen denklem içerisinde gerekli düzenlemeler yapılarak, kurpta meydana gelen iç tekerlek düşey tekerlek temas kuvvetinin nihai hali Denklem 16'daki gibi elde edilmiştir.

$$F_{Z_{iç}} = \left(\left(m_w \ddot{z}_{wi} + \frac{m_w V^2 \sin \phi_{se}}{R} + m_w g \cos \phi_{se} \right) \frac{L_c}{2} + \left(m_w \dot{y}_{wi} + F_{Sy_{iç}} + F_{Sy_{dış}} \right) r_0 \right) / L_c \quad (16)$$

$$- \left(\frac{m_w V^2 \cos \phi_{se}}{R} - m_w g \sin \phi_{se} \right) r_0 - F_{Sz_{dış}} \frac{(L_s - L_c)}{2} + F_{Sz_{iç}} \frac{(L_s + L_c)}{2}$$

Denklem 14 ve 16 içerisinde yer alan kuvvet parametrelerinin açıklamaları Tablo 4’te verilmiştir. Demiryolu taşıtının kurpta hareketi nedeniyle tekerlek setine etki eden düşey ve yanıl süspansiyon kuvvet denklemleri, Denklem 7 ve 8’deki gibi elde edilmektedir.

2.4. Kurpta yanıl tekerlek-ray temas kuvvetinin belirlenmesi

Demiryolu taşıtının kurpta hareket etmesi nedeniyle tekerlek seti üzerinde meydana gelen yanıl kuvvetin belirlenmesi için, Şekil 5’de verilmiş olan tekerlek seti üzerinde Newton’un ikinci yasasına göre dinamik denklem kurulmuş ve Denklem 17’deki gibi elde edilmiştir. Elde edilen denklem üzerinde yapılan düzenlemeler sonucunda, kurpta meydana gelen tekerlek setine etki eden toplam yanıl tekerlek temas kuvvetinin nihai hali Denklem 20’deki gibi elde edilmiştir.

$$m_w \left(\ddot{y}_{wi} - \frac{V^2}{R} \cos \phi_{se} + g \sin \phi_{se} \right) + F_{sy_{iç}} + F_{sy_{dış}} - F_{y_{iç}} + F_{y_{dış}} = 0 \quad (17)$$

Denklem 17’de yer alan kuvvet denklemleri parametrelerinin açıklamaları Tablo 4’te verilmiştir. Burada, F_{syt} , toplam yanıl birincil süspansiyon kuvveti ve H , toplam yanıl tekerlek temas kuvvetidir ve Denklem 18 ve 19’daki gibi ifade edilebilir;

$$F_{syt} = F_{sy_{iç}} + F_{sy_{dış}} \quad (18)$$

$$H = F_{y_{iç}} - F_{y_{dış}} \quad (19)$$

Denklem 17, Denklem 18 ve 19 içerisindeki parametrelere göre düzenlenirse, kurpta meydana gelen tekerlek setine etki eden toplam yanıl tekerlek temas kuvvetinin nihai hali Denklem 20’deki gibi elde edilir.

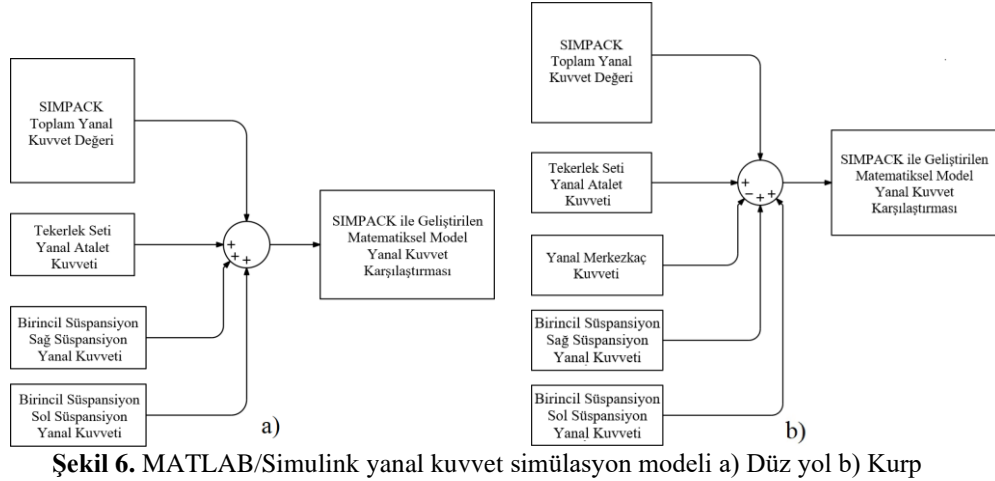
$$H = m_w \left(\ddot{y}_{wi} - \frac{V^2}{R} \cos \phi_{se} + g \sin \phi_{se} \right) + F_{syt} \quad (20)$$

Demiryolu taşıtının kurpta hareketi sonucunda tekerlek setine etki eden toplam yanıl süspansiyon kuvveti Denklem 8’deki gibi elde edilmektedir.

