

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TÜVASAŞ N13 TİP LÜKS YOLCU VAGONU
SÜSPANSİYON SİSTEMİ TİTREŞİM ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Necati Oğuz SERTSÖZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM VE İMALAT
Tez Danışmanı : Dr.Öğr.Üyesi Hüseyin DAL

Ekim 2019

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TÜVASAŞ N13 TİP LÜKS YOLCU VAGONU
SÜSPANSİYON SİSTEMİ TİTREŞİM ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Necati Oğuz SERTSÖZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM VE İMALAT

Bu tez tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

**Doç. Dr.
Murat ÖZSOY
Jüri Başkanı**

**Dr. Öğr. Üyesi
Hüseyin DAL
Üye**

**Dr. Öğr. Üyesi
Gökhan ERGEN
Üye**

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Necati Oğuz SERTSÖZ

08/10/2019

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin DAL'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım boyunca beni her daim destekleyen, beni güzel temennileriyle teşvik eden sevgili eşim Aylin SERTSÖZ'e ve eğitim hayatım boyunca yanımda olan tüm aileme teşekkürü borç bilirim. Ayrıca bu tezi hazırlamamda yardımcı olan Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Öğrencileri Muhammed CREYTAH ve Muhammed MESİH ile çalışma arkadaşlarım Erbil BİLGİN, Demirhan Dinçer GÜRSOY ve Recep UYGUN'a da teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii

BÖLÜM 1.

GİRİŞ.....	1
1.1. Demiryolu Taşımacılığı Hakkında Genel Bilgiler.....	3
1.2. Dünyada Demiryolu Taşımacılığının Gelişimi.....	3
1.3. Türkiye’de Demiryolu Taşımacılığının Gelişimi	5
1.4. Demiryolu Taşımacılığında Beklentiler.....	6

BÖLÜM 2.

LİTERATÜR ÖZETİ	7
-----------------------	---

BÖLÜM 3.

DEMİRYOLU YOLCU VAGONLARI	13
3.1. Raylı Sistem Araçları ve Çeşitleri	13
3.2. Konvansiyonel Bir Yolcu Vagonunun Tanıtılması	13
3.2.1. Boji tanım ve görevleri.....	14
3.3. N13 Lüks Pulman Yolcu Vagonu.....	14
3.4. Y32 Boji	16
3.4.1. Y32 boji elemanları	17

3.4.1.1. Boji şasisi.....	19
3.4.1.2. Beşik travers	20
3.4.1.3. Tekerlek takımı	20
3.4.1.4. Birinci süspansiyon sistemi	22
3.4.1.5. İkinci süspansiyon sistemi	23
3.4.1.6. Torsiyon mili.....	24
3.5. Y32 Boji Süspansiyon Elemanları Teknik Özellikleri	25
3.5.1. Birinci süspansiyon sisteminin elemanları	25
3.5.1.1. Birinci süspansiyon helisel yayları.....	26
3.5.1.2. Kauçuk elemanlar ve çelik altlık-üstlükler.....	27
3.5.1.3. Dikey amortisör	28
3.5.2. İkinci süspansiyon sistemi elemanları.....	30
3.5.2.1. İkinci süspansiyon helisel yayları.....	30
3.5.2.2. İkinci süspansiyon dikey ve yatay amortisörler	33
3.5.2.3. İkinci süspansiyon sisteminin diğer elemanları.....	34
3.6. Y32 Boji Süspansiyon Elemanlarına Uygulanan Testler	35
3.6.1. Helisel yaylara uygulanan kuvvet testleri	35
3.6.2. Amortisörlere uygulanan kuvvet testleri	37

BÖLÜM 4.

VAGONUN MATEMATİKSEL MODELLEMESİ.....	40
4.1. Tvs N13 Tip Lüks Yolcu Vagonunun Matematiksel Modellemesi.....	41
4.2. Örnek Yarım Vagon Modeline Ait Hareket Denklemleri	42
4.3. Tvs N13 Tip Lüks Yolcu Vagonunun Dinamik Modeli.....	46
4.3.1. Tekerlek ray etkileşimi	48
4.4. Tvs N13 Tip Lüks Yolcu Vagonunun Dinamik Modellemesi.....	52
4.4.1. Modal analiz.....	52
4.5. Tvs N13 Tip Lüks Pulman Yolcu Vagonunun Konfor Analizi	58

BÖLÜM 5.

TİTREŞİM ÖLÇÜM VE ANALİZLERİ	64
5.1. Titreşim Ölçüm Sistemi.....	64

5.1.1. Dinamik sinyal analizörü.....	64
5.1.2. Koltuk ivme ölçer	65
5.2. Titreşim Ölçümleri	65
5.2.1. Vagonun 60 km/h' e hızlandığı durumda yapılan ölçümler.....	67
5.2.2. Vagon hızı 60 km/h' da sabitken yapılan ölçümler	70
5.2.3. Bozuk demiryolu hattında sabit hızdaki (60 km/h) ölçümler.....	75
5.2.4. Frekansa göre ivme titreşimi	78
5.3. Sabit Hızda RMS İvme Değerleri ve Konfor İndeksi Hesabı	79

BÖLÜM 6.

TARTIŞMA VE SONUÇ	85
KAYNAKLAR.....	87
ÖZGEÇMİŞ	88

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

α	: Havalanma katsayısı
γ	: Yay adımı
C	: Sönüm matrisi
c_v	: Boji-gövde arası sönüm katsayısı
d	: Çap
D	: Ortalama çap
De	: Dış çap
Di	: İç çap
e	: Maksimum gerilme
F	: Kuvvet
Fv	: Flexible kuvvet
I_v	: Vagon gövdesinin kütleli atalet momenti
K	: Rijitlik matrisi
k_h	: Rayın rijitlik katsayısı
k_v	: Boji-gövde arası yay katsayısı
λ	: Dalga boyu
L	:Yükseklik
M	: Kütle matrisi
m_v	: Vagon gövdesinin kütlesi
n	: Aktif kıvrılma
N	: Yay sarım sayısı (yararlı)
N	: Konfor indeksi
nt	: Toplam kıvrılma
P	: Birinci süspansiyon sistemi helisel yay yüklü araca bağlı yük
P0	: Birinci süspansiyon sistemi helisel yay boş araca bağlı yük
R	: Birinci süspansiyon sistemi helisel yay ortalama çevrilme

RMS: : Titreşimin efektif değeri
TÜVASAŞ : Türkiye Vagon Sanayi Anonim Şirketi
TCDD : Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları
 x_r : Yol düzgünsüzlüğü
Z : Yer değiştirme vektörü



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Richard Trevithick'in Penydarren adlı lokomotifi.....	4
Şekil 1.2. Siemens tarafından üretilen dünyanın ilk elektrikli tramvayı 1881.....	5
Şekil 3.1. Y32 boji genel görünüş.....	16
Şekil 3.2. Y32 boji temel birleşenleri.....	18
Şekil 3.3. Y32 boji şasisi.....	19
Şekil 3.4. Y32 beşik traversi.....	20
Şekil 3.5. Y32 boji tekerlek takımı.....	21
Şekil 3.6. Y32 boji aks kutusu.....	21
Şekil 3.7. Y32 boji birinci süspansiyon sistemi.....	22
Şekil 3.8. Y32 boji ikinci süspansiyon sistemi.....	23
Şekil 3.9. Y32 boji torsiyon mili (Anti-roll bar sistemi).....	24
Şekil 3.10. Y32 birinci süspansiyon sistemi yerleşim.....	25
Şekil 3.11. Birinci süspansiyon grubu kesit görünüşü.....	26
Şekil 3.12. Birinci süspansiyon grubu helisel yaylar iç ve dış yaylar.....	27
Şekil 3.13. Birinci süspansiyon sistemi helisel yaylar.....	27
Şekil 3.14. Birinci süspansiyon sisteminde kullanılan kauçuk elemanlar ile çelik altlık-üstlükler.....	28
Şekil 3.15. Birinci süspansiyon sistemi dikey amortisör teknik çizimi.....	29
Şekil 3.16. Y32 boji birinci süspansiyon sistemi dikey amortisör yerleşimi.....	29
Şekil 3.17. Y32 boji ikinci süspansiyon sistemi elemanları.....	30
Şekil 3.18. Y32 boji ikinci.süspansiyon sistemi helisel yayları.....	31
Şekil 3.19. Y32 boji ikinci.süspansiyon sistemi helisel yaylar teknik resimleri.....	32
Şekil 3.20. İkinci süspansiyon sol-sağ helisel yaylar teknik resim.....	32
Şekil 3.21. Y32 boji süspansiyon sisteminde kullanılan amortisörler.....	33
Şekil 3.22. Y32 boji ikinci süspansiyon dikey amortisör.....	33
Şekil 3.23. Y32 ikinci süspansiyon yatay amortisör.....	34

Şekil 3.24. Y32 boji ikinci süspansiyon sistemi diğer elemanları	35
Şekil 3.25. Y32 boji birinci süspansiyon sistemi helisel yayının test işlemi	36
Şekil 3.26. Y32 boji birinci süspansiyon sistemi helisel yayının test sonuç ekran görüntüsü.....	37
Şekil 3.27. Y32 boji birinci süspansiyon dikey amortisör test işlemi	38
Şekil 3.28. Y32 boji birinci süspansiyon dikey amortisör testi sonuç ekranı	39
Şekil 4.1. Tvs N13 lüks pulman yolcu vagonu	40
Şekil 4.2. Tvs N13 tip vagon boji yerleşimi.....	40
Şekil 4.3. On serbestlik dereceli örnek yarım vagon modeli	41
Şekil 4.4. Tvs N13 tip lüks yolcu vagonuna ait model topolojisi	47
Şekil 4.5. Tvs .N13 tip lüks yolcu vagonuna ait görsel model	47
Şekil 4.6. FASTSIM metoduna göre temas elipsi içerisine $m_x \times m_y$ boyutunda ağ elemanlar oluşturulması	49
Şekil 4.7. UIC 510-2, S1002 tekerlek profili	50
Şekil 4.8. EN 13674-1 UIC 60 tip ray profili.....	50
Şekil 4.9. Tekerlek ve ray profillerin oluşturduğu geometrik temas noktaları.....	51
Şekil 4.10. Bir tekerlek setindeki sağ ve sol tekerlek-raya ait eş değer koniklik, tekerlek-ray profilinin oluşturacağı geometrik temas noktaları	51
Şekil 4.11. Araçta oluşan titreşim modları	53
Şekil 4.12. Gövde yuvarlanma (1,42 Hz).....	54
Şekil 4.13. Gövde yalpa (0,27 Hz).....	54
Şekil 4.14. Gövde yanal (0,77 Hz).....	55
Şekil 4.15. Gövde zıplama (1,41 Hz).....	55
Şekil 4.16. Gövde kafa vurma (1,69 Hz)	55
Şekil 4.17. Boji yanal (20,61Hz).....	56
Şekil 4.18. Boji zıplama (8,14 Hz).....	56
Şekil 4.19. Boji kafa vurma (12,95 Hz)	57
Şekil 4.20. Boji yuvarlanma (11,33 Hz).....	57
Şekil 4.21. a) Yol üstten görünüş , b) kurp c) dever	59
Şekil 4.22. Z ekseni yol düzensizliği,	59
Şekil 4.23. Y ekseni yol düzensizliği	60
Şekil 4.24. Araç modelinin içerisinde ivme ölçer	60

Şekil 4.25. İvme ölçerle alınan x, y ve z eksenlerinde işlenmemiş veriler	61
Şekil 4.26. Filtrelenmiş dataların ivme değerleri-1	62
Şekil 4.27. Filtrelenmiş dataların ivme değerleri-2.....	62
Şekil 5.1. Photon+ dinamik sinyal analizörü	64
Şekil 5.2. Koltuk ivme ölçer	65
Şekil 5.3. Koltuk ve zemine yerleştirilen titreşim ölçüm cihazları	66
Şekil 5.4. İvme ölçerlerin bilgisayara bağlantısı.....	66
Şekil 5.5. X yönünde 0-54 saniye arasında kaydedilen ivme titreşim değerleri	67
Şekil 5.6. X yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği	67
Şekil 5.7. Y yönünde 0-54 saniye arasında kaydedilen ivme titreşim değerleri	68
Şekil 5.8. Y yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği	68
Şekil 5.9. Z yönünde 0-54 saniye arasında kaydedilen ivme titreşim değerleri	69
Şekil 5.10. Z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği.....	69
Şekil 5.11. Vagon zemininin z yönünde (düşey yönü) ivme titreşimi.....	70
Şekil 5.12. Zeminin z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi.....	70
Şekil 5.13. Koltuğun x yönünde (vagon yanal yönü) 48 saniyelik ivme titreşimi değerleri.....	71
Şekil 5.14. Koltuğun x yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS değerleri	71
Şekil 5.15. Koltuğun y yönünde (vagon hareket yönü) 48 saniyelik ivme titreşimi değerleri.....	71
Şekil 5.16. Y yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği	72
Şekil 5.17. Z yönünde ilk 48 saniyede kaydedilen ivme titreşimi değerleri	72
Şekil 5.18. Z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği.....	73
Şekil 5.19. Vagon zemininin z yönünde (düşey yönü) ivme titreşimi	73
Şekil 5.20. Vagon zeminin z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi	74
Şekil 5.21. Koltuk x,y ve z eksenleri ivme titreşimi	74
Şekil 5.22. Koltuğun z eksenine göre zemin düşey yönünün zamana göre değişimi	75
Şekil 5.23. X yönünde ilk 54 saniyede kaydedilen ivme titreşimi değerleri.....	75
Şekil 5.24. X yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği	76
Şekil 5.25. Y yönünde ilk 54 saniyede kaydedilen ivme titreşimi değerleri.....	76
Şekil 5.26. Y yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği	76
Şekil 5.27. Z yönünde ilk 54 saniyede kaydedilen ivme titreşimi değerleri.....	77

Şekil 5.28. Z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği.....	77
Şekil 5.29. Vagon zemininin z yönünde (düşey yönü) ivme titreşimi	78
Şekil 5.30. Zeminin z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi.....	78
Şekil 5.31. Koltuğun 3 eksenli ve vagon zemininin düşey ekseninin ivme titreşimi değerleri.....	79
Şekil 5.32. Koltuğun (x) yönündeki zamana göre RMS değerleri grafiği	79
Şekil 5.33. Koltuğun (y) yönündeki zamana göre RMS değerleri grafiği	80
Şekil 5.34. Koltuğun (z) yönündeki zamana göre RMS değerleri grafiği	80
Şekil 5.35. Vagon zemininin düşey yönde zamana göre RMS değerleri grafiği.....	81
Şekil 6.1. Gerçek vagon ve Simpack modelinin 48 saniyelik titreşim ölçümlerinin karşılaştırılması	85

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. TVS N13 tip lüks pulman yolcu vagonu teknik özellikleri.....	15
Tablo 3.2. Y32 tip boji teknik özellikleri	17
Tablo 3.3. Y32 tip boji birinci süspansiyon sistemi iç ve dış helisel yaylarının teknik özellikleri.....	26
Tablo 3.4. Y32 tip boji ikinci süspansiyon sistemi sol-sağ helisel yayların teknik özellikleri.....	31
Tablo 4.1. N13 vagon teknik özellikler	41
Tablo 4.2. Mod şekilleri ve frekansları	58
Tablo 4.3. Yolcu vagonlarında konfor indeksine göre konfor sınıfları	63

ÖZET

Anahtar kelimeler: Vagon, titreşim, süspansiyon sistemi, matematiksel model, helisel yay, amortisör, konfor indeksi, simpack.

Bu çalışmada günümüz gelişen teknolojisinin oluşturduğu yüksek konfor beklentisinin bir sonucu olarak yeni nesil yolcu vagonlarında uygulanan süspansiyon sistemine sahip olan Tvs N13 tip lüks yolcu vagonunun süspansiyon sisteminin titreşim analizi yapılmıştır. Bu kapsamda ilk olarak yolcu vagonu ve bojisi teknik yönleriyle tanıtılmıştır. Daha sonra Simpact programı kullanılarak vagonun matematiksel analizi yapılmıştır.

Simpact programı ile tam model bir yolcu vagonunun birinci ve ikinci süspansiyon sistemine ait elemanların titreşim hesaplamaları yapılmıştır. Bu model kullanılarak; helisel yaylar ile yatay ve dikey amortisörlerin titreşim hesaplamaları yapılmıştır. Model üzerinden yapılan çalışmalara paralel olarak, ilk önce fabrika ortamında kurulu bulunan yay test ve amortisör test cihazlarıyla ölçüm yapılarak bu elemanların statik yükleme durumlarındaki teknik değerleri hakkında bilgi sahibi olunmuştur. Daha sonra gerçek vagon üzerinde çeşitli titreşim ölçümleri yapılarak bu elemanların vagonun hareketi sırasındaki gerçek titreşim değerleri de elde edilmiştir.

Sonuçlar incelendiğinde matematiksel modelin gerçek çalışma şartları ve statik yükleme durumunda elde edilen değerlere yakın değerleri ortaya çıkardığı tespit edilmiştir. Matematiksel model çözülerek ulaşılan titreşim değerlerinden çıkarılan konfor indeksine göre vagonun konfor sınıfının; iyi konforlu sınıfta olduğu tespit edilmiştir. Yine vagonun hareket testleri sırasında yapılan ölçümlerde aynı sonucu vermiştir. Modelin başarılı olduğu anlaşılmıştır.