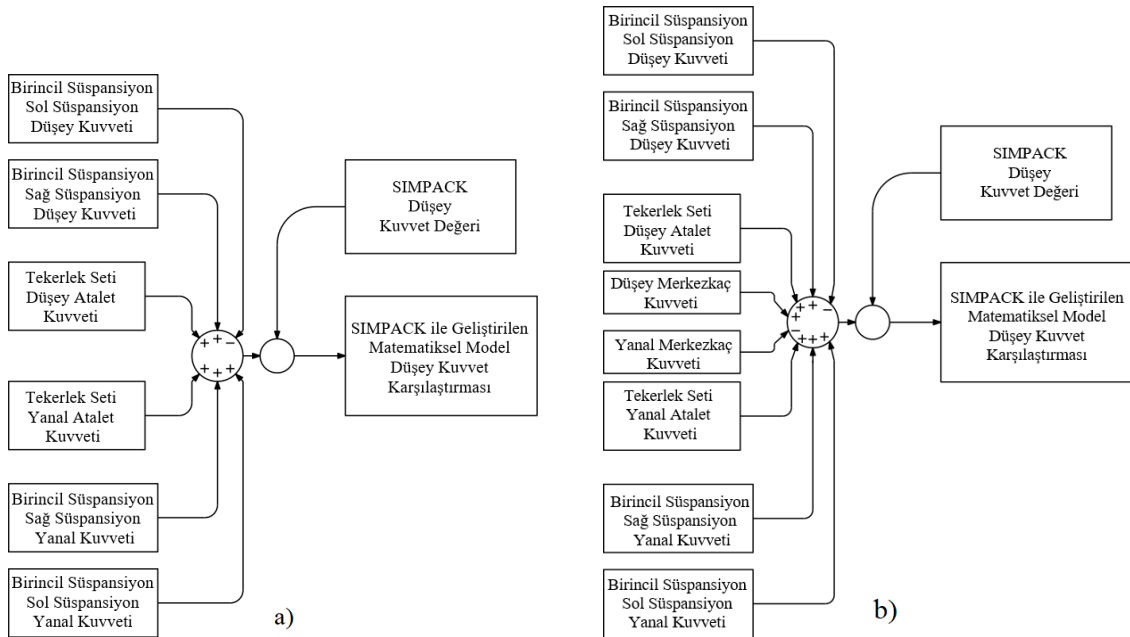
Geliştirilen matematiksel metodun analizi için oluşturulan MATLAB/Simulink simülasyon modelleri şematik olarak Şekil 6 ve 7’de verilmiştir.

Şekil 6.a’da düz yolda hareket eden demiryolu taşıtının toplam yanıl tekerlek temas kuvvetinin belirlenmesi için geliştirilen matematiksel metoda göre modellenmiş MATLAB/Simulink modeli görülmektedir. Şekil 6.b’de ise kurpta hareket eden demiryolu taşıtının toplam yanıl tekerlek temas kuvvetinin belirlenmesi için geliştirilen matematiksel metoda göre modellenmiş MATLAB/Simulink modeli görülmektedir.

Şekil 7.a ve 7.b’de düz yolda ve kurpta hareket eden demiryolu taşıtının iç tekerlek düşey kuvvetinin belirlenmesi için geliştirilen matematiksel metoda göre modellenmiş MATLAB/Simulink modeli verilmiştir.



Şekil 6. MATLAB/Simulink yanal kuvvet simülasyon modeli a) Düz yol b) Kurp



Şekil 7. MATLAB/Simulink düşey kuvvet simülasyon modeli a) Düz yol b) Kurp

3. Bulgular

Bu bölümde geliştirilen matematiksel metoda göre Tablo 2’de verilen senaryo için analizler yapılmış, analitik metot sonuçlarından ve SIMPACK yazılımı simülasyonlarından elde edilen toplam yanal tekerlek temas kuvveti (Şekil 8) ve sırasıyla iç ve dış tekerlek düşey tekerlek temas kuvvetleri karşılaştırılmıştır (Şekil 9, 10). Şekil 11’de ise toplam düşey tekerlek kuvvet karşılaştırması yapılmıştır. Şekil 8-11’de görülen eğriler hem düz yol hem de kurp dinamiğine ait sonuçları kapsamaktadır.