TÜVASAŞ N13 TYPE LUXURY PASSENGER WAGON SUSPENSION SYSTEM VIBRATION ANALYSIS

SUMMARY

Keywords: Wagon, vibration, suspension system, mathematical model, helical spring, shock absorber, comfort index.

In this study, vibration analysis of the suspension system of TVS N13 type luxury passenger wagon which has suspension system applied in the new generation passenger wagons as a result of the high comfort expectation created by today's developing technology is analyzed. In this context, the passenger car and bogie were first introduced in technical aspects. Then the mathematical analysis of the wagon was carried out using Simpack program.

Vibration calculations of the components of the first and second suspension system of a full model passenger car were made with Simpack program. Using this model; vibration calculations of helical springs and horizontal and vertical shock absorbers were made. In parallel with the studies carried out on the model, firstly, measurements were made with spring testers and shock absorber testers installed in the factory environment and the technical values of these elements in static loading conditions were obtained. Then, various vibration measurements were made on the real wagon and the real vibration values of these elements during the movement of the wagon were obtained.

When the results were examined, it was found that the mathematical model revealed values close to those obtained under real working conditions and static loading. According to the comfort index obtained from the vibration values obtained by solving the mathematical model, the comfort class of the wagon; was found to be in a comfortable class. It also gave the same result in measurements made during the motion tests of the wagon. The model was found to be successful.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

İnsanoğlu dünya üzerinde yaşamaya başladığı ilk dönemlerden beri; ulaşım ve taşımacılık insan hayatında önemli bir yer tutmaktadır. İlk çağlardan beri insanlar iklim değışiklikleri, savaşlar, kıtlık gibi nedenlerden dolayı bir yerden bir yere göç etmiş veya ticaret amacıyla mallarını bir yerden bir yere taşıma ihtiyacı duymuşlardır. Tekerleğin icadının insanlık tarihinin dönüm noktalarından bir olduğu düşünöldüğünde ulaştırmanın insanoğlu için tarihin ilk çağlarından beri ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır.

İnsanlar ilk çağlardan beri ulaştırma sorunlarını gidermek için birçok yöntem kullanmışlardır. Demiryolu taşımacılığı da insanoğlunun ihtiyaçları sonucu ortaya çıkmıştır. 17. yy başlarında ilk olarak madenlerde kullanılmaya başlanan demiryolları kısa süre içerisinde gelişim göstermiş ve ulaştırma sektöründeki yerini almıştır. Hızla ilerleyen teknolojik gelişmelere ayak uyduran demiryollarında, yüksek hızlı trenler kullanılarak günümüz dünyasının en hızlı ulaşım aracı olarak kabul edilen uçaklara yakın hızlarla taşımacılık yapılabilmektedir. Ayrıca demiryolları düşük kaza oranları ile günümüzün en güvenli taşıma araçları arasında yer almaktadır.

Ölkemizde Cumhuriyetin ilk yıllarında yapılan büyük yatırımlardan sonra ikinci plan atılan demiryolları için 2003 yılında yeni bir atılım dönemi başlamıştır. Yeni yüksek hızlı tren hatları yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir. Mevcut yolların iyileştirme çalışmaları da devam etmektedir. Ayrıca yine kent içi trafiği rahatlatmak için, büyükşehirlerimizde toplu taşımada demiryolları kullanımını da son dönemde artış gösteremeye başlamıştır.

Demiryollarında taşımacılığı yolcu ve yük taşımacılığı olarak iki ana kısma ayırmak mümkündür. Artan teknolojik gelişmelere paralel olarak insanların ulaşım araçlarından beklentilerini de arttırmıştır. Günümüzde insanlar yüksek hızlarla konforlu ve güvenli bir yolculuğu tercih etmektedirler. Demiryolları araçlarında da diğer ulaşım araçlarında olduğu gibi konforu arttırmak için süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Demiryolu araçlarının artan hızları neticesinde titreşim konforunu sağlamak için çeşitli süspansiyon sistemleri geliştirilmeye devam edilmektedir.

Ülkemizin yolcu vagonları ve tren setleri imalatı konusunda güzide ve tecrübeli bir kuruluşu olan TÜVASAŞ'ta süspansiyon sistemleri ve araç titreşim konforu konularında, zorunlu bir gereksinim olmasına rağmen, daha önce yeterli bir Ar-Ge çalışması yapılmamıştır. Günümüzde bir demiryolu aracında uluslararası standartlarda iyi bir seyahat konforu sağlamak için, TÜVASAŞ tarafından üretilen yolcu vagonlarının süspansiyon sistemlerinin irdelenmesi, analiz edilmesi ve dinamik performansı üzerine bir çalışma yapılması önemlidir.

TÜVASAŞ'ın Endüstri 4.0 çağında, ülkemizin son yıllardaki teknoloji atılımına ayak uydurabilmesi için Ar-Ge ve bilimsel çalışmalara yönelmesi kaçınılmazdır. Bu tez çalışmasında, hâlihazırda kullanılan N13 tip TÜVASAŞ yolcu vagonunun dinamik performansı titreşim konforu açısından incelenecektir. Proje çalışması, yolcu vagonunun pasif süspansiyon sisteminin incelenmesini ve analiz edilmesini kapsamaktadır. Bilimsel literatür paralelinde, yolcu vagonunun dinamik davranışını gösteren matematiksel bir model türetilecek, bu model kullanılarak çözüm simülasyonu yapılacak ve vagonun dinamik performansı tespit edilerek seyahat konforu açısından durum tespiti yapılacaktır. Simülasyon çalışmalarında kullanılmak üzere süspansiyon araçlarının (yay, amortisör, hava körükleri vb.) dinamik testleri gerçekleştirilecektir. Aynı zamanda seyahat esnasında belli periyotlarda ve vagonun belirli noktalarından titreşim ölçümleri alınacaktır. Alınan titreşim ölçümleri analiz edilerek simülasyon ve yolcu vagonları konfor standartlarıyla karşılaştırılacaktır. Konfor açısından kullanılması gereken uygun süspansiyon elemanları parametreleri belirlenecektir. Yapılan çalışmayla TÜVASAŞ'ta üretilen tüm yolcu vagon tipleri için en uygun süspansiyon sistemi parametreleri tespit edilebilecektir. Çalışma ve

sonuçları TÜVASAŞ'ın Ar-Ge ve mühendislik altyapısına önemli bir katkı sunacaktır. İleride mevcut pasif süspansiyon sistemini geliştirmek için ve Endüstri 4.0'a ayak uydurabilmek için kullanılacak aktif titreşim kontrolüne kolaylıkla geçiş yapılabilir duruma gelecektir. Bu çalışma sonuçlarının yolcu vagonlarının veya diğer araçların süspansiyon sistemleri tercihiinde dikkate alınması durumunda, mevcut duruma göre daha güvenli ve daha konforlu bir demiryolu seyahati gerçekleştirilebilecektir.

1.1. Demiryolu Taşımacılığı Hakkında Genel Bilgiler

Demiryolu yolcu taşımacılığının dünyada ve ülkemizdeki tarihsel gelişimi ve günümüzde yolcuların demiryolu yolcu taşımacılığından beledikleri hakkında bilgi sahibi olmak tezimizin amacı konusunda bize yardımcı olacaktır. Demiryolu taşımacılığı yolcu ve yük taşımacılığı olarak ikiye ayrılabilir. Bu tez çalışmasında genel olarak yolcu taşımacılığı üzerinde durulacaktır.

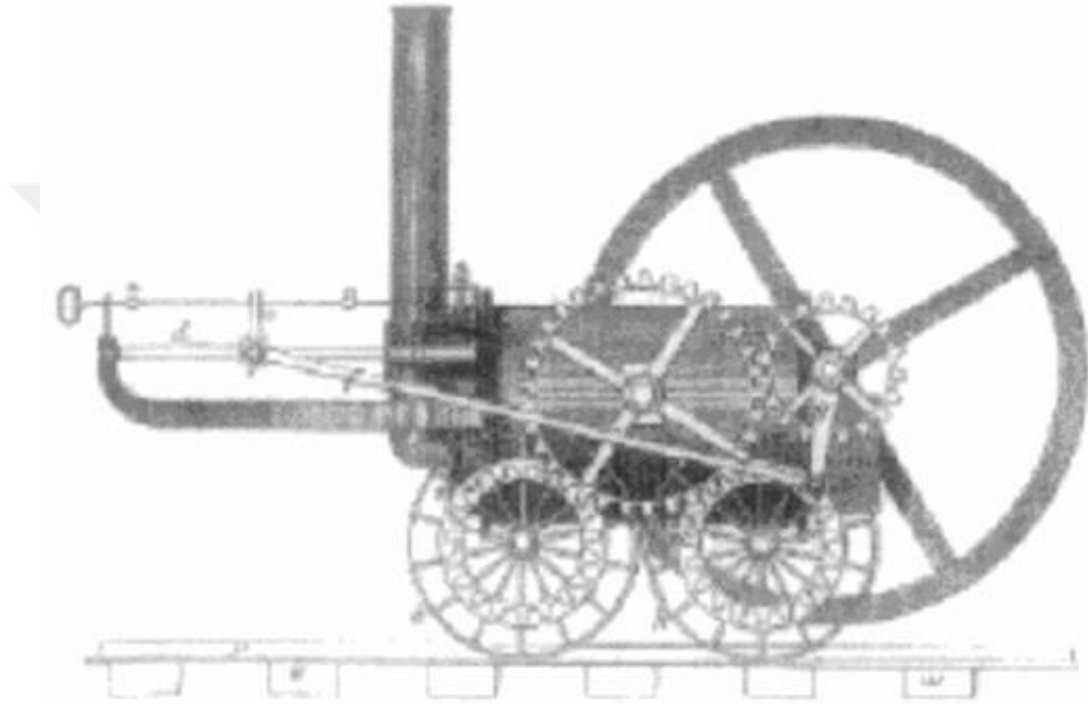
1.2. Dünyada Demiryolu Taşımacılığının Gelişimi

Ray kullanarak yapılan taşımacılığa ilk olarak 17. yüzyılda maden ocaklarında başlanmıştır. Bunlar; at veya insanlar tarafından itilen-çekilen, yassı taş veya kalaslardan oluşan raylar üzerinde hareket ettirilen vagonlardır. Artan yük taşıma ihtiyacıyla yetersiz kalan bu sistem sanayi devrimi ile birlikte yerini döküm veya dövme demir plakalar kullanılarak yapılan raylara bırakmaya başlamıştır [1].

Demiryolu kullanılarak yapılan yolcu taşımacılığı içinde bilinen ilk örnek 1630 yılında İngiltere'de demir raylar üzerinde "Tramways" adı verilen araçlarla yapılan taşımacılıktır [2].

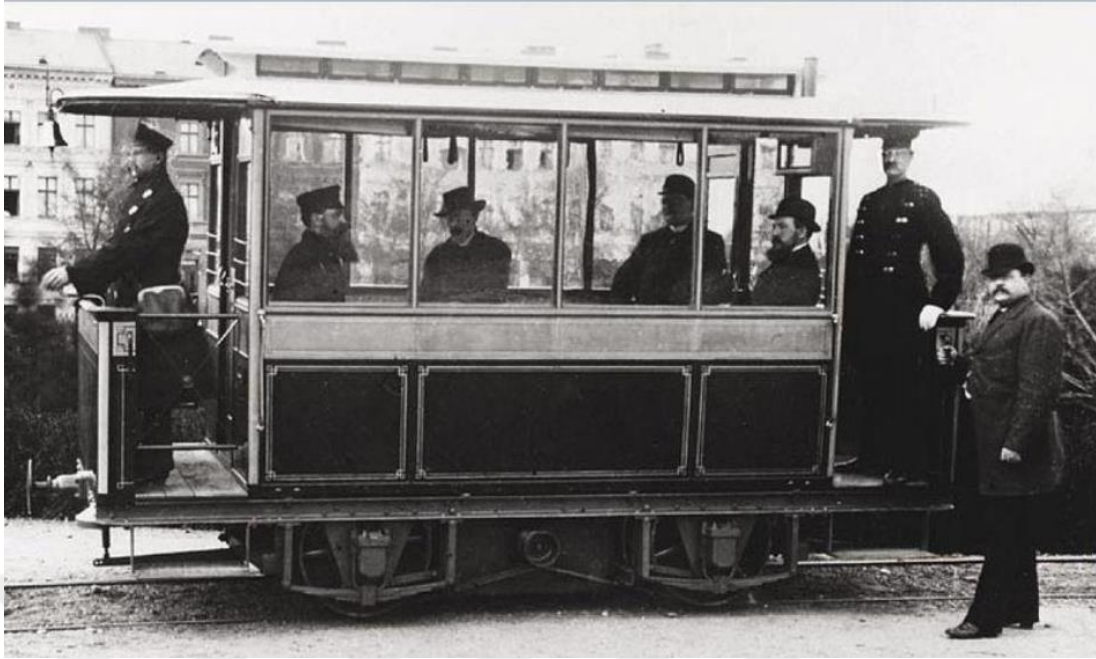
18. Yüzyılın sonlarında diğer bazı Avrupa kentlerinde de metalik raylar üzerinde atlı tramvaylar görülmeye başlamıştır. Buharlı makinelerin kullanılmaya başlanılmasında kadar kullanılan atlı tramvaylar çağdaş raylı sistemlerin atası olarak kabul edilmektedir [3].

Şekil 1.1.'de görülen ilk lokomotif İngiltere'de 1804 yılında Richard Trevithic tarafından yapılmıştır. Bu lokomotif tarafından çekilen ilk katar saatte ancak 8 km yol kat edebilmekteydi. 1826 yılında A.B.D. de George Stephenson'un geliştirdiği lokomotif günümüzdeki anlamda ilk buharlı lokomotifdir. Saatte ortalama 48 km yol yapabilen bu lokomotif İngiltere'de ilk defa Liverpool-Manchester hattında çalıştırılmış olup bu hatta hem yük hem de yolcu taşımacılığı yapılmıştır [2].



Şekil 1.1. Richard Trevithick'in Penydarren adlı lokomotifi [2]

Gelişimi devam eden demiryolu sektöründe önce hız artmış daha sonrada yeni sistemler ortaya çıkmaya başlamıştır. 1863 yılında Londra'da buharlı lokomotif kullanılan ilk metro sistemi hizmete açılmıştır. 1880 yılına kadar buharlı makinelerin kullanıldığı demiryolu sektöründe ilk elektrikli tramvay Berlin Banliyö hattında kullanılmaya başlanmıştır. Şekil 1.2.'de görülen ilk trolleybüste 1881 yılında Siemens tarafından geliştirilmiştir. Elektrikli sistem daha sonra metro araçlarında da kullanılmaya başlamıştır. 19. Yüzyılın sonlarında ve 20. Yüzyılın başlarında yolcu taşımacılığında demiryolları kullanımı tüm dünyada yaygınlaşmaya başlamıştır [3]. Daha sonra gelişimine devam eden sektör günümüzdeki halini almıştır.



Şekil 1.2. Siemens tarafından üretilen dünyanın ilk elektrikli tramvayı 1881 [3]

1.3. Türkiye’de Demiryolu Taşımacılığının Gelişimi

Dünyada buharlı lokomotifin kullanılmaya başlanılmasından 33 yıl sonra 1856 yılında Anadolu halkı demiryolu taşımacılığıyla tanışmıştır. Asıl olarak ülkemizde demiryolları hakkındaki çalışmalara 1802 yılında başlanmıştır [2].

Anadolu’da inşa edilen ilk demiryolu hattı 130 km uzunluğundaki İzmir-Aydın hattıdır. Yapımı 10 yıl süren hat 1866 yılında işletmeye açılabilmiştir. Anadolu insanının dünyada o dönemlerde ortaya çıkan diğer teknolojik gelişmelere nazaran demiryolları ile tanışmakta geç kalmadığı anlaşılmaktadır. Osmanlı Devleti döneminde yaşanan ekonomik sıkıntılar nedeniyle devletçe zaruri görülen demiryolu inşa işlerine yabancı şirketlere verilen birtakım imtiyazlarla devam edilebilmiştir. Bu dönemde yapımı tamamlanan, fakat teknik yönden birçok yetersizlikleri de bulunan ve yabancı şirketlere ait 4018 km demiryolu Lozan Konferansında Türkiye Cumhuriyeti Hükümetine devredilmiştir [4].

Türkiye Cumhuriyeti Demiryolları 1923-1940 yılları arasında altın çağını yaşamıştır. Cumhuriyet dönemi öncesinde yabancı şirketlerden devir alınan demiryolları ile

birlikte 4559 km olan demiryolu hattı; 1923 yılı ile 1940 yılları arasında 8637 kilometreye ulaşmıştır. Bu dönemden sonra çeşitli siyasi ve ekonomik nedenlerle geri planda kalan ve yatırım yapılmayan Türkiye Cumhuriyeti Demiryollarında 1950 yılından 2003 yılına kadar ise sadece 1871 kilometrelik yeni yol yapılabilmektedir [5].

2003 yılı sonuna kadar ihmal edilen bu sektörü tekrar canlandırmak için; 2023 yılı hedef alınarak, 12 bin km'lik hızlı ve yüksek hızlı tren hattı için planlamalar yapılmıştır. Değişen devlet politikasıyla günümüze kadar olan 15 yıllık süre içerisinde dev projeler hayata geçirilmeye başlanmıştır. Bu yatırımlar kapsamında yeni yüksek hızlı tren hatları yapılmış ve işletmeye açılmıştır. Yeni yapılan hatların yanı sıra uzun süredir ihmal edilen mevcut konvansiyonel hatların yenilenmesi, elektrifikasyonu ve sinyalizasyon kurulumu işleri devam etmektedir. Ulusal demiryollarındaki bu yeniden yapılanmaya ek olarak, büyükşehir belediyelerinin de kent içi raylı sistem taşımacılığına yönelmesi sonucunda, ülkede demiryolu sektöründe kamu ve özel sektörüyle büyük bir yatırım hamlesi başlamıştır [3].

1.4. Demiryolu Taşımacılığında Beklentiler

Günümüzde hızla gelişen teknoloji ile doğru orantılı olarak; ulaşımda demiryollarını kullanan yolcuların beklentileri de artmaktadır. Kullanılmaya başlandığı ilk dönemlerden beri demiryolu taşımacılığı da bu beklentilere karşılık vermeye çalışmaktadır. Günümüzde yolcular; yüksek hızda güvenli bir yolculuk talep etmektedirler. Bunun yanı sıra yolcular; ses, titreşim ve ısı konforlarının da yüksek olmasını talep etmektedirler.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ÖZETİ

Hızla gelişen demiryolu sektöründe yolcuların konfor beklentileri de artmaktadır. Yolcu vagonlarında kullanılan süspansiyon sistemlerinin önemli amaçlarından biri de konforu sağlamaktır. Bu bölümde literatürde vagonların süspansiyon sistemlerinin titreşim analizi konusunda yapılan çalışmalar incelenmiştir.

Dr Ralph Streiter öncülüğünde 2001 yılı sonlarında gerçekleştirilen DaimlerChrysler ve Bombardier Transport firmalarının ortak projesinde; yüksek hızlı trenler için kapalı bir mekatronik amortisör sistemi için çalışma yapılmıştır. Bu çalışma prototipte başarılı olmuştur. Mekatronik sistem konusunda başarı sağlanan ilk çalışma olarak ortaya çıkmıştır [6].

Talib; 2011 yılında demiryolu araç dinamiği konusunda bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında yüksek hızlı trenlerde daha yüksek bir yolculuk konforunu elde etmeyi amaçlamıştır. Kurduğu matematiksel modelle hız arttıkça konforun azaldığını tespit etmiş, sistem üzerinde yaptığı iyileştirme çalışmaları içinde kurduğu model yardımıyla ölçümler yapmış ve sonuçta iyileştirme konusunda başarı sağlamıştır [7].

Zawawi; hassas ve tehlikeli yük taşıyan demiryolu araçlarında kullanılacak süspansiyon sistemleri için iki farklı sistem tasarlamıştır. Yaptığı tasarımlarda süspansiyon sistemleri sırasıyla aks ile bağlantılı veya bağlantısız olarak dizayn etmiştir. Yapılan sistem analizlerinde aks ile bağlantısız çalışan süspansiyon sisteminin daha başarılı olduğunu ortaya çıkarmıştır [8].

Kumar ve çalışma arkadaşları; demiryolu lokomotiflerinde kullanılan birinci süspansiyon yayının analizi konusunda çalışmışlardır. 20NiCrMo2 malzemeden imal edilen yay ile Krom-Vanadyum'dan imal edilen helisel yayların burkulma analiz sonuçlarını ANSYS 14.0 kullanarak karşılaştırmışlardır. Yapılan analiz ve diğer hesaplamalar sonucunda 20NiCrMo2 malzeme yay imalatı için daha uygun bulunmuştur [9].

Kolay; Aktaş Holding için yaptığı çalışmasında günümüzde yeni nesil raylı taşıtlarda ikinci süspansiyon sistemi elemanı olarak kullanılan hava yastıklarını ve hava yastıklarının üretim ve test işlemlerinde kullanılan cihazları incelemiştir [10].

Kumbhalkar ve ark. raylı taşıtlarda kullanılan süspansiyon yaylarının farklı yol ve hızlardaki davranışlarını sonlu elemanlar yöntemi ve FFT titreşim analizatörü kullanarak analiz etmeye çalışmışlardır. Dikey yöndeki dinamik hareketlerin, süspansiyon yayını en çok zorlayan hareketler olduğu tespit edilmiştir [11].

Kumar ve Vikas tipik bir Hint demiryolu aracında Dikey dinamik davranışların modellenmesi konusunda çalışmışlardır. Çalışmalarında yolcu vagonları için önemli bir konu olan konfor kalitesinin gerekliliğine değinmişlerdir. Bu kapsamda 17 serbestlik dereceli bir model oluşturulmuş ve dikey ivmelenme tepkisi hesaplanmıştır. Sonuçlar Hint Demiryollarının kullandığı 'Sperling Sürüş Endeksi' değerleri ile karşılaştırılmış ve büyük oranda değerler birbirine yakın çıkmıştır [12].

Ahmet, Hazlina ve Rashid bir demiryolu vagonunun bütünü için yapılan pasif hesaplamaları çeyrek bir vagon modeli üzerinde aktif olarak doğrulamaya çalışmışlar ve başarı sağlamışlardır [13].

Magalhães; 2013 yılında Portekiz demiryollarında çalışan Alfa Pendular (YHT) ve Hafif Raylı Taşıt 2000 tip araçlar için; gelişmiş hesaplamalı bir model çalışması yapmış ve gerçekçi senaryolar geliştirip dinamik performans analiz sonuçları elde etmiştir [14].

Zolotas ve Goodall; 2007 yılında bir demiryolu vagonu süspansiyon sistemi için modelleme ve kontrol üzerine çalışmışlardır. Çalışmanın ilk bölümünde model oluşturulmuş ikinci bölümde ise bu modele göre kontroller yapılmıştır [15].

Fagerlund; 2009 yılında bir demiryolu vagonu için; aktif bir ikincil süspansiyon sisteminin pasif sisteme göre avantajlarını tespit etmek amacıyla bir model oluşturmuştur. Yaptığı kontrol ölçümleri ile aktif sistemin pasife göre maliyet ve ağırlığın azalması gibi avantajları olduğunu tespit etmiştir [16].

Park, Kim ve Bae; 2009 yılında test sürüşleri ile birlikte 2002 yılından beri 350 km/h hızla çalışmakta olan Kore Yüksek Hızlı Treni için süspansiyon karakteristiğinin duyarlılık analizi için yaptıkları çalışmalarında hassasiyet analizi yapmak için bir model oluşturmuşlardır. Uluslararası standartlar kullanılarak güvenlik ve sürüş konfor hesaplamaları yapılan tren için; hassasiyet analiz modeli ile yapılan kontrollerde süspansiyon sisteminin gerçekten verimli çalıştığı tespit edilmiştir [17].

Dumitriu; 2013 yılında dikey süspansiyon sistemi kullanılan demiryolu araçlarında, demiryolu konfor endeksini değerlendirmek üzerine bir çalışma yapmıştır. Dikey titreşimlerin değerini etkileyen faktörleri dikkate alarak yüksek hızlarda dinamik davranışın doğru bir şekilde değerlendirilmesini sağlayan bir sistem modeli tasarlamıştır. Yapılan çalışmada kritik titreşim noktalarında bile demiryolu konfor endeksinin yüksek çıktığı görülmüştür. Buradan dikey süspansiyon sistemlerinin sönümlemeyi en iyi şekilde yaptığı tespit edilmiştir [18].

Graa ve ark.; raylı taşıtlarda konfor değerlendirmesi için dinamik titreşimin modellemesi ve simülasyonu konusunda çalışmışlardır. Demiryolu taşımacılığı için konfor, konfor içinde titreşim çok önemli olduğundan; tekerlek profili, ray düzensizlikleri vs. sebebiyle ortaya çıkan titreşimler konusunu araştırmışlardır. Lagrange denklemleri yardımıyla bir demiryolu aracının dikey dinamik davranışlarının simülasyonu çalışması yapılmıştır. Bunun için 17 serbestlik dereceli bir model oluşturulmuş ve çıkan sonuçlar; Sperling endeksi ve ISO 2631 için yeterli bulunmuştur [19].

Corradi ve ark.; Yüksek hızlı trenlerde (YHT) sürüş konforunu arttırmak için ikincil süspansiyon sistemlerinin optimizasyonu konusunda araştırma yapmışlardır. YHT araçları için bir modal analizi yapılarak en yüksek titreşim modları tespit edildi. İkincil süspansiyon sistemindeki damperlerin titreşim azaltarak sürüş ve yolculuk konforunu arttırdığı kanıtlandı [20].

Esen ve Mızrak; Y32 tip boji gövdesinin statik ve dinamik yükleme analizleri konusunda çalışmışlardır. Çalışmalarında bojinini bilgisayar destekli modelini oluşturarak; Solidworks Cosmos Works ortamında bojinin statik ve dinamik analizlerinin TSEN 13749'a göre hesaplamışlardır. Statik analiz sonucu boji gövdesinin emniyet katsayısının çok yüksek olduğu, dinamik analiz sonuçları ise yanal kuvvetlerin boji üzerinde yüksek değerlerde yüklemeye neden olduğunu göstermişlerdir [21].

Mızrak ve Esen; 1/5 ölçekli bir dinamik test ünitesi ile; Y 32 tip bir bojinin düşey titreşim analizinin yorumlanması konusunda çalışmışlardır. Farklı hızlar (120-150 km) ve farklı hızlar değerleri için de farklı ivmelenme değerlerinde titreşim genliklerini incelemişler ve yüksek hızlarda titreşim genliklerinin arttığını görmüşlerdir. Çalışma sonucunda bu tip bojilerde kullanılan süspansiyon sistemlerinin optimize edilerek, süspansiyon elemanları olarak kontrollü titreşim elemanları kullanılması gerekliliğini ortaya çıkarmışlardır [22].

Bayraktar; 2010 yılında raylı taşıtların dingillerinin dinamik analizi konusunda çalışmıştır. Çalışma kapsamında İstanbul Ulaşım A.Ş.'ye ait ABB firması tarafından üretilmiş olan bir hafif raylı taşıt üzerinde hesaplamalar yapılmıştır. Matlab-Simulink programını kullanarak 6 serbestlik dereceli yarı model bir vagon ve 16 serbestlik dereceli bir boji için hesaplamalar yapmış ve çıkan ölçüm değerlerini gerçek değerlerle karşılaştırmıştır. Modelleme sonucu elde edilen değerler gerçek değerlere yakın çıkmıştır [23].

Eroğlu, Esen ve Koç; sonlu elemanlar yöntemi kullanarak demiryolu bojilerinin titreşim analizi konusunda çalışmışlardır. Araştırmada yolcu ve yük vagonlarına ait

iki farklı tip boji karşılaştırılmıştır. Bojiler anys ortamında ayrı ayrı modellenmiştir. Analiz sonucu elde edilen grafikler incelendiğinde yolcu vagonuna ait bojinin ivmelenme değerlerinin daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun yolcu vagonlarına ait bojilerde 2. Süspansiyon sisteminin kullanılıyor olmasını doğal bir sonucu olduğunu ortaya çıkarmışlardır. 2. Süspansiyon sisteminin kullanılması dikey deplasman değerlerini azaltmış ve konforun artmasını sağlamıştır [24].

Topsakal, Metin ve Sezer; konvansiyonel hatlarda kullanılan bir raylı taşıt bojisinin iki farklı yöntemle deneysel modal analizi konusunda çalışmışlar ve bunun için schlieren tip bir boji kullanmışlardır. İlk olarak schlieren tip bojiyi nümerik olarak modellemişlerdir daha sonrada kauçuk üzerinde ve yayla asma şeklinde iki farklı tipte modelleme yapmışlardır. Kauçuk üzerinde yapılan modelde sönüm oranları nümerik ve yayla asma modellerine göre biraz daha yüksek çıkmıştır. Yayla asma modellemesinin analiz sonuçları nümerik analize daha yakın çıktığından gerçek sonuçlara yakın sonuçlar elde edebilmek için daha güvenilir olduğu ortaya çıkarılmıştır [25].

Aba; modal analiz-sonlu elemanlar yöntemiyle, bir yolcu vagonu henüz tasarım aşamasındayken, vagonun dinamik davranışlarına etki edecek sistem parametrelerini tahmin etmeyi amaçlamıştır. Yapılan analizlerde; yolcu vagonunda gerçek durumda oluşabilecek düşey titreşimler incelenebilmiştir [26].

Metin; İstanbul Ulaşım A.Ş.'ye ait yerli üretim bir hafif metro aracının titreşim analizleri üzerine çalışma yapmıştır. Konfor ve hızın artırılması yönünde bir amaç olduğundan genel olarak modeli hunting (yanal-yalpa) hareketi bakımından kararlılığını incelemiştir [27].

Kaya; 2008 yılında yaptığı, titreşim ve dinamik davranışların dikkate alınarak vagon dinamik parametrelerinin incelenmesi konulu çalışmasında; tren katarının düşey titreşim hareketlerini modal analiz yöntemiyle analiz etmeyi amaçlamıştır. Gövde ve bojiyi toplu kütleler olarak kabul etmiş, yay ve sönüm elemanları ile dinamik ilişkiler

kurmuş ve hareket denklemi oluşturarak modal analiz yapmıştır. Kontrol için aynı dinamik sistem Msc. Adams da üzerindeki modellemelerle doğrulanmıştır [28].

Orvnäs; raylı taşıtlarda ikinci süspansiyon sistemleri hakkında yapılmış literatür çalışmalarını incelemiştir. Demiryolu araçlarının artan hızının dinamik performansı olumsuz etkilemesinin önüne geçmek için uygulanan yöntemlerden olan ikinci süspansiyon sistemlerinin; hangi durumlarda gerekli olduğu, ikinci süspansiyon sistemlerinin uygulanmasından önce yapılması gereken çalışmalar ve sistemin sağladığı avantajlar üzerinde durmuştur [29].

Bilgin; Y32 tip bojinin farklı vagon ağırlıklarına adaptasyonu konulu çalışmasında; Y32 tip boji kullanılan, Tüvasaş tarafından Bulgaristan Demiryolları için üretilen ve daha önce Y32 tip boji kullanılmış olan vagonlardan daha yüksek ağırlığa sahip yataklı vagonların bojiye adaptasyonu konusunda çalışmıştır. Farklı ağırlık senaryolarının denendiği ve modal analiz yapılan çalışmada Simpack programıyla kontroller gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerle bojinin güvenli olduğunu ortaya konmuştur [30].

Özsoy; Tvs 2000 yolcu vagonlarında ray düzgünlüğünün titreşim konforuna etkisi konusunda yaptığı çalışmada; deneysel ölçümler sonucunda elde edilen konfor değerini, sayısal olarak elde edilen konfor değerleriyle karşılaştırılarak ray düzgünlüğünün titreşim konforuna etkisi olduğunu tespit etmiştir [31].

BÖLÜM 3. DEMİRYOLU YOLCU VAGONLARI

3.1. Raylı Sistem Araçları ve Çeşitleri

Genel olarak demiryolu yolcu taşımacılığında kullanılan ve çeşitli yolcu vagon tiplerinden meydana gelen raylı sistem araçları şu şekilde sıralanabilir.

- a. Füniküler
- b. Monoray
- c. Tramvay
- d. Hafif Metro
- e. Metro
- f. Banliyö Treni
- g. Konvansiyonel Tren
- h. Hızlı Tren
- i. Maglev

Çalışmamızda kullanacağımız yolcu vagonu tipi; konvansiyonel trenlerde kullanılan tasarımı ve üretimi Türkiye Vagon Sanayi Anonim Şirketi tarafından yapılan Tvs N13 tip lüks yolcu vagonu'dur.

3.2. Konvansiyonel Bir Yolcu Vagonunun Tanıtılması

Yük ve yolcu taşıma işlerinde kullanılan, lokomotifin çektiği demir yolu aracına vagon denilmektedir. Çalışma konumuzla alakalı olan yolcu vagonları; gövde ve boji olmak üzere iki ana kısımdan meydana gelmektedir.

Çalışmalarımızı yapacağımız TCDD Taşımacılık A.Ş.'ye ait ve üretimi TÜVASAŞ'ta yapılan; Tvs N13 tip lüks yolcu vagonu ile bu vagonu taşıyan Y32 tip bojlere ait bilgiler aşağıda kısaca anlatılacaktır.

3.2.1. Boji tanım ve görevleri

Vagonu taşımak ve yönlendirmekle görevli olan sistem elemanı olarak tanımlanabilecek bojiler; hareket sırasında raylardan kaynaklanan titreşimlerin azaltılarak vagon gövdesine geçmesini sağlamaktadır. Bojiler bu görevleri ile yolcuların veya yükün istenen titreşim aralıklarında kalmasını sağlar. Bojiler; taşıt dinamiği hesaplamaları konusunda vagonun en kritik elemanlarıdır.