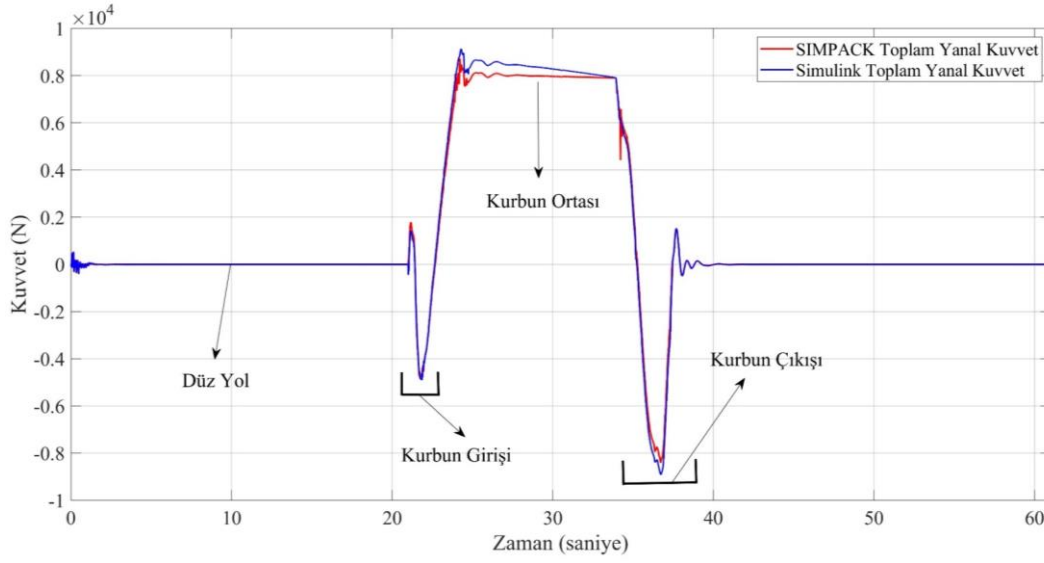
Karşılaştırma yapılırken, yapılan karşılaştırmanın yaklaşım oran yüzdesi Denklem 21’de verilen ifadeye göre bulunmuştur.

$$\text{Yaklaşım Oran Yüzdesi (\%)} = \frac{\text{Mutlak Farklar (Simpack Verisi – Simulink Verisi)}}{\text{Simpack Senaryo Verisinin Mutlak Maksimum Değeri}} \quad (21)$$

Yapılan karşılaştırmanın sonuçları ve yaklaşım oranları Tablo 6’da verilmiştir.

Tablo 6. Toplam yanar temas kuvvet simülasyon karşılaştırması

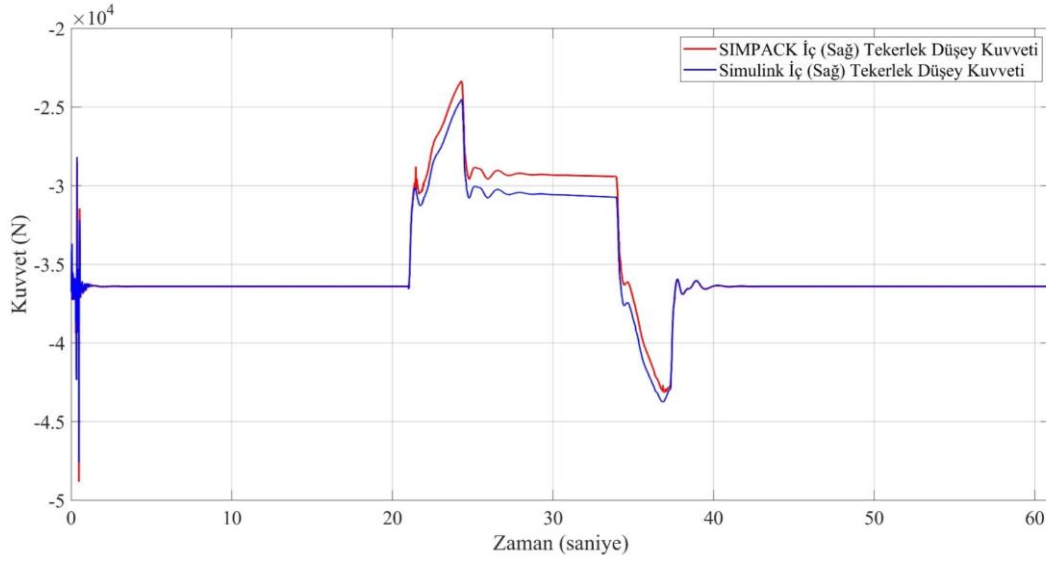
Durum	SIMPACK (N)	MATLAB Simülasyon (N)	Tutarlılık Oranı (%)
Düz yol	-1,8	-9,5	99,91
Kurp Girişi	8725	9115	95,53
Kurp Orta	7991	8365	95,71
Kurp Çıkış	-8411	-8892	94,48

**Şekil 8.** 60 km/sa ve 200 m kurp yarıçapında toplam yanar temas kuvvetleri karşılaştırılması

Şekil 9-11'de SIMPACK yazılımından alınan sol, sağ ve toplam düşey temas kuvvet değeri ile geliştirilen matematiksel modelden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonucunda, SIMPACK ile geliştirilen matematiksel modelin sonuçlarının yaklaşım oranları Tablo 7 ve 8'de verilmiştir.