Genel olarak konforlu bir yolcu vagonuna ait bojiden beklenen özellikler şunlardır:

- Demiryolu taşıtlarının kıvrımlı raylardan, kıvrımlara uyumlu bir geçiş yapmasını sağlamak.
- Yol düzensizliklerinden dolayı oluşan titreşimi; tekerlek takımı ile boji gövdesi arasındaki rijit bağı yok ederek etkilerini azaltmak.
- Sürüşteki konforunu artırarak daha iyi sürüş özellikleri sağlamak.
- Raydan çıkma tehlikesini minimuma indirmek.

Yolcu vagonları hakkında verilen kısa bilgiler sonrasında çalışmamızı yapacağımız TCDD Taşımacılık A.Ş.'ye ait; Tvs N13 tip lüks pulman yolcu vagonu ve bu tip vagonlarda kullanılmakta olan Y32 tip bojiler hakkında da bilgi sahibi olmak gerekmektedir.

3.3. N13 Lüks Pulman Yolcu Vagonu

Tasarımı TÜVASAŞ tarafından yapılan, Tvs 2000 lüks pulman yolcu vagon serisinin, tavan klimalı olarak üretilen ilk modelidir. Seyir emniyeti, yolcu konforuna önem verilmiş olan özgün bir anlayışın ürünüdür.

Vagon kaynaklı çelik konstrüksiyon olarak üretilmiştir. Etkin bir korozyon, ısı ve ses yalıtımı yapılmıştır. Maksimum yolcu konforunu sağlamak amacıyla, vagon tam otomatik iklimlendirme sistemi ile donatılmıştır. 160 km/h hıza uygun imal edilmiş çift kademeli düşey süspansiyon sistemine sahip Y-32 bojipleri kullanılmıştır [31]. Tablo 3.1.'de N13 lüks pulman yolcu vagonu teknik özellikleri verilmiştir. (Y32 tip bojiplerin hızı 200 km/h kadar çıkarılabilmektedir.)

Tablo 3.1. TVS N13 tip lüks pulman yolcu vagonu teknik özellikleri [32].

Ray Açıklığı	1435 mm
Tampondan Tampona Vagon Boyu	26400 mm
Boji Göbek Eksenleri Arası Mesafe	19000 mm
Vagon Genişliği	2825 mm
Vagon Yüksekliği	4050 mm
Taban Yüksekliği	1295 mm
Hareketli Basamak Yüksekliği	565 mm
Araç Ağırlığı (Boş/Dolu)	45/50 Ton
Sandık Boyu	26100 mm
Boji	Y-32
Tekerlek Tipi ve Çapı (Yeni/Aşınmış)	Monoblok-920/870 mm
Minimum Kurp Yarıçapı	125 m
Akuplesiz ve Yüksüz Kurp Yarıçapı	75 m
Servis Freni	Pnömatik Disk Fren
Fren Ağırlığı	30 Ton
Koşum Takımı	Ringfeder
Maksimum Hız	160 km/s
Gabari	UIC 505-1
Koltuk Sayısı	2+1 Çift yönlü
Oturma yeri kapasitesi	60
Aydınlatma Sistemi	Floresan(gizli)
Tuvalet Sayısı	2 Adet Alaturka
Su Deposu Hacmi	820 lt

3.4. Y32 Boji

Y 32 tip bojiler Fransız demiryolları SNCF'nin Corail vagonları için De Dietrich firması tarafından tasarlanmıştır. Bugüne kadar De Dietrich firması tarafından 6000 adet Y32 tip boji üretilmiş; Belçika, Hollanda, Almanya, İspanya, Portekiz, Fas ve Gabon'a ihraç edilmiştir. Tablo 3.2.'de teknik özellikleri verilen Y32 tip bojiler; gövde tasarımları ve sağladıkları yüksek konfor özellikleriyle modern bojilerin ilk temsilcilerindendir [32] .

TCDD ve DE DIETRICH arasında Ankara'da 10 Şubat 1989 tarihinde 93 102–453 numaralı lisans anlaşması yapılmıştır. Bu lisans anlaşması kapsamında; DE DIETRICH firması 160-200 km/h maksimum hızda çalışacak olan yolcu vagonlarında kullanılmak üzere Y32 tip bojilerin; montaj, kullanım, tamir ve bakım özelliklerini kapsayan UIC 515 OR standardına göre, imalat hakkını TCDD'ye vermiştir. TCDD'nin organizasyon yapısında değişikliğe gitmesiyle bu ürünün imalat ile ilişkin tüm faaliyetleri TCDD tarafından bağlı ortaklığı konumunda bulunan TÜVASAŞ'a verilmiştir [32] .



Şekil 3.1.Y32 boji genel görünüş

1989 yılında TÜVASAŞ tarafından üretilmeye başlanan ve çeşitli Tvs tip vagonlarda kullanılan Y32 tip bojilerin TCDD işletmesindeki mevcut sayısı 600'ü aşmıştır.

Tablo 3.2. Y32 tip boji teknik özellikleri [32]

Maksimum servis hızı	200 km/h
Aks yükü	16 ton
Aks eksen mesafesi	2560 mm
Gabari	1435 mm
Tekerlek çapı yeni/aşınmış	920/870
Minimum kurp çapı servis/imalathane	150/80
Fren sistemi	2 disk fren

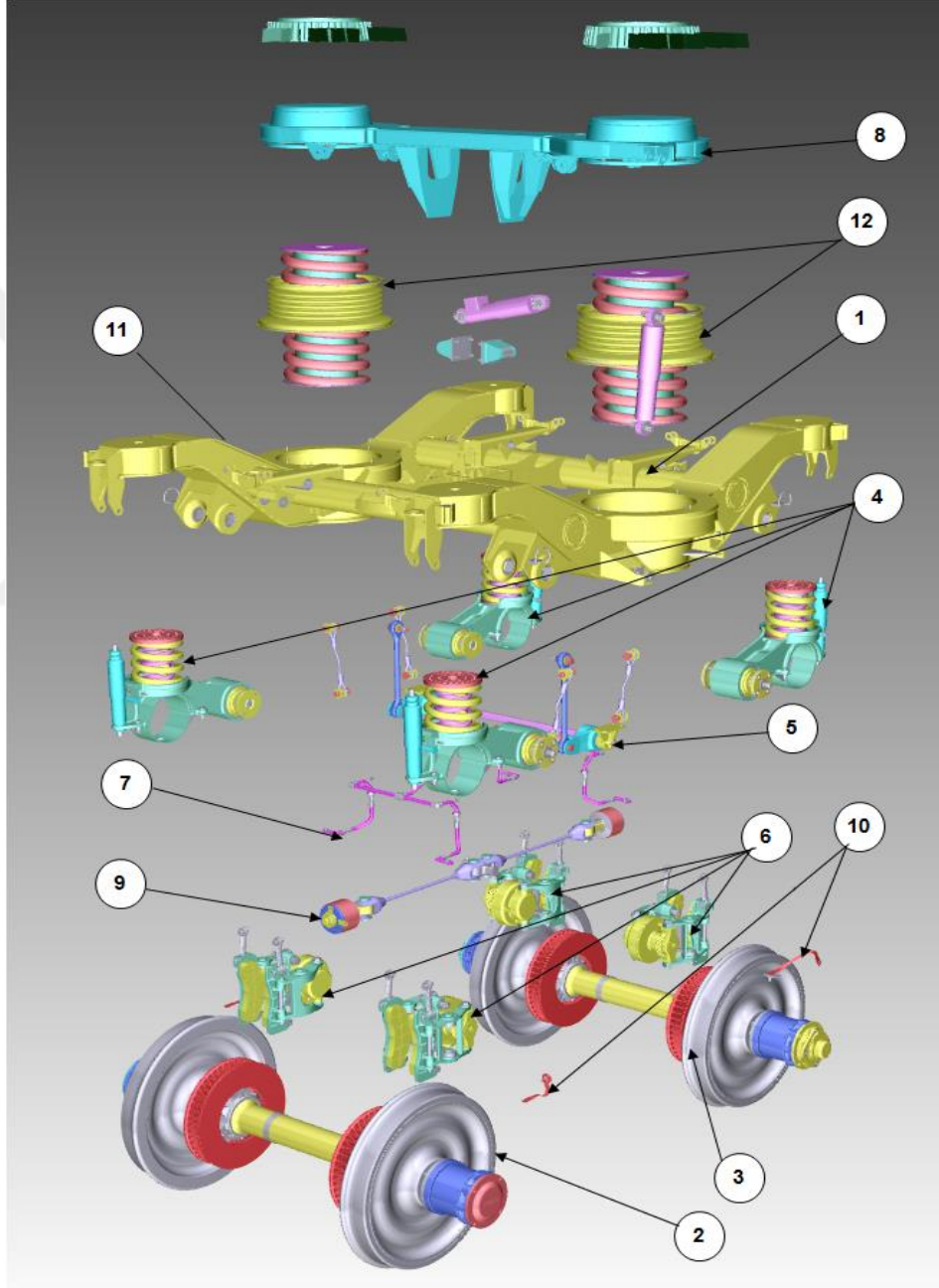
Yolcu vagonu süspansiyon sistemi titreşim analizi konusunda çalışma yapacağımızdan; Y32 boji hakkında daha fazla bilgi sahibi olmak gerekecektir. Tablo 3.2.'de Y32 bojiye ait bazı teknik özellikler verilmiştir.

3.4.1. Y32 boji elemanları

Yüksek hızlarda güvenli şekilde işletmeye uygun olarak tasarlanan Y32 boji oldukça sade bir görüntüye sahiptir. Tasarımındaki bu sadelik sayesinde Y32 boji değişikliklere kolay adapte olabilmektedir. Y32 boji temel bileşenleri aşağıda sıralanmıştır:

1. Boji şasisi
2. Tekerlek takımı (kapak yerleşimi: WSP apleti önleme – topraklama)
3. Tekerlek takımı (kapak yerleşimi: WSP apleti önleme – normal)
4. Birinci süspansiyon sistemi
5. Torsiyon mili
6. Fren silindiri
7. Fren sistemi boru tesisatı

8. Beşik travers
9. Cer halatı bağlantı sistemi
10. Topraklama kablo sistemi
11. Yazı plakaları-işaretler
12. İkinci süspansiyon sistemi



Şekil 3.2. Y32 boji temel birleşenleri [30]

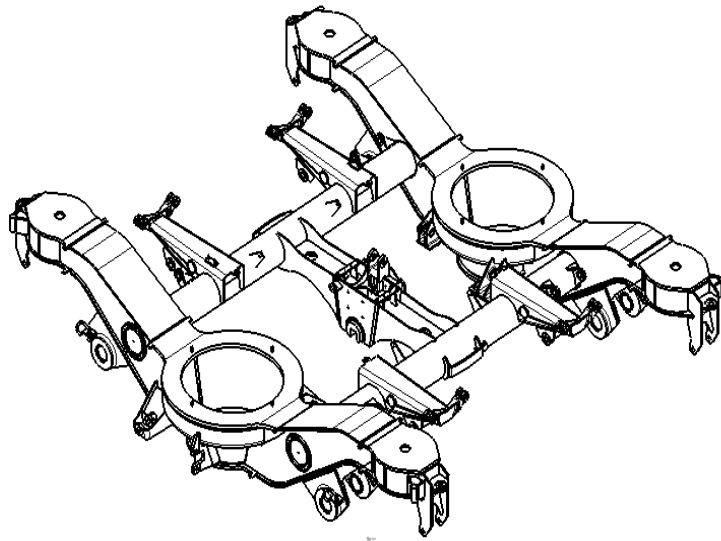
3.4.1.1. Boji şasisi

Şekil 3.3.'de görüldüğü üzere Y32 boji şasisi H tipi bir şasi olup S355 J2G3 malzemeden iki yan kirişin, bir merkez kirişle birleştirilmesiyle oluşur.

Şasi üzerinde yan kirişler taşıyıcı elemanlardır, birinci süspansiyon elemanları, ikinci süspansiyon elemanları yan kirişler üzerine sabitlenirler. Merkez kirişler fren kaliperlerine yataklık ettikleri için frenlemeden dolayı meydana gelen kuvvetlere maruz kalan elemanlardır.

Kademeli süspansiyon sistemine uygun olarak merkez ve yan kiriş uç seviyeleri arasında yükseklik farkı bulunan Y32 boji şasisi, 200 km/saat hıza uygun olacak şekilde “EN 13749 -Boji Şasileri Yapısal Şartları Belirlenmesi” standardına uygun olarak tasarlanmıştır [30].

EN 13749 standardında belirtildiği üzere boji şasileri yapısal dayanımları, maksimum aks yükü üzerinden hesaplanmaktadır. Bundan dolayı boji tasarım aşamasında, şasi tasarımı yapılırken farklı vagon ağırlıklarına bağlı muhtemel revizyonlar ve adaptasyonlar göz önünde bulundurulur [30].

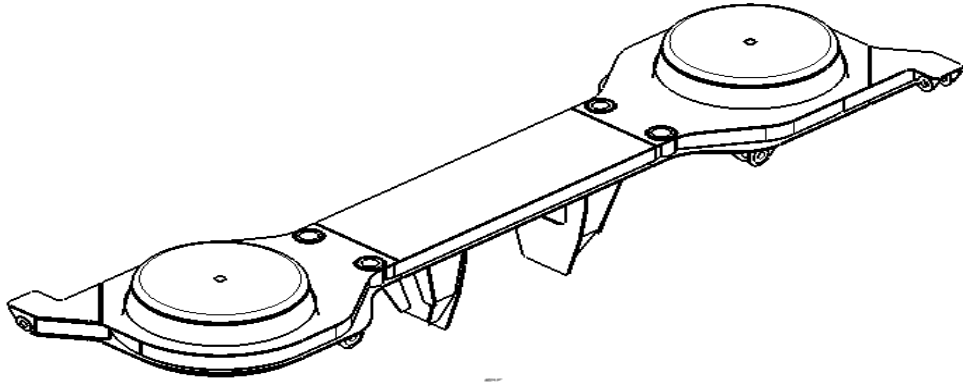


Şekil 3.3. Y32 boji şasisi [30]

3.4.1.2. Beşik travers

İkinci süspansiyon ile vagon sandığı arasında yer alan beşik travers, vagona kurp geçişlerinde serbestlik kazandırır. İkinci süspansiyon sistemi ile torsiyon miline yataklık eden beşik travers, ikinci süspansiyon sistemleri arasındaki yükseklik farkının burulma yayı ile dengelenmesini sağlar.

Vagon sandığı ile Y32 bojisi arasında bağlantıyı sağlayan beşik travers, üzerindeki yanal durdurucular ile vagonun yanal hareketlerini sınırlandırır. Y32 Beşik traversin genel görünüşü Şekil 3.4.'de belirtilmiştir.

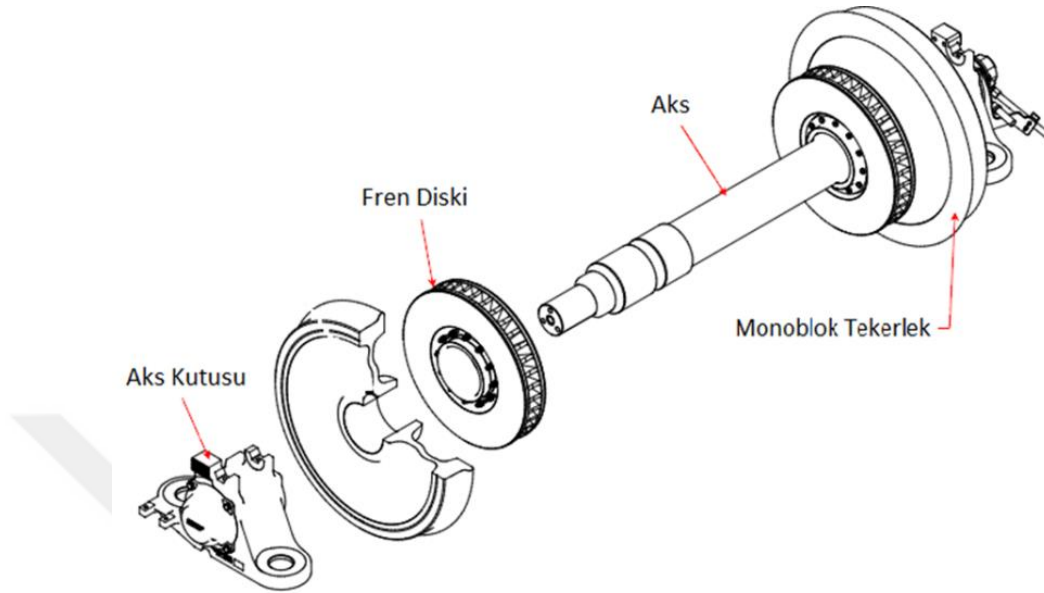


Şekil 3.4. Y32 beşik traversi [30]

3.4.1.3. Tekerlek takımı

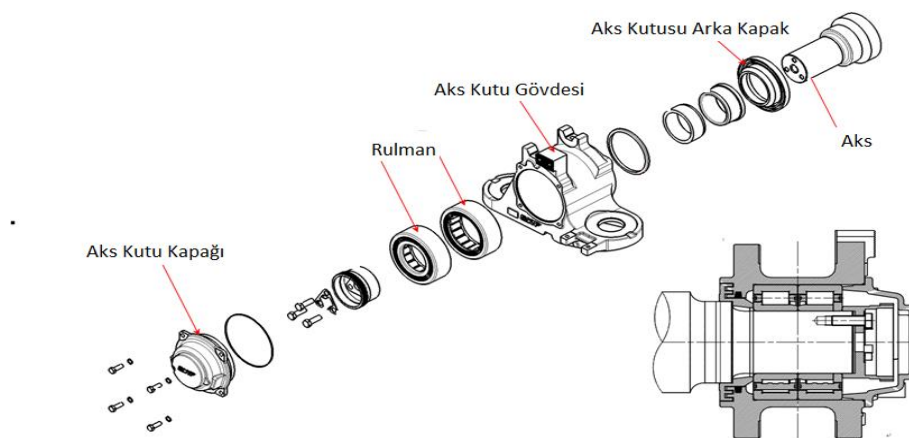
Tekerlek takımları; aks, fren diskleri, aks kutuları ve monoblok tekerleklerin bir araya getirilmesiyle oluşmaktadır. Y32 boji monoblok tekerlekleri “EN 13262- Demiryolu Araçları Monoblok Tekerlek Mamul Özellikleri” standardında tanımlanan ER7 malzemeden imal edilir. Akslar “EN 13261+A1; Demiryolu uygulamaları - Tekerlek takımları ve bojiler - Dingiller -Mamul özellikleri” standardında tanımlanan EA1N alaşımsız çelik malzemeden imal edilir [33]. Tekerlek ve aksların montajı soğuk sıkı geçme metodu ile 75-120 ton aralığında gerçekleşir. Fren diskleri frenleme işlemi için gereken fren kuvvetinin sağlandığı, fren kaliper kollarının

yüzeyini sıkarak, yüzeyinde sürtünme enerjisinin oluştuğu elemanlardır. Y32 bojisine ait tekerlek takımının genel görünüşü Şekil 3.5.'de verilmiştir.



Şekil 3.5. Y32 boji tekerlek takımı [30]

Aks kutuları, aks ve rulmanlara yataklık eden elemandır. Araç işletme hızını etkileyen temel faktörlerden biride rulman sistemidir. Şekil 3.6.'da görüldüğü üzere Y32 bojide her tekerlek takımında 2 adet, konik rulmanlarla donatılmış aks kutusu bulunmaktadır. Aks kutuları ayrıca apleti önleme sistemi ve hız sensörlerinin bulunduğu kısımdır.

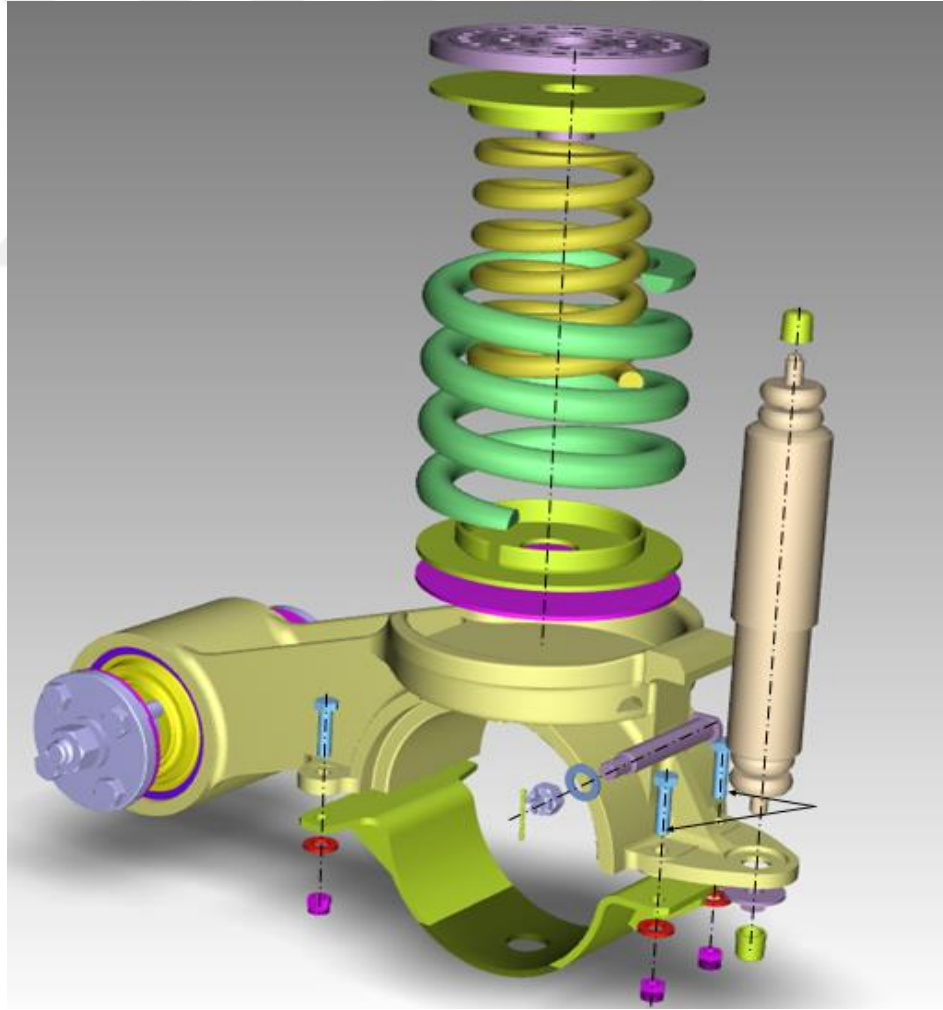


Şekil 3.6. Y32 boji aks kutusu [30]

3.4.1.4. Birinci süspansiyon sistemi

Birinci süspansiyon sistemleri tekerlek takımları ile boji şasisi arasındaki bağlantıyı sağlayan sistemlerdir. Birinci süspansiyon sistemlerinin temel görevi elastik bölge içerisinde kalmak kaydıyla maruz kaldıkları ani kuvvet veya darbeleri sönmölmektir. Birinci süspansiyon sistemleri tekerlekten gelen titreşim ve darbelerin ilk sönmömlendiğı elemanlardır.

Şekil 3.7.'de görölebileceğı üzere Y32 bojide birinci süspansiyon sistemi ters sarımlı iki adet helisel yay, kauçuk elemanlar ve 1 adet dikey hidrolik amortisörden oluşmaktadır.

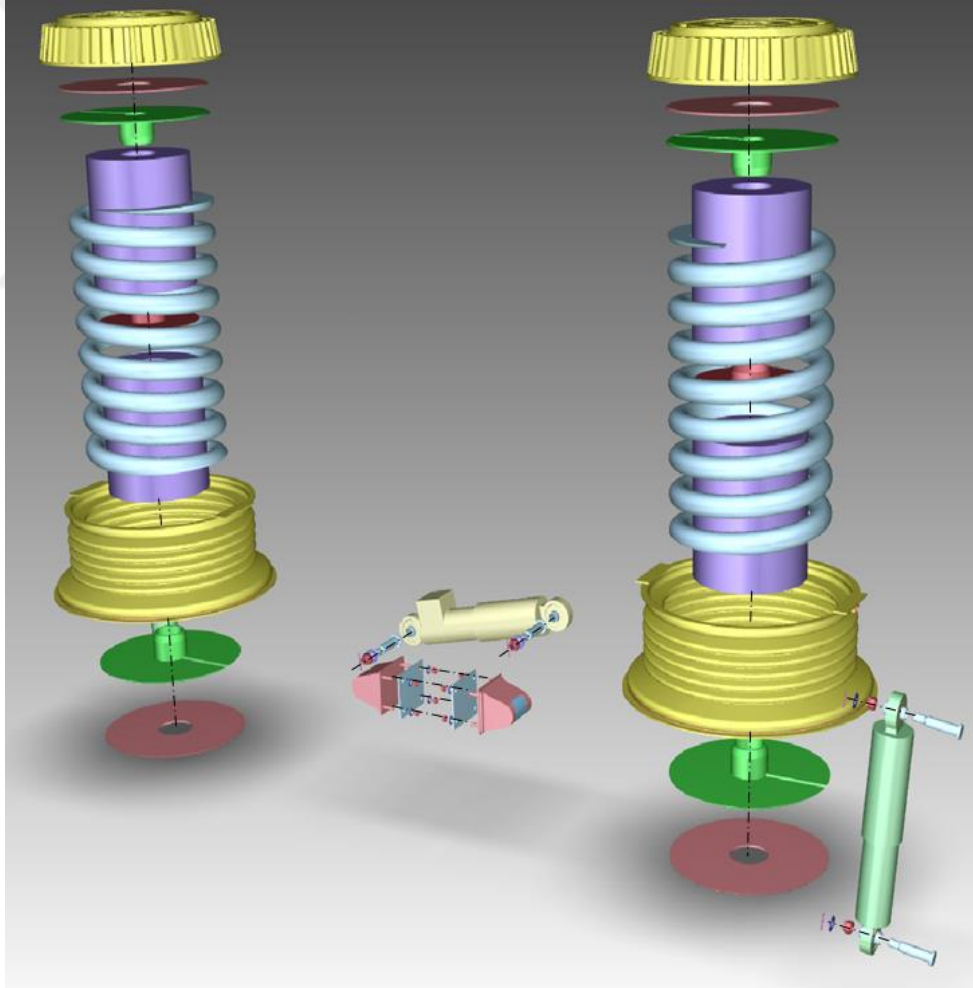


Şekil 3.7. Y32 boji birinci süspansiyon sistemi [30]

3.4.1.5. İkinci süspansiyon sistemi

İkinci süspansiyon sistemi boji şasisi ile beşik travers arasındaki bağlantıyı sağlayan elemandır. İkinci süspansiyon sistemine hem dikey hem yanal kuvvetler etki etmektedir. Birinci süspansiyon sisteminden farklı olarak ikinci süspansiyon sisteminde yanal doğrultudaki titreşim ve darbeler de sönümlenmektedir.

Şekil 3.8.'de Y32 boji ikinci süspansiyon sisteminin; ters sarımlı iki adet helisel yay, kauçuk elemanlar, yanal durdurucular, 2 adet dikey hidrolik amortisör ve 1 adet yanal hidrolik amortisörden oluştuğu gösterilmiştir.



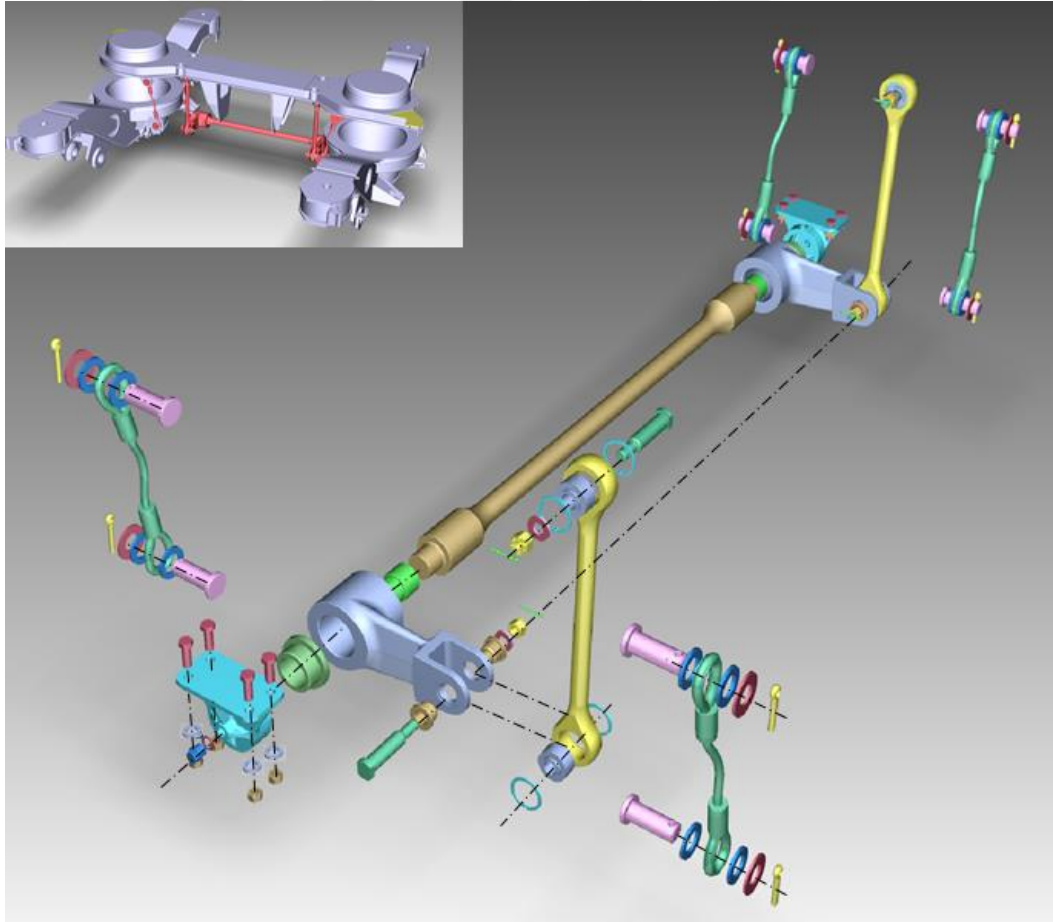
Şekil 3.8. Y32 boji ikinci süspansiyon sistemi [30]

3.4.1.6. Torsiyon mili

Torsiyon mili, kurplarda merkez kaç kuvvetinin etkisiyle dışa doğru savrulan aracın ikinci süspansiyon sistemi yükseklikleri arasındaki farkı azaltarak, kurplarda daha kontrollü hareket etmesini sağlar.

Diğer bir ifadeyle savrulma sonucu dışta kalan yay basılmaya içte kalan yay açılmaya zorlanır. Bu durumda denge çubuğu ikinci süspansiyon sistemlerindeki yükseklik farkını burulmak suretiyle azaltır.

Şekil 3.9.'da görüldüğü üzere Y32 bojisi, torsiyon sistemi; torsiyon milinden ve elastik elemanlarından meydana gelir. Torsiyon çubuğu boji şasisi üzerine yataklanırken ikinci süspansiyon sistemi ile beşik travers arasında çalışmaktadır.



Şekil 3.9. Y32 boji torsiyon mili (Anti-roll bar sistemi) [30]

3.5. Y32 Boji Süspansiyon Elemanları Teknik Özellikleri

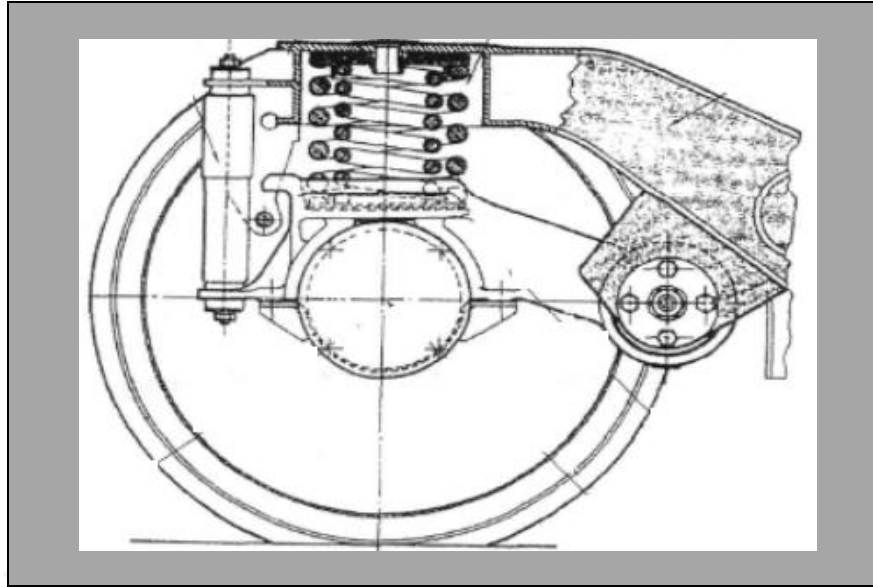
Y32 tip bojilerde bulunan süspansiyon elemanları; yukarıda açıklandığı üzere birinci ve ikinci süspansiyon sistemleri içinde çalışmaktadır.

3.5.1. Birinci süspansiyon sisteminin elemanları

Birinci süspansiyon sistemi Şekil 3.10. ve Şekil 3.11.'de görüldüğü üzere; ters sarımlı 2 adet helisel yay, kauçuk elemanlar ve 1 adet dikey amortisörden oluşmaktadır.



Şekil 3.10. Y32 birinci süspansiyon sistemi yerleşim



Şekil 3.11. Birinci süspansiyon grubu kesit görünüşü

3.5.1.1. Birinci süspansiyon helisel yayları

52CrMoV4 malzemeden üretilen helisel yaylar tekerleklerden gelen titreşim ve darbelerin ilk sönmüldüğü elamanlardır.