Tablo 7. İç tekerlek düşey temas kuvvet simülasyon karşılaştırması

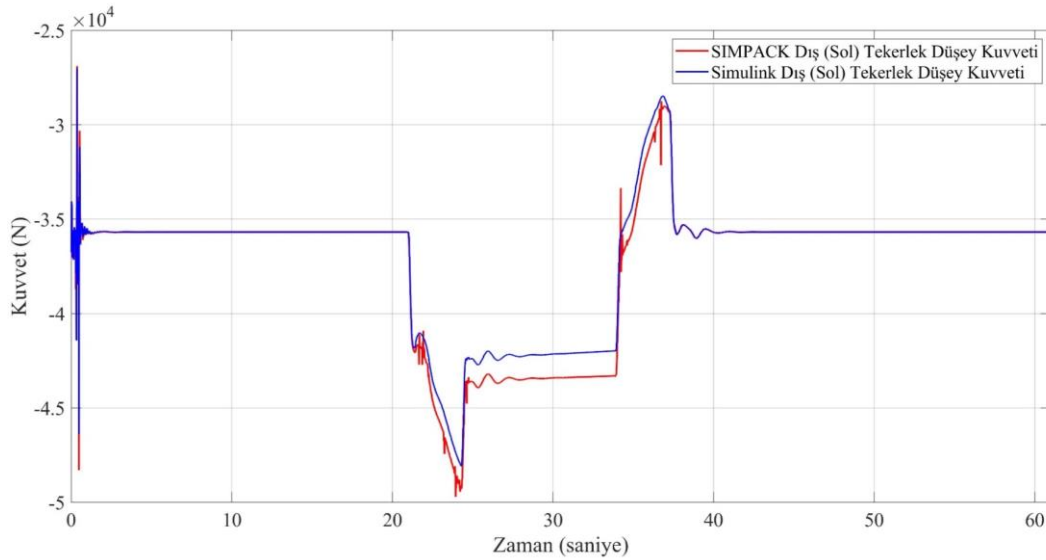
Durum	SIMPACK (N)	MATLAB Simülasyon (N)	Tutarlılık Oranı (%)
Düz yol	-36410	-36380	99,93
Kurp Girişi	-23530	-24520	97,70
Kurp Orta	-29320	-30570	97,09
Kurp Çıkış	-42980	-43720	98,28



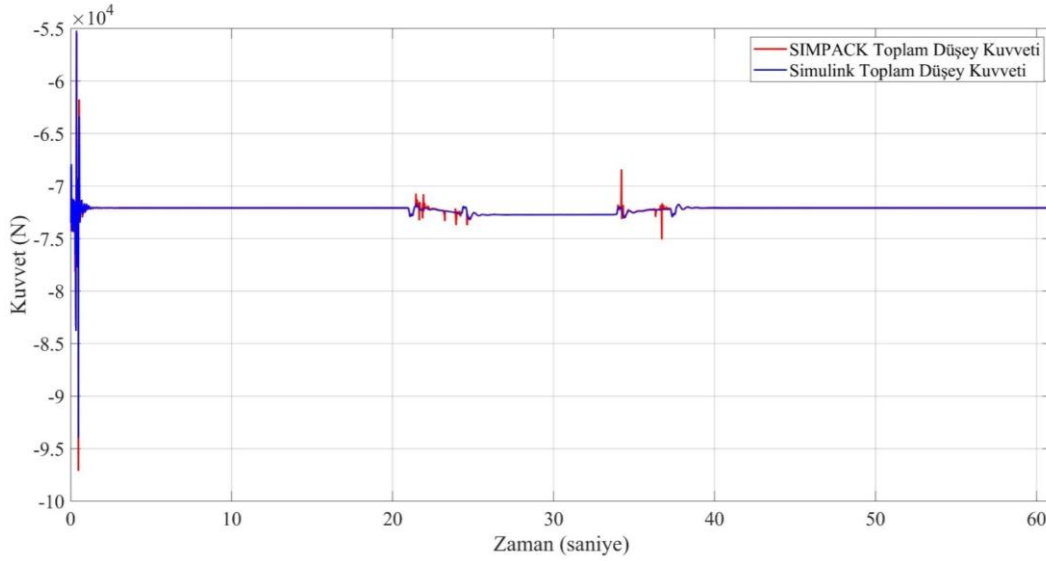
Şekil 9. 60 km/sa ve 200 m karp yarıçapında iç (sağ) tekerlek düşey temas kuvvet karşılaştırılması

Tablo 8. Dış tekerlek düşey temas kuvvet simülasyon karşılaştırması

Durum	SIMPACK (N)	MATLAB Simülasyon (N)	Tutarlılık Oranı (%)
Düz yol	-35690	-35670	99,96
Karp Girişi	-49290	-48070	97,52
Karp Orta	-43400	-42150	97,46
Karp Çıkış	-29050	-28690	99,27



Şekil 10. 60 km/sa ve 200 m karp yarıçapında dış (sol) tekerlek düşey temas kuvvet karşılaştırılması



Şekil 11. 60 km/sa ve 200 m karp yarıçapında toplam düşey temas kuvvet karşılaştırılması