Tablo 3.3. Y32 tip boji birinci süspansiyon sistemi iç ve dış helisel yaylarının teknik özellikleri [32]

Teknik özellikler	Dış yay	İç yay
Boş araca bağlı yük (P0)	3050 daN	1400 daN
Yüklü araca bağlı yük -P	3735 daN	1715 daN
Tel çapı d	35,6 mm	23,9 mm
Ortalama çevrilme -R	111 mm	73 mm
Yaklaşık serbest yükseklik (Boş)	335 mm	335 mm
P0 yüküyle yükseklik -L0	256 mm	256 mm
Yararlı sarım sayısı -N	3,8	5,9
Dikey flexibilitite-Fv	25,9 mm/ 10 ³ daN	56,3 mm/ 10 ³ daN
Düşey flexibilitite	17,7 mm	17,7
P yüküyle sarımların havalanma katsayısı	0,50	0,52
$\alpha = \frac{L0 - (P - P0) \cdot Fv \cdot 10^3 \cdot (N + 1)}{Nd}$		
P yüküyle maksimum gerilme	63,6 h bar	63,6 h bar
$\gamma = \frac{1,1 \cdot K \cdot 16 \cdot P \cdot R}{\pi d^3}$		

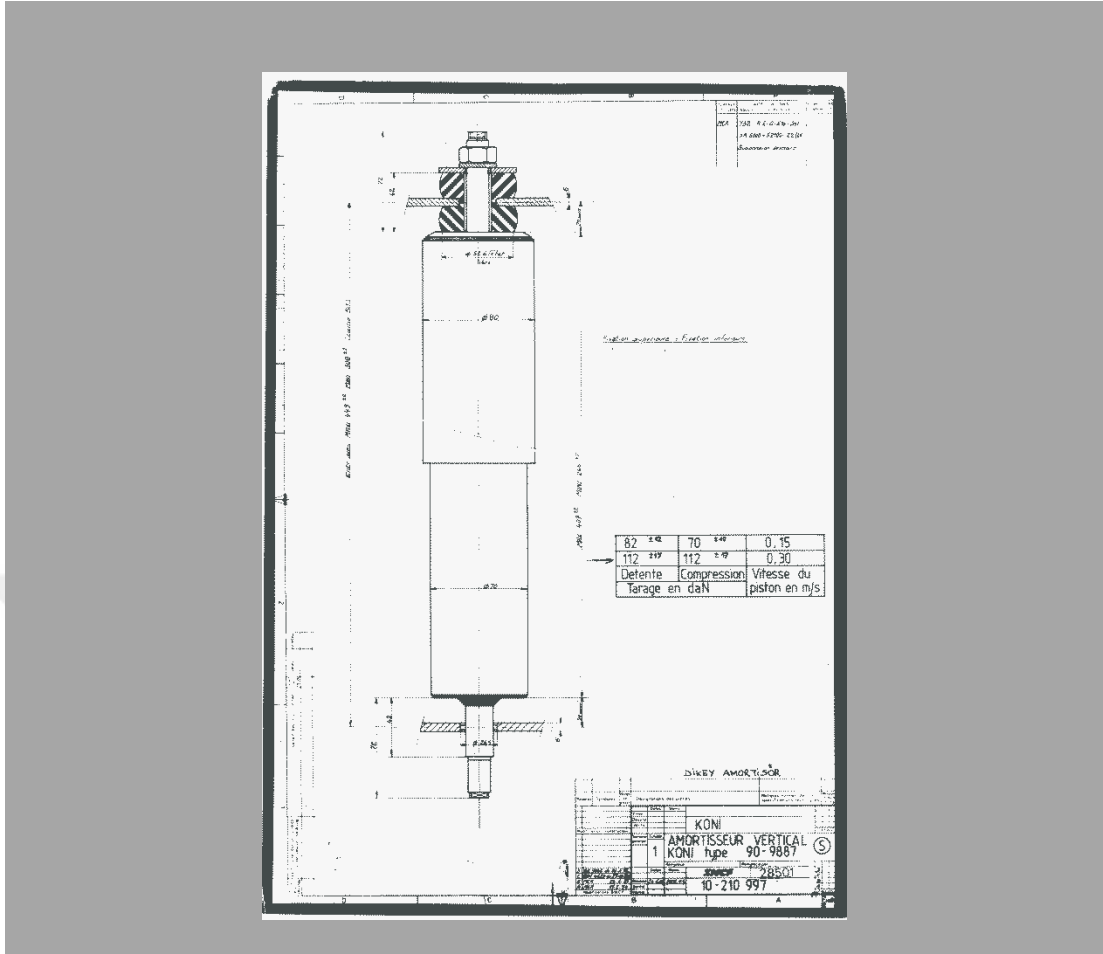
sağlamaktır. Dış ve iç yaylar çelik altlık ve kauçuk süspansiyon elemanları üzerine yerleştirilir. Bu elemanlar da tekerleklerden gelen ilk darbe ve titreşimlerin sönümlenmesinde görev almaktadır.



Şekil 3.14. Birinci süspansiyon sisteminde kullanılan kauçuk elemanlar ile çelik altlık-üstlükler

3.5.1.3. Dikey amortisör

Dikey amortisör diğer birinci süspansiyon elemanları ile birlikte tekerleklerden gelen darbe ve titreşimleri ilk karşılayan elemanlardır. Birinci süspansiyon sistemi elemanlarından olan dikey amortisörlerin görünüm ve teknik özellikleri Şekil 3.15. ve Şekil 3.16.'da görülmektedir.

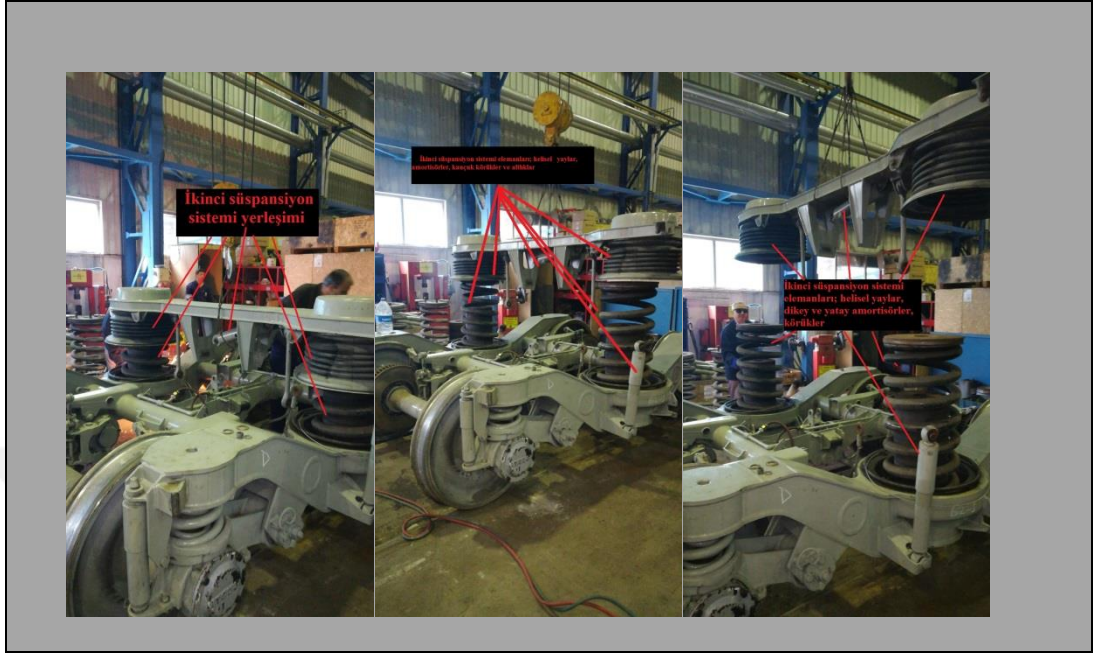


Şekil 3.15. Birinci süspansiyon sistemi dikey amortisör teknik çizimi [32]



Şekil 3.16. Y32 boji birinci süspansiyon sistemi dikey amortisör yerleşimi

3.5.2. İkinci süspansiyon sistemi elemanları



Şekil 3.17. Y32 boji ikinci süspansiyon sistemi elemanları

İkinci süspansiyon sistemine birinci süspansiyon sisteminden farklı olarak dikey kuvvetlerin yanı sıra yanal kuvvetler de etki etmektedir. İkinci süspansiyon sisteminde ki elemanlar; ters sarımlı iki adet helisel yay, kauçuk elemanlar, yanal durdurucular, 2 adet dikey hidrolik amortisör ve 1 adet yanal hidrolik amortisördür.

3.5.2.1. İkinci süspansiyon helisel yayları

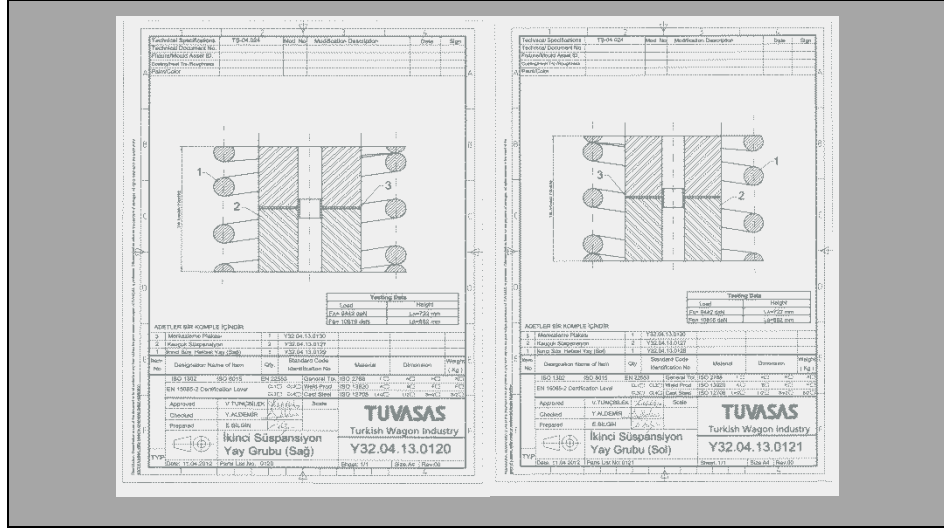
İkinci süspansiyon sisteminde bulunan ve Şekil 3.18.'de görülen ters sarımlı iki adet helisel yay; ikinci süspansiyon sistemine etki eden dikey ve yanal doğrultudaki titreşim ve darbelerin sönümlenmesini sağlayan ana elemanlardandır. Tablo 3.4.'de sağ ve sol helisel yayların teknik özellikleri verilmiştir.

Tablo 3.4. Y32 tip boji ikinci süspansiyon sistemi sol-sağ helisel yayların teknik özellikleri [32]

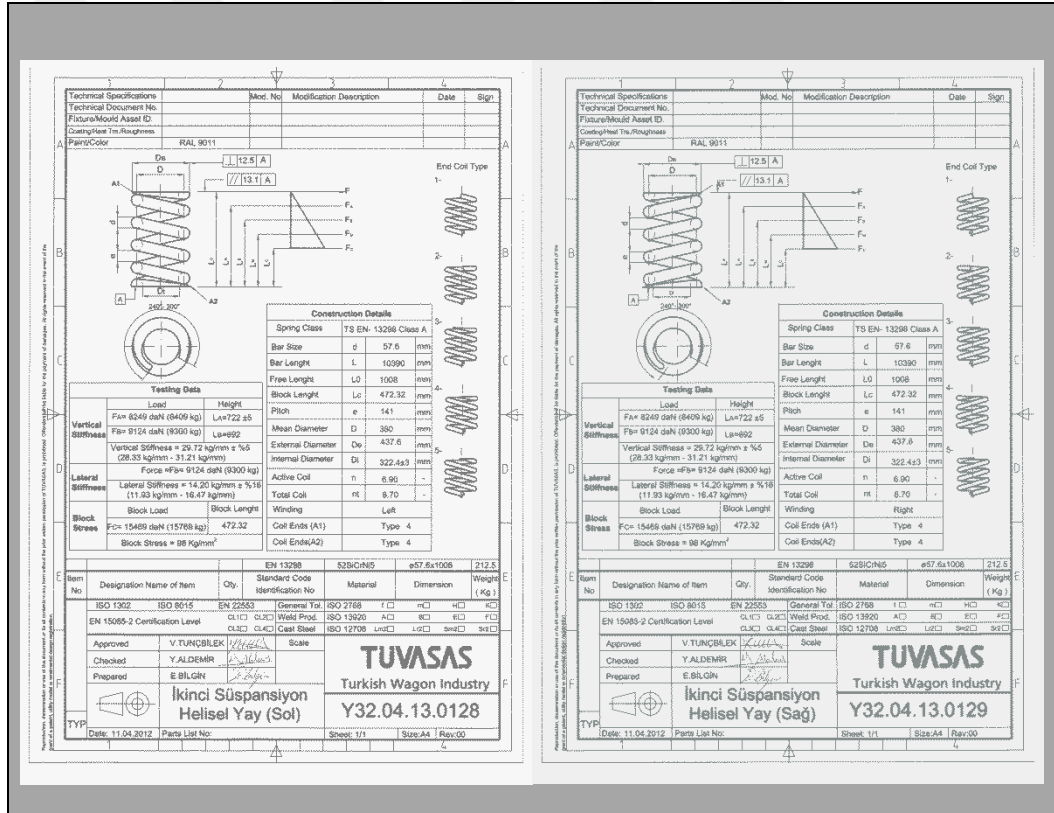
Teknik özellik	Sol helisel yay	Sağ helisel yay
Tel çapı-d	d=57,6 mm	d=57,6 mm
Tel uzunluğu-L	L=10390 mm	L=10390 mm
Boşta uzunluk-L0	L0=1008 mm	L0=1008 mm
Yükte uzunluk-Lc	LC=472,32 mm	LC=472,32 mm
Yay adımı-e	e=141 mm	e=141 mm
Ortalama çap-D	D=380 mm	D=380 mm
Dış çap-De	De=437,6	De=437,6
İç çap-Di	Di=322,4	Di=322,4
Aktif kıvrılma	n=6,9	n=6,9
Toplam kıvrılma	nt=8,7	nt=8,7
Dikey kuvvet boşta	FA=8249 daN (8409 kg) LA=722	FA=8249 daN (8409 kg) LA=722
Dikey kuvvet yüklü	FB=9124daN (9300kg) LB=692	FB=9124daN (9300kg) LB=692
Dikey kuvvet altında rijitlik	29,72 kg/mm	29,72 kg/mm
Yatay kuvvet	FB=9124 daN (9300kg)	FB=9124 daN (9300kg)
Yatay kuvvet altında rijitlik	14,20 kg/mm	14,20 kg/mm
Blok yüklemeye kuvvet	FV=15469 daN	FV=15469 daN
Blok yüklemeye uzunluk	472,32	472,32
Toplam gerilim	98 kg/mm ²	98 kg/mm ²



Şekil 3.18. Y32 boji ikinci.süspansiyon sistemi helisel yayları



Şekil 3.19. Y32 boji ikinci.süspansiyon sistemi helisel yaylar teknik resimleri [32].



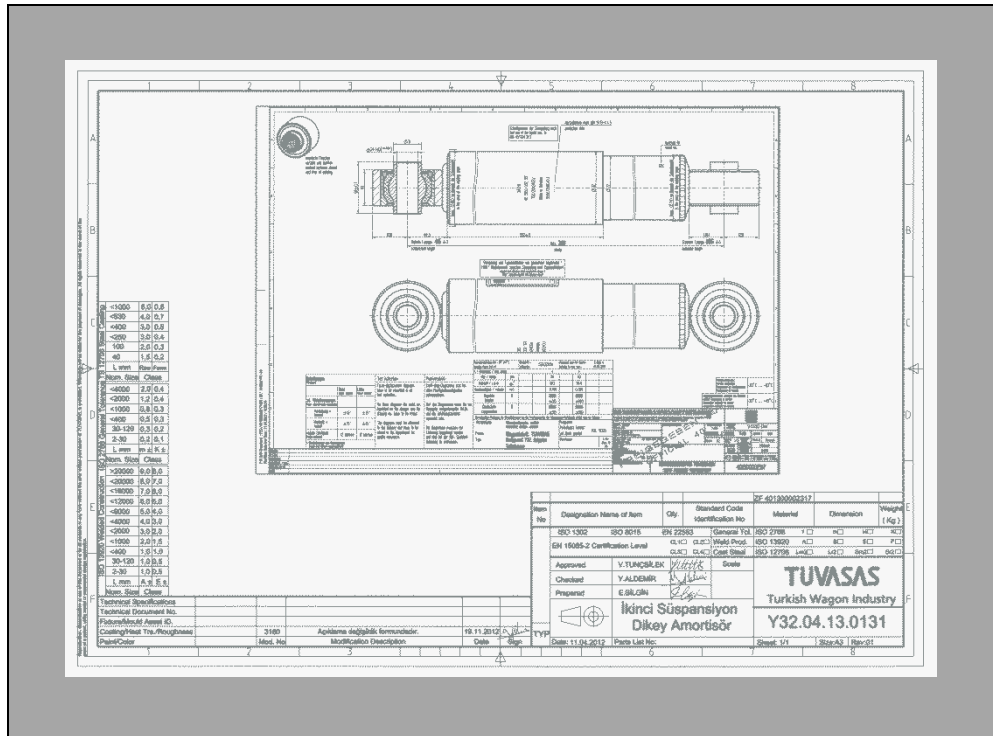
Şekil 3.20. İkinci süspansiyon sol-sağ helisel yaylar teknik resim [32].

3.5.2.2. İkinci süspansiyon dikey ve yatay amortisörler

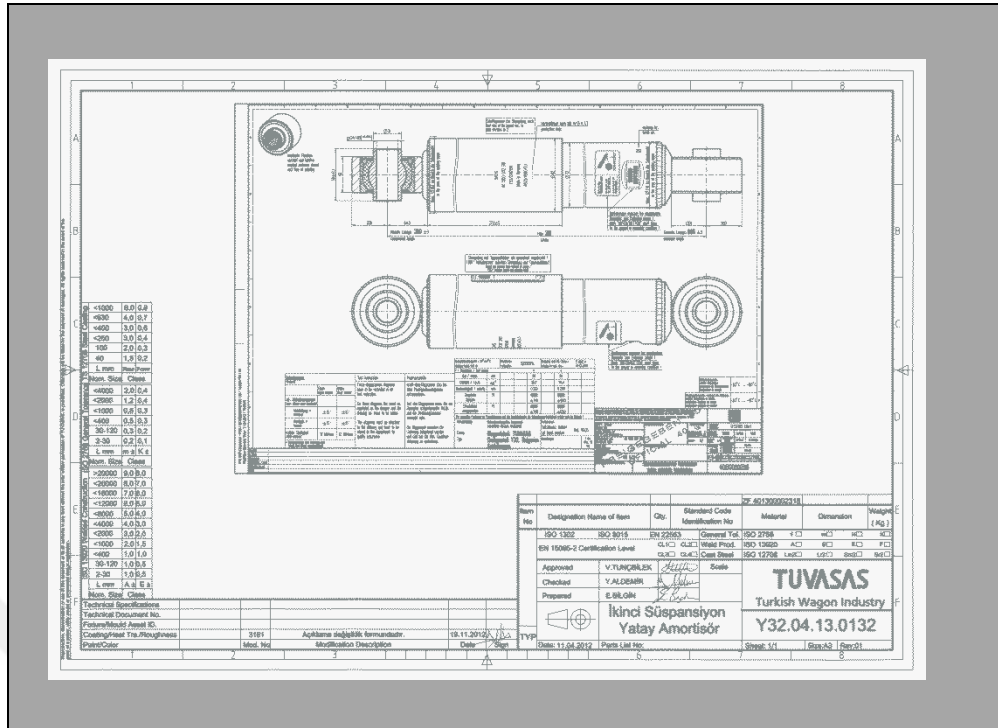
İkinci süspansiyon sisteminde birinci süspansiyon sisteminden farklı olarak yanıl kuvvetlerin de olması nedeniyle iki adet dikey hidrolik amortisörün yanında bir adet de yanıl amortisör bulunmaktadır.



Şekil 3.21. Y32 boji süspansiyon sisteminde kullanılan amortisörler



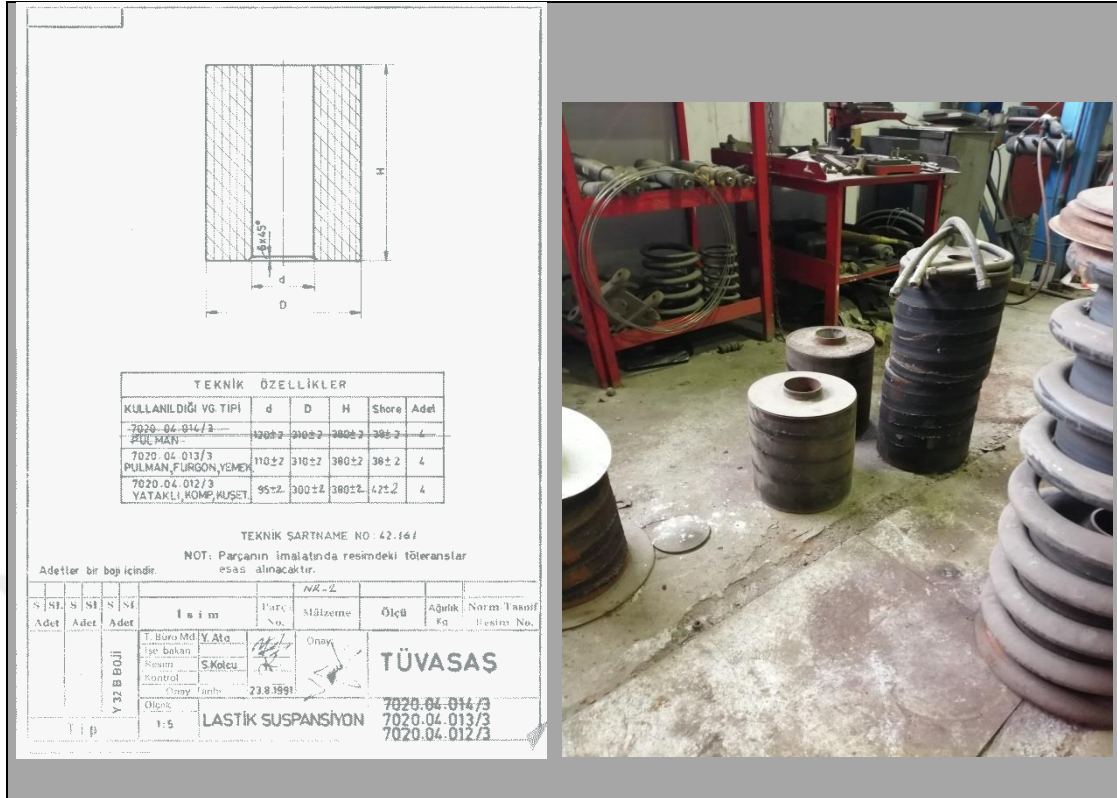
Şekil 3.22. Y32 boji ikinci süspansiyon dikey amortisör [32].



Şekil 3.23. Y32 ikinci süspansiyon yatay amortisör [32]

3.5.2.3. İkinci süspansiyon sisteminin diğer elemanları

İkinci süspansiyon sisteminde helisel yaylar ve hidrolik amortisörlerin yanında yardımcı eleman olarak görev yapan diğer bir elemanda kauçuk veya lastik süspansiyon olarak geçen teknik çizimi ve fotoğrafı Şekil 3.24.'de verilen parçadır. Yine ikinci süspansiyonda helisel yayları etrafını saran kauçuk yaylar bulunmaktadır.



Şekil 3.24. Y32 boji ikinci süspansiyon sistemi diğer elemanları [32]

3.6. Y32 Boji Süspansiyon Elemanlarına Uygulanan Testler

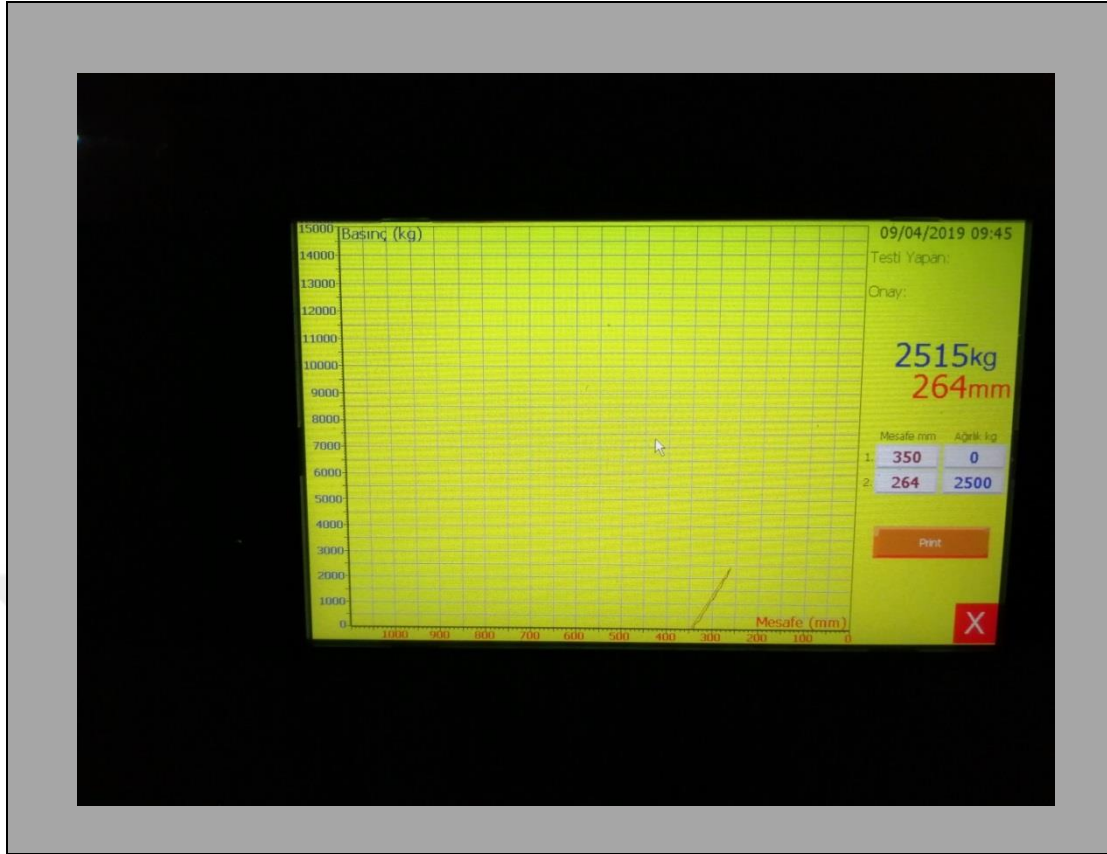
Tüvasaş tesislerinde Y32 süspansiyon sisteminde kullanılan helisel yaylar ve amortisörlere işe özel test cihazları ile kalite kontrol amacıyla bazı testler uygulanmaktadır.

3.6.1. Helisel yaylara uygulanan kuvvet testleri

Birinci süspansiyon sistemi helisel yaylarının testi ve test sonucunu gösteren ekran görüntüsü aşağıdaki Şekil 3.25. ve Şekil 3.26.'da verilmiştir. Yapılan yük testinin sonucu; birinci süspansiyon helisel yayı için Tablo 3.3.'de verilen birinci süspansiyon sistemi helisel yayları teknik özellikleri ile karşılaştırıldığında helisel yayın kullanılabilir sınırlar içinde olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.25. Y32 boji birinci süspansiyon sistemi helisel yayının test işlemi



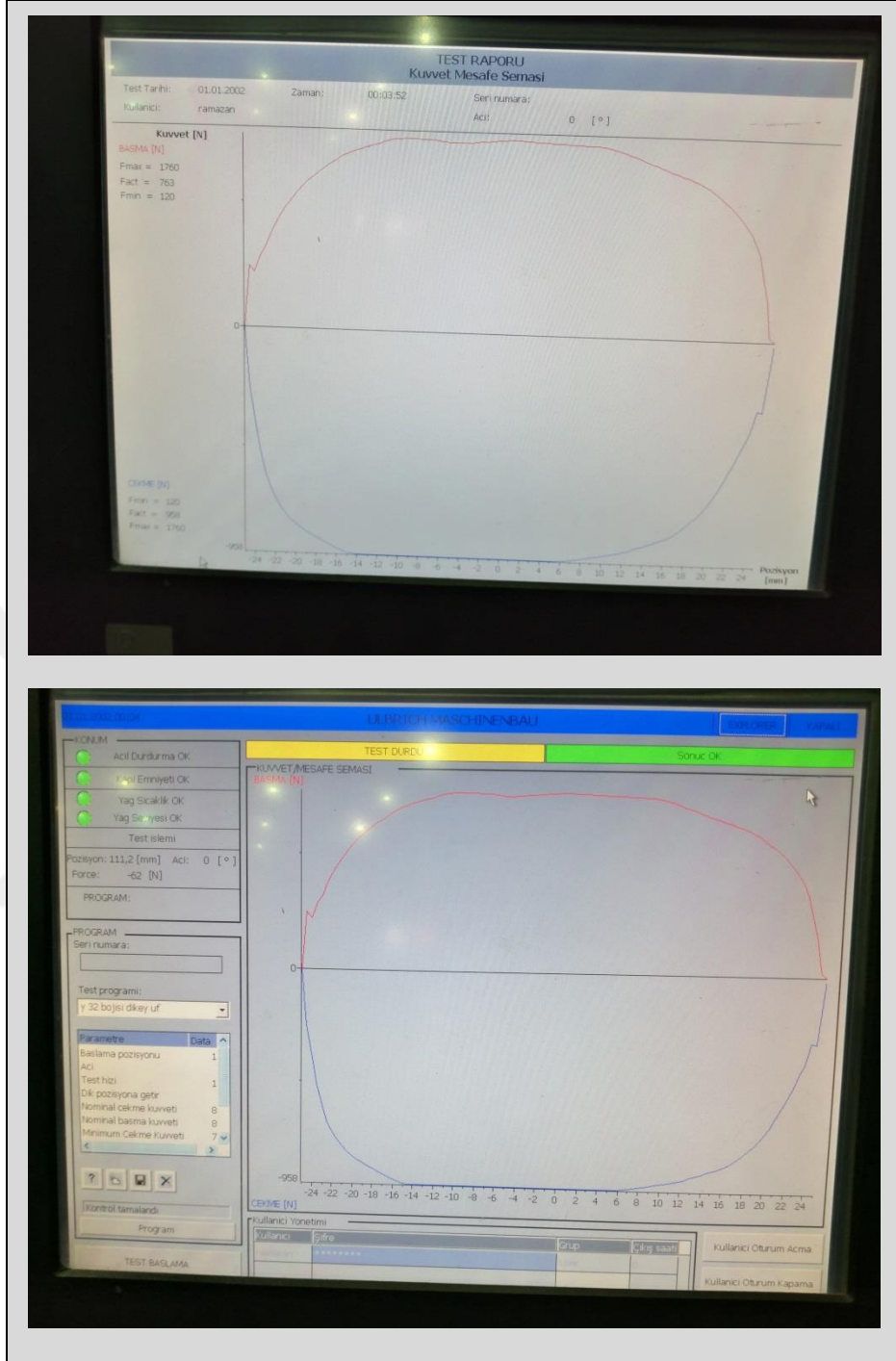
Şekil 3.26. Y32 boji birinci süspansiyon sistemi helisel yayının test sonuç ekran görüntüsü

3.6.2. Amortisörlere uygulanan kuvvet testleri

Y 32 tip bojilerde kullanılan üç tip amortisör için TÜVASAŞ tesislerinde kurulu bulunan fotoğrafı Şekil 3.27.'de verilen amortisör test cihazında kuvvet testleri yapılmaktadır. Şekil 3.28.'de verilen birinci süspansiyon sisteminde kullanılan dikey amortisörün test sonuçları yer almaktadır.



Şekil 3.27. Y32 boji birinci süspansiyon dikey amortisör test işlemi



Şekil 3.28. Y32 boji birinci süspansiyon dikey amortisör testi sonuç ekranı

BÖLÜM 4. VAGONUN MATEMATİKSEL MODELLEMESİ

Çalışmanın bu bölümünde Şekil 4.1. ve Şekil 4.2.'de resimleri verilen Tvs N13 tip lüks pulman yolcu vagonunun matematiksel modeli hazırlanacak ve daha sonra vagonunun dinamik simülasyon modeli oluşturularak hesaplamaları yapılacaktır.



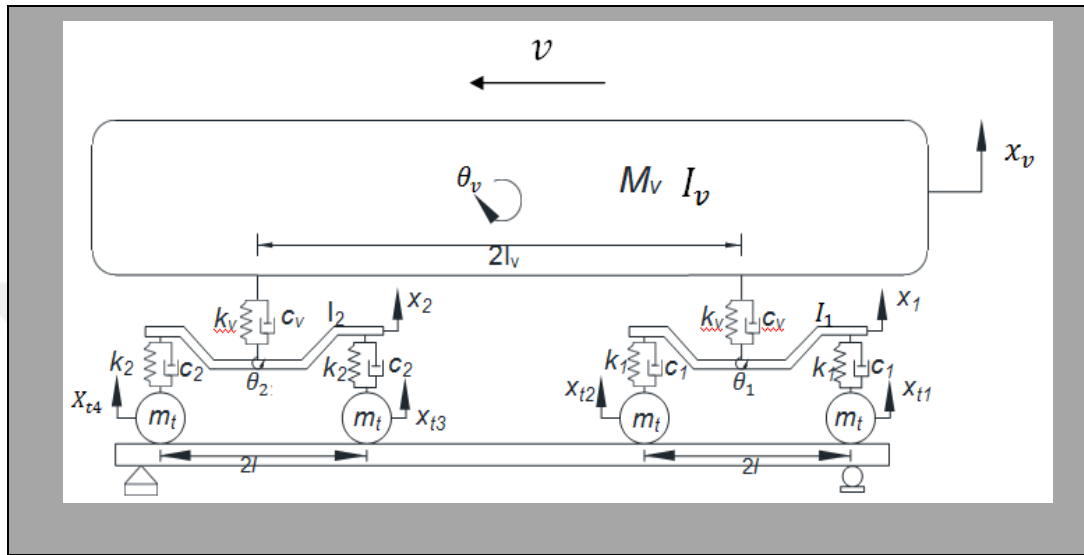
Şekil 4.1. Tvs N13 lüks pulman yolcu vagonu



Şekil 4.2. Tvs N13 tip vagon boji yerleşimi

4.1. Tvs N13 Tip Lüks Yolcu Vagonunun Matematiksel Modellemesi

Şekil 4.3.'te titreşim ve konfor hesaplamalarını yaparken kullanacağımız on serbestlik dereceli örnek yarım vagon modeli verilmiştir.