Şekil 11’de görüldüğü gibi geliştirilen matematiksel model ile demiryolu taşıtının karp üzerinde hareket etmesi sonucunda oluşan toplam düşey temas kuvveti %99,96 oranında tutarlı görülmektedir.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, demiryolu taşıtlarından tekerlekler vasıtasıyla raylara iletilen düşey ve yanal kuvvetlerin belirlenebilmesi için ölçüme dayalı hesaplamalı bir metot geliştirilmiştir. Bu amaçla, demiryolunun hem düz yol hem de karp bölgeleri için Newton’un ikinci yasası kullanılarak kurulan denklemler vasıtasıyla düşey ve yanal tekerlek temas kuvvetleri elde edilmiştir. Ayrıca, bu alanda özellikle tekerlek-ray temas algoritmalarının güvenilirliği kabul görmüş ve bu nedenle yaygın olarak kullanılan çoklu gövdeli dinamik simülasyon yazılımı olan SIMPACK yazılımında 2014 yılında Metro İstanbul A.Ş. tarafından üretilmiş Yerli İstanbul Tramvayı (İTA) modellenerek düz yol ve karp simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Diğer taraftan, analitik kuvvet denklemi ifadeleri MATLAB/Simulink aracılığıyla modellenmiş olup, oluşturulan düz yol ve karp senaryosu için yapılan analizler ile elde edilen düşey ve yanal kuvvet çıktıları ile SIMPACK yazılımı simülasyonlarından elde edilen düşey ve yanal kuvvet çıktıları karşılaştırılarak geliştirilen analitik modelin tutarlılığını araştırılmıştır.

MATLAB/Simulink’te geliştirilen model ve SIMPCAK modeli simülasyon sonuçları karşılaştırıldığında, düz yolda toplam yanal tekerlek ve düşey tekerlek temas kuvvetlerinin %99’un üzerinde tutarlılık gösterdiği görülmüştür. Karp analizinde elde edilen verilerde ise toplam yanal tekerlek kuvvetinin, kurbun girişinde %95,53, kurbun ortasında %95,71 ve kurbun çıkışında %94,48 oranında yaklaştığı görülmüştür. Düşey tekerlek temas kuvvetleri analiz edildiğinde, iç ve dış tekerlek düşey temas kuvvetlerinin sırasıyla, kurbun girişinde %97,70 ve %97,52 oranında, kurbun ortasında %97,09 ve %97,46 oranında ve kurbun çıkışında ise %98,28 ve %99,27 oranında tutarlı olduğu görülmüştür. Böylece geliştirilen metotta kullanılan matematiksel ifadelerin gerçek testlerde kullanılabilir doğrulukta sonuç ürettiği ön sonucuna varılmıştır.

Geliştirilen metodun saha testlerinde pratik olarak kullanılabilmesi için kullanılacak olan araç-yol dinamik denklemlerinin süspansiyon yer değiştirmesi, boji ve tekerlek seti ivmeleri, araç hızı gibi ölçülebilir parametrelere bağlı olması gerekmektedir. Tekerlek-ray temas bölgesinde oluşan sürünme kuvvetleri ya da bu kuvvetleri oluşturan temas geometrisi, anlık sürtünme katsayısı,

sürünme faktörleri ve sabitleri gibi verilerin ise pratikte ölçülmesi mümkün değildir. SIMPACK gibi çoklu gövde dinamiği simülasyon yazılımları ise test verileri ile etkileşimli çalışmadığı için arka plana gömülen FASTSIM, KALKER lineer temas algoritması gibi algoritmaları çevrim dışı çalıştırarak çözüme ulaşmaktadır. Ayrıca, bu yazılımlarda kullanılan bütün parametreler daha önceden ölçülmüş ya da varsayımsal parametreler olmak durumundadır. Bu nedenle, MATLAB’te saha testlerinde kullanılmak üzere geliştirilen analitik model ile SIMPACK yazılımı simülasyonlarından elde edilen sonuçlar arasında maksimum %4’e yakın bir farklılığın çıkması olağan görülmektedir.

Geliştirilen metodun simülasyon ortamında SIMPACK yazılımdan elde edilen sonuçlara daha fazla yakınlaştırılabilmesi için, oluşturulan analitik kuvvet denklemleri temas dinamiğinde ihmal edilen ve ölçülmesi mümkün olmayan sürünme etkileri gibi faktörlerin yerine ikame edilecek bir vekil fonksiyonun eklenmesi ve kuvvet denklemlerine entegre edilmesi gelecek çalışmalar için amaçlanmaktadır. Entegre edilecek bu vekil fonksiyonun farklı araç hızı, kurp yarıçapı, tekerlek çapı, araç yükü gibi değişken faktörlere uyum sağlaması ve doğru sonuç üretecek formda olması gerekmektedir. Bunun için, pratikte elde edilmiş istatistiksel verilerin analiz edilerek işlenmesi, parametrik simülasyon çalışmalarının yapılması ve değişken parametrelerin raya etkileyen düşey ve yanal yükler üzerindeki etkilerinin ortaya konması gerekmektedir. Tüm bu veriler ışığında yapılacak regresyon analizleri ile doğru vekil fonksiyon geliştirilebilir. Ayrıca, veri havuzunun genişletilmesi ve sistem üzerinde mümkün olduğunca çok giriş-çıkış ilişkisi oluşturulması ile regresyon analizlerinin bir yapay zekâ algoritması yardımıyla yapılması ve uygun vekil fonksiyonun belirlenmesi de mümkün olabilecek çalışmalar arasındadır. Ayrıca bu çalışmaların iki farklı simülasyon tekniği arasında değil de yapılacak saha testleri ile geliştirilen denklemlerin sınanması ve gerçek sonuçları üretecek şekilde uyarlanmasını sağlayacak vekil fonksiyonların geliştirilmesi gelecekteki çalışmalar arasında planlanmaktadır. Burada temel zorluk, araçtan raya etkileyen kuvvetlerin geliştirilen ölçüme dayalı hesaplamalı metodun dışında kesin olarak ölçülmesi ve metodun ürettiği sonuçların kesin ölçüm sonuçlarıyla kıyaslanması olacaktır. Bu zorluğu aşmak için raya etkileyen yüklerin ölçülmesinde kullanılan sensör tekerlek gibi diğer metotlara baş vurulabilir. Ya da rayların bazı bölgelerine yerleştirilecek ve tekil noktalardan ölçüm alabilecek kuvvet ölçer veya gerinim ölçer gibi sensörlerle alınacak direkt veriler, hattın bazı noktalarını kullanarak bir karşılaştırma yapma imkânı sunabilir. Bu çalışmanın devamı niteliğinde olacak sonraki çalışmalarda, hattın düz yol ve kurp bölgelerinin bazı noktalarına yerleştirilecek gerinim ölçerlerle verilerin araç bu noktalardan geçerken toplanması ve işlenmesi sonucu raya etkileyen yanal ve düşey yüklerin kesin olarak belirlenmesi sağlanacaktır. Böylelikle, geliştirilen metodun doğruluğunu araştırmak için, gerinim ölçerlerin bulunduğu noktalarda direkt elde edilen kuvvet verileri ile ölçüme dayalı hesaplamalı metodun bu noktalar için ürettiği verilerin karşılaştırılması mümkün olacaktır.

Sonuç olarak, geliştirilen ölçüme dayalı hesaplamalı metod ile demiryolu araçlarının düz yolda ve kuplarda raylara uyguladığı yanal ve düşey yüklerin anlık olarak araç üzerinden belirlenmesine imkân sunmaktadır. Bu metod, gerek hizmete alınacak yeni demiryolu hatlarının ilgili regülasyonlara uygunluğunun test edilmesinde, gerekse yolun hizmete alınmasından sonra yolda ortaya çıkabilecek bozulmaların tespit edilmesinde ve böylece gerçekleştirilecek bakım çalışmalarının organize edilmesinde kullanılabilir bir yöntemdir. Geliştirilen yöntem, günümüzde kullanılan sensör tekerlek uygulamalarına alternatif bir yöntem olup, sensör tekerlek uygulamasına nazaran çok daha pratik ve ekonomik bir uygulamaya sahiptir.

Teşekkür

Bu çalışma, TÜBİTAK 1001 projesi kapsamında 222M001 numaralı proje desteği ile gerçekleştirilmiştir.

Kaynakça

- [1] A. Uğur, "Investigation of the world railway sector development prospects and Turkey's status," *Alphanumeric Journal*, vol. 7, no. 2, pp. 369-398, Dec. 2019, doi: 10.17093/alphanumeric.582290
- [2] A. Bracciali, and P. Folgarait, "New sensor for lateral & vertical wheel-rail forces measurements," 2008
- [3] D. Cortis, S. Giulianelli, G. Malavasi, and S. Rossi, "Self-diagnosis method for checking the wayside systems for wheel-rail vertical load measurement," *Transport Problems*, vol. 12, no. 4, pp. 91-100, Dec. 2017, doi: 10.20858/tp.2017.12.4.9
- [4] P. Zhang, J. Moraal, and Z. Li, "Design, calibration and validation of a wheel-rail contact force measurement system in v-track," *Measurement*, vol. 175, Apr. 2021, 109105, doi: 10.1016/j.measurement.2021.109105
- [5] P. Antunes, H. Magalhães, J. A. C. Ambrósio, J. Pombo, and J. N. Costa, "A co-simulation approach to the wheel-rail contact with flexible railway track," *Multibody System Dynamics*, vol. 45, no. 4, pp. 245-272, Oct. 2018, doi: 10.1007/s11044-018-09646-0
- [6] Y. Ren, and J. Chen, "A new method for wheel-rail contact force continuous measurement using instrumented wheelset," *Vehicle System Dynamics*, vol. 57, no. 2, pp. 269-285, Apr. 2017, doi: 10.1080/00423114.2018.1460853
- [7] D. Younesian, F. Javid, and E. Esmailzadeh, "On-track measurement of lateral/vertical wheel loads of running railway vehicles based on the neural network," *Proceedings of the ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 17, no. 6, pp. 467-471, Jan. 2008, doi: 10.1115/IMECE2008-68201
- [8] M. B. Bižić, D. Z. Petrović, M. C. Tomić, and Z. V. Djinović, "Development of method for experimental determination of wheel-rail contact forces and contact point position by using instrumented wheelset," *Measurement Science and Technology*, vol. 28, no. 7, Jun. 2017, doi: 10.1088/1361-6501/aa666f
- [9] P. Gullers, L. Andersson, and R. Lunden, "High-frequency vertical wheel-rail contact forces-field measurements and influence of track irregularities," *Wear*, vol. 265, no. 9-10, pp. 1472-1478, Oct. 2008, doi: 10.1016/j.wear.2008.02.035
- [10] R. Gupta, and P. K. Bharti, "Evaluation of wheel load & lateral forces, using lateral & vertical force measurement wheel in dynamic condition at rail wheel contact point," *International Journal of Engineering Research and Technology*, vol. 4, no. 4, pp. 894-902, Apr. 2015, doi: 10.17577/IJERTV4IS041168
- [11] T. Hondo, S. Kuniyuki, T. Tanaka, M. Suzuki, and H. Doi, "Measurement of wheel-rail lateral force using shear strain of wheel web in railway vehicle (Comparison with a conventional bending based method under wheel rotating condition)," *Transactions of the JSME*, vol. 87, no. 903, pp. 1-12, Nov. 2021, doi: 10.1299/transjsme.21-00253
- [12] V. R. Bagheri, P. H. Tehrani and D. Younesian, "Optimal strain gauge placement in instrumented wheelset for measuring wheel-rail contact forces," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, vol. 18, pp. 1519-1527, Nov. 2017, doi: 10.1007/s12541-017-0180-7
- [13] V. R. Bagheri, D. Younesian and P. H. Tehrani, "A new methodology for the estimation of wheel-rail contact forces at a high-frequency range," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 232, no. 10, pp. 2353-2370, Apr. 2018, doi: 10.1177/0954409718771746
- [14] P. Urda, S. Muñoz, J. F. Aceituno, and J. L. Escalona, "Wheel-rail contact force measurement using strain gauges and distance lasers on a scaled railway vehicle," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 138, Apr. 2020, doi: 10.1016/j.ymsp.2019.106555
- [15] T. Hondo, S. Kuniyuki, T. Tanaka, and M. Suzuki, "Method for measuring lateral force utilizing shear strains inside wheel load measuring holes of instrumented wheelset," *Quarterly Report of RTRI*, vol. 63, no. 2, pp. 139-144, May. 2022, doi: 10.2219/rtriqr.63.2_139
- [16] M. Bižić, and D. Petrović, "Design of instrumented wheelset for measuring wheel-rail interaction forces," *Metrology and Measurement Systems*, vol. 30, no. 3, pp. 563-579, 2023, doi: 10.24425/mms.2023.146424
- [17] J. Kalivoda, and P. Bauer, "Measurement of wheel-rail contact forces at the experimental roller rig," *EAN 2019, Jun. 2019*.
- [18] L. Wei, J. Zeng, P. Wu, and C. Song, "Safety analysis of high speed trains under cross winds using indirect wheel-rail force measuring method," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 183, pp. 55-67, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.jweia.2018.10.018

- [19] T. Zhu, X. Wang, Y. Fan, M. Wang, J. Zhang, S. Xiao, G. Yang, and B. Yang, "A time domain method for wheel-rail force identification of rail vehicles," *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 60, no. 3, pp. 790-809, Sep. 2022, doi: 10.1080/00423114.2020.1838562
- [20] F. Xia, C. Cole, and P. Wolfs, "An inverse railway wagon model and its applications," *Vehicle System Dynamics*, vol. 45, no. 6, pp. 583-605, May. 2007, doi: 10.1080/00423110601079151
- [21] T. Zhu, S. N. Xiao, Y. Guangwu, W. Ma, and Z. Zhang, "The inverse identification theory and application to high-speed trains," *Journal of Computational and Theoretical Nanoscience*, vol. 19, no. 6, pp. 1582-1586, Jun. 2013, doi: 10.1166/asl.2013.4572
- [22] T. Zhu, S. N. Xiao, Y. Guangwu, W. Ma, and Z. Zhang, "An inverse dynamics method for railway vehicle systems," *Transport*, vol. 29, no. 1, pp. 107-114, Mar. 2014, doi: 10.3846/16484142.2013.789979
- [23] C. Li, W. Liu, and R. Liang, "Identification of vertical wheel-rail contact force based on an analytical model and measurement and its application in predicting ground-borne vibration," *Measurement*, vol. 186, Dec. 2021, doi: 10.1016/j.measurement.2021.110182
- [24] K. Mal, I. Hussain, K. Shaikh, T. Memon, B. S. Chowdhry, K. Nisar, and M. Gupta, "A new estimation of nonlinear contact forces of railway vehicle," *Intelligent Automation & Soft Computing*, vol. 28, no. 3, pp. 823-841, Apr. 2021, doi: 10.32604/iasc.2021.016990
- [25] A. Zhao, J. Huang, and J. Sun, "Estimation of wheel-rail structural interactions from motion signals of high-speed train bogie," *International Journal of Dynamics and Control*, vol. 11, pp. 1609-1620, Nov. 2022, doi: 10.1007/s40435-022-01085-2
- [26] X. Xu, S. Sun, L. Niu, Z. Ke, F. Yang, and X. Xiong, "An approach for the estimation of vertical wheel/rail force using dynamic signals," *Vehicle System Dynamics*, vol. 62, no. 6, pp. 1-15, May. 2023, doi: 10.1080/00423114.2023.2214256
- [27] A. C. Pires, G. R. Mendes, G. F. M. Santos, A. P. C. Dias, and A. A. Santos, "Indirect identification of wheel rail contact forces of an instrumented heavy haul railway vehicle using machine learning," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 160, Nov. 2021, doi: 10.1016/j.ymssp.2021.107806
- [28] A. Matsumoto vd., "A new measuring method of wheel-rail contact forces and related considerations," *Wear*, vol. 265, no. 9-10, pp. 1518-1525, Oct. 2008, doi: 10.1016/j.wear.2008.02.031
- [29] A. Matsumoto vd., "Actual states of wheel/rail contact forces and friction on sharp curves - continuous monitoring from in-service trains and numerical simulations," *Wear*, vol. 314, no. 1-2, pp. 189-197, Jun. 2014, doi: 10.1016/j.wear.2013.11.046
- [30] A. Kataori, K. Doi, H. Iijima, S. Momosaki, and K. Horioka, "Development of continuous measurement equipment for angle of attack and results of measurements," East Japan Railway Culture Foundation, no. 19, pp. 46-49, May. 2012
- [31] N. Bosso, and N. Zampieri, "A novel analytical method to calculate wheel-rail tangential forces and validation on a scaled roller-rig," *Advances in Tribology*, vol. 2018, no. 1, pp. 1-11, Aug. 2018, doi: 10.1155/2018/7298236
- [32] Y. C. Cheng, S. Y. Lee, and H. H. Chen, "Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 324, no. 1-2, pp. 139-160, Jul. 2009, doi: 10.1016/j.jsv.2009.01.053
- [33] J. Zeng, L. Wei, and P. Wu, "Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel-rail forces," *Journal of Modern Transportation*, vol. 24, pp. 114-123, May. 2016, doi: 10.1007/s40534-016-0107-5
- [34] L. Wei, J. Zeng, P. Wu, and H. Gao, "Indirect method for wheel-rail force measurement and derailment evaluation," *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 52, no. 12, pp. 1622-1641, Sep. 2014, doi: 10.1080/00423114.2014.953180
- [35] V.K. Garg, and R.V. Dukkipati, *Dynamics of railway vehicle systems*. Orlando, Academic Press, 1984
- [36] M. Metin, "Hafif raylı sistemlerin titreşimleri ve kontrolü," Doktora Tezi, Makine Mühendisliği ABD, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2013

Özgeçmiş**Nihat BULDUK**

Lisans eğitimini Karabük Üniversitesinde, yüksek lisans eğitimini Yıldız Teknik Üniversitesinde tamamlamıştır. Doktora eğitimi Yıldız Teknik Üniversitesinde devam etmektedir. 2020 yılında İstanbul Beykent Üniversitesinde Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak başlamıştır. Çalışma alanları, demiryolu taşıt dinamiği, sistem dinamiği ve kontrolü, mekanik titreşimler üzerine olmaktadır.

E-Posta: nihatbulduk@hotmail.com

**Muzaffer METİN**

Lisans, yüksek lisans ve doktora eğitimini Yıldız Teknik Üniversitesinde tamamlamıştır. 2018 yılında Yıldız Teknik Üniversitesinde doktor öğretim üyesi olarak çalışmaya başlamış ve 2020 yılından itibaren doçent olarak öğretim üyeliğine devam etmektedir. Çalışma alanları, demiryolu mühendisliği, mekanik titreşimler, taşıt dinamiği ve sistem dinamiği ve kontrolü üzerine olmaktadır.

E-Posta: mmetin@yildiz.edu.tr

**Deren MARABAOĞLU**

Lisans eğitimini Yıldız Teknik Üniversitesinde tamamlamıştır. Yüksek Lisans eğitimi Yıldız Teknik Üniversitesinde devam etmektedir. 2023 yılında Yıldız Teknik Üniversitesinde Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlamıştır. Çalışma alanları, demiryolu taşıt dinamiği, sistem dinamiği ve kontrolü, mekanik titreşimler üzerine olmaktadır.

E-Posta: deren.marabaoglu@yildiz.edu.tr

Beyanlar:

Bu makalede bilimsel araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

Yazarların katkıları: Nihat BULDUK: Kavramsallaştırma, Metodoloji, Doğrulama, Kaynaklar, Görselleştirme, Yazma-orijinal taslak hazırlama. Muzaffer METİN: Metodoloji, Gözden geçirme ve düzenleme, kontrol. Deren MARABAOĞLU: Simpack Modelleme, simülasyon ve analizleri.