Şekil 4.3. On serbestlik dereceli örnek yarım vagon modeli

Tablo 4.1. N13 vagon teknik özellikler

Simge	Parametre	Sayısal değer
m_v	Vagon gövde kütlesi	50000 kg
I_v	Vagon gövde kütle atalet momenti	617000 kg.m ²
m_1, m_2	Birinci ve ikinci bojinin kütleleri	3500 kg
I_1, I_2	Birinci ve ikinci bojinin kütle atalet momentleri	1800 kg.m ²
c_v	Boji-Gövde arası sönüm katsayısı	30000 N.s/m
k_v	Boji-Gövde arası yay katsayısı	458000 N/m
c_1, c_2	Aks-Boji arası sönüm katsayıları	5524 N.s/m
k_1, k_2	Aks-Boji arası yay katsayıları	446000 N/m
$2L_v$	Vagon merkezi-Bojiler arası mesafe	10 m
$2L$	Boji merkezi-Akslar arası mesafe	2 m

4.2. Örnek Yarım Vagon Modeline Ait Hareket Denklemleri

Yarım model olarak oluşturulan vagonumuza ait denklemleri Newton'un 2. Hareket Kanunu kullanarak elde edeceğiz. Buna göre:

$$m\ddot{x}_v = -c_v(\dot{x}_v - \dot{x}_1) - c_v(\dot{x}_v - \dot{x}_2) - k_v(x_v - x_1) - k_v(x_v - x_2)$$

$$m\ddot{x}_v = -2c_v\dot{x}_v + c_v\dot{x}_1 + c_v\dot{x}_2 - 2k_vx_v + k_vx_1 + k_vx_2(1)$$

$$I_v\ddot{\theta}_v = -c_vl_v^2 \cos \theta_v \dot{\theta}_v - c_vl_v^2 \cos \theta_v \dot{\theta}_v + c_vl_v\dot{x}_1 - c_vl_v\dot{x}_2 - k_vl_v^2 \sin \theta_v - k_vl_v^2 \sin \theta_v + k_vl_vx_1 + k_vl_vx_2(2)$$

$$m_1\ddot{x}_1 = -c_v(\dot{x}_1 - \dot{x}_v) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_{t1}) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_{t2}) - c_vl_v \cos \theta_v \dot{\theta}_v - k_v(x_1 - x_v) - k_1(x_1 - x_{t1}) - k_1(x_1 - x_{t2}) - k_vl_v \sin \theta_v$$

$$m_1\ddot{x}_1 = -c_v\dot{x}_1 + c_v\dot{x}_v - c_1\dot{x}_1 + c_1\dot{x}_{t1} - c_1\dot{x}_1 + c_1\dot{x}_{t2} + c_vl_v\dot{\theta}_v - k_vx_1 + k_vx_v - k_1x_1 + k_1x_{t1} - k_1x_1 + k_1x_{t2} + k_vl_v\theta_v(3)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = -c_v(\dot{x}_2 - \dot{x}_v) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{t3}) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{t4}) - c_vl_v \cos \theta_v \dot{\theta}_v - k_v(x_2 - x_v) - k_2(x_2 - x_{t3}) - k_2(x_2 - x_{t4}) - k_vl_v \sin \theta_v$$

$$m_2\ddot{x}_2 = -c_v\dot{x}_2 + c_v\dot{x}_v - c_2\dot{x}_2 + c_2\dot{x}_{t3} - c_2\dot{x}_2 + c_2\dot{x}_{t4} + c_vl_v\dot{\theta}_v - k_vx_2 + k_vx_v - k_2x_2 + k_2x_{t3} - k_2x_2 + k_2x_{t4} + k_vl_v\theta_v(4)$$

$$I_1\ddot{\theta}_1 = +c_1l_1^2 \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 + c_1l_1^2 \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 - c_1l_1\dot{x}_{t1} + c_1l_1\dot{x}_{t2} - k_1l_1^2 \sin \theta_1 - k_1l_1^2 \sin \theta_1 + k_1l_1x_{t1} - k_1l_1x_{t2}(5)$$

$$I_2\ddot{\theta}_2 = -c_2l_2^2 \cos \theta_2 \dot{\theta}_2 - c_2l_2^2 \cos \theta_2 \dot{\theta}_2 - c_2l_2\dot{x}_{t3} + c_2l_2\dot{x}_{t4} - k_2l_2^2 \sin \theta_2 - k_2l_2^2 \sin \theta_2 + k_2l_2x_{t3} - k_2l_2x_{t4}(6)$$

$$m_t \ddot{x}_{t1} = -k_1(x_{t1} - x_1) - c_1(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_1) + k_1 l_1 \sin \theta_1 + c_1 l_1 \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 - k_h(x_{t1} - x_{r1})$$

$$m_t \ddot{x}_{t1} = -k_1 x_{t1} + k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_{t1} + c_1 \dot{x}_1 + k_1 l_1 \theta_1 + c_1 l_1 \dot{\theta}_1 - k_h x_{t1} + k_h x_{r1} \quad (7)$$

$$m_t \ddot{x}_{t2} = -k_1(x_{t2} - x_1) - c_1(\dot{x}_{t2} - \dot{x}_1) + k_1 l_1 \sin \theta_1 + c_1 l_1 \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 - k_h(x_{t2} - x_{r2})$$

$$m_t \ddot{x}_{t2} = -k_1 x_{t2} + k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_{t2} + c_1 \dot{x}_1 + k_1 l_1 \theta_1 + c_1 l_1 \dot{\theta}_1 - k_h x_{t2} + k_h x_{r2} \quad (8)$$

$$m_t \ddot{x}_{t3} = -k_2(x_{t3} - x_2) - c_2(\dot{x}_{t3} - \dot{x}_2) + k_2 l_2 \sin \theta_2 + c_2 l_2 \cos \theta_2 \dot{\theta}_2 - k_h(x_{t3} - x_{r3})$$

$$m_t \ddot{x}_{t3} = -k_2 x_{t3} + k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_{t3} + c_2 \dot{x}_2 + k_2 l_2 \theta_2 + c_2 l_2 \dot{\theta}_2 - k_h x_{t3} + k_h x_{r3} \quad (9)$$

$$m_t \ddot{x}_{t4} = -k_2(x_{t4} - x_2) - c_2(\dot{x}_{t4} - \dot{x}_2) + k_2 l_2 \sin \theta_2 + c_2 l_2 \cos \theta_2 \dot{\theta}_2 - k_h(x_{t4} - x_{r4})$$

$$m_t \ddot{x}_{t4} = -k_2 x_{t4} + k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_{t4} + c_2 \dot{x}_2 + k_2 l_2 \theta_2 + c_2 l_2 \dot{\theta}_2 - k_h x_{t4} + k_h x_{r4} \quad (10)$$

burada küçük titreşimler için:

$$\theta_v \ll 1 \text{ için } \sin \theta_v \cong \theta_v, \quad \cos \theta_v \cong 1$$

özellikleri kullanılarak, zemin kuvveti denklemlere aşağıdaki gibi dahil edilir ve hareket denklemleri elde edilir.

$$F = k_h x_r$$

k_h : Rayın hertz Rijitlik Katsayısı

x_r : yol düzgünsüzlüğü

$$x_r = x_0 \sin(\omega t) \quad \omega = \frac{2\pi}{T}$$

$$T = \frac{\lambda}{v} \quad \lambda: \text{rayın düzgünsüzlüğünden dalga boyu}$$

$$m\ddot{x}_v + 2c_v\dot{x}_v - c_v\dot{x}_1 - c_v\dot{x}_2 + 2k_v x_v - k_v x_1 - k_v x_2 = 0$$

$$I_v\ddot{\theta}_v + 2c_v l_v^2 \dot{\theta}_v - c_v l_v \dot{x}_1 + c_v l_v \dot{x}_2 + 2k_v l_v^2 \theta_v - k_v l_v x_1 - k_v l_v x_2 = 0$$

$$m_1\ddot{x}_1 + (c_v + 2c_1)\dot{x}_1 - c_v\dot{x}_v - c_1\dot{x}_{t1} - c_1\dot{x}_{t2} - c_v l_v \dot{\theta}_v + (k_v + 2k_1)x_1 - k_v x_v \\ - k_1 x_{t1} - k_1 x_{t2} - k_v l_v \theta_v = 0$$

$$m_2\ddot{x}_2 + (c_v + 2c_2)\dot{x}_2 - c_v\dot{x}_v - c_2\dot{x}_{t3} - c_2\dot{x}_{t4} + c_v l_v \dot{\theta}_v + (k_v + 2k_2)x_2 - k_v x_v \\ - k_2 x_{t3} - k_2 x_{t4} + k_v l_v \theta_v = 0$$

$$I_1\ddot{\theta}_1 - 2c_1 l_1^2 \dot{\theta}_1 + c_1 l_1 \dot{x}_{t1} - c_1 l_1 \dot{x}_{t2} + 2k_1 l_1^2 \theta_1 - k_1 l_1 x_{t1} + k_1 l_1 x_{t2} = 0$$

$$I_2\ddot{\theta}_2 + 2c_2 l_2^2 \dot{\theta}_2 + c_2 l_2 \dot{x}_{t3} - c_2 l_2 \dot{x}_{t4} + 2k_2 l_2^2 \theta_2 - k_2 l_2 x_{t3} + k_2 l_2 x_{t4} = 0$$

$$m_t\ddot{x}_{t1} + c_1\dot{x}_{t1} - c_1\dot{x}_1 - c_1 l_1 \dot{\theta}_1 + (k_1 + k_h)x_{t1} - k_1 x_1 - k_1 l_1 \theta_1 - k_h x_{r1} = 0$$

$$m_t\ddot{x}_{t2} + c_1\dot{x}_{t2} - c_1\dot{x}_1 - c_1 l_1 \dot{\theta}_1 + (k_1 + k_h)x_{t2} - k_1 x_1 - k_1 l_1 \theta_1 - k_h x_{r2} = 0$$

$$m_t\ddot{x}_{t3} + c_2\dot{x}_{t3} - c_2\dot{x}_2 - c_2 l_2 \dot{\theta}_2 + (k_2 + k_h)x_{t3} - k_2 x_2 - k_2 l_2 \theta_2 - k_h x_{r3} = 0$$

$$m_t\ddot{x}_{t4} + c_2\dot{x}_{t4} - c_2\dot{x}_2 - c_2 l_2 \dot{\theta}_2 + (k_2 + k_h)x_{t4} - k_2 x_2 - k_2 l_2 \theta_2 - k_h x_{r4} = 0$$

Burada on serbestlik dereceli yarım vagona ait hareket denklemlerini elde ettik. Bu hareket denkleminin matris formu aşağıdaki şekilde yazılır.

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = F(t)$$

Buradaki M kütle matrisi, C sönüm matrisi ve K rijitlik matrisi olup aşağıdaki formda düzenlenebilir. Z yer değiştirme vektörü ve F kuvvet vektörüdür.

$$M = \begin{bmatrix} m_v & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_v & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{t1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{t2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{t3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{t4} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 2c_v & 0 & -c_v & -c_v & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2c_v l_v^2 & -c_v l_v & c_v l_v & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_v & -c_v l_v & c_v + 2c_1 & 0 & 0 & 0 & -c_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ -c_v & c_v l_v & 0 & c_v + 2c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_2 & -c_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2c_1 l_1^2 & 0 & c_1 l_1 & -c_1 l_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2c_2 l_2^2 & 0 & 0 & c_2 l_2 & -c_2 l_2 \\ 0 & 0 & -c_1 & 0 & -c_1 l_1 & 0 & c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_1 & 0 & c_1 l_1 & 0 & 0 & c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_2 & 0 & -c_2 l_2 & 0 & 0 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_2 & 0 & c_2 l_2 & 0 & 0 & 0 & c_2 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} 2k_v & 0 & -k_v & -k_v & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2k_v l_v^2 & -k_v l_v & k_v l_v & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_v & -k_v l_v & k_v + 2k_1 & 0 & 0 & 0 & -k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ -k_v & k_v l_v & 0 & k_v + 2k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2k_1 l_1^2 & 0 & -k_1 l_1 & k_1 l_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2k_2 l_2^2 & 0 & 0 & -k_2 l_2 & k_2 l_2 \\ 0 & 0 & -k_1 & 0 & -k_1 l_1 & 0 & k_1 + k_h & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_1 & 0 & k_1 l_1 & 0 & 0 & k_1 + k_h & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_2 & 0 & -k_2 l_2 & 0 & 0 & k_2 + k_h & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_2 & 0 & k_2 l_2 & 0 & 0 & 0 & k_2 + k_h \end{bmatrix}$$

$$Z = [x_v \quad \theta_v \quad x_1 \quad x_2 \quad \theta_1 \quad \theta_2 \quad x_{t1} \quad x_{t2} \quad x_{t3} \quad x_{t4}]$$

$$\dot{Z} = [\dot{x}_v \quad \dot{\theta}_v \quad \dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \dot{\theta}_1 \quad \dot{\theta}_2 \quad \dot{x}_{t1} \quad \dot{x}_{t2} \quad \dot{x}_{t3} \quad \dot{x}_{t4}]$$

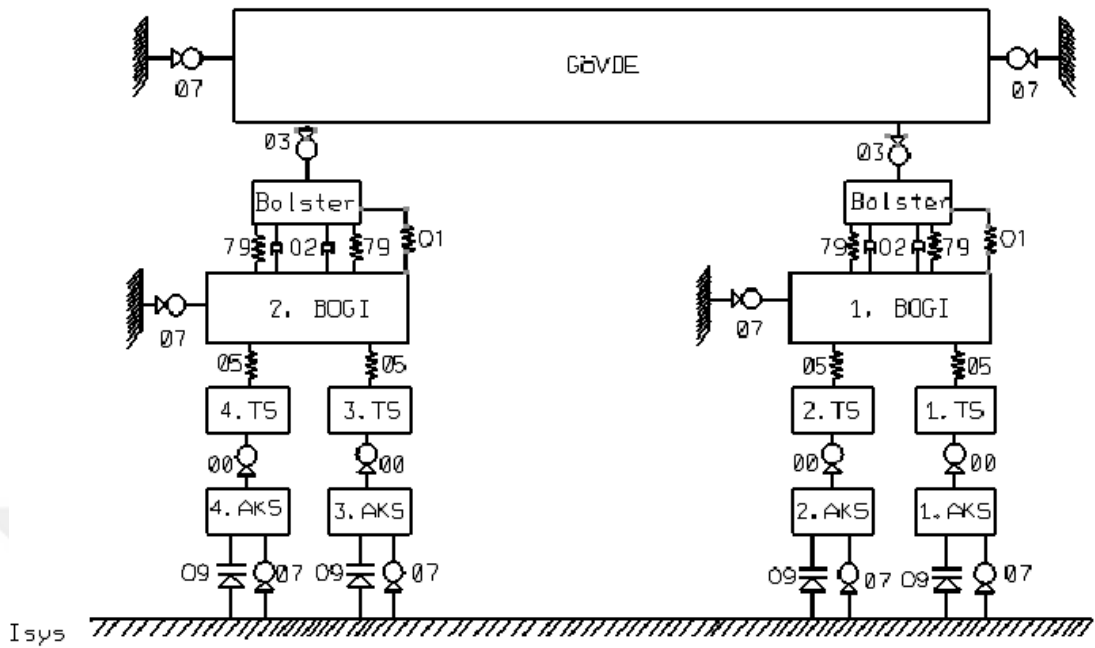
$$\ddot{Z} = [\ddot{x}_v \quad \ddot{\theta}_v \quad \ddot{x}_1 \quad \ddot{x}_2 \quad \ddot{\theta}_1 \quad \ddot{\theta}_2 \quad \ddot{x}_{t1} \quad \ddot{x}_{t2} \quad \ddot{x}_{t3} \quad \ddot{x}_{t4}]$$

$$F = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad k_h x_{r1} \quad k_h x_{r2} \quad k_h x_{r3} \quad k_h x_{r4}]$$

Örnek 10 serbestlik dereceli yarım vagon modeline uygun olarak çıkarılan denklemlerin sayısal analiz programı kullanılmadan doğru olarak çözümünün çok zor olduğu aşikârdır. Ayrıca bu örnek 10 serbestlik dereceli yarım model, demiryolu araçlarında veri toplamak ve işlemek için gerekli olan yanal kuvvetlerin tespiti için yetersiz kalacaktır. Tvs N13 tip vagonunun oluşturulacak tam bir modelinin serbestlik derecesinin 42 olduğu düşünüldüğünde; sistemin titreşim ve konfor analizini yapmak için, demiryollarına özgü bir dinamik simülasyon programı olan Simpack programının kullanılmasına karar verilmiştir. Bu programda aracın titreşim analizi ve modları, kritik frekansları ile sönüm oranları analiz edilebilmekte, yüksek serbestlik dereceleri (45-50) için model analizi yapılabilen, ayrıca istenilen noktaya ivme ölçer ekleyerek konfor analizi yapılabilmektedir [30].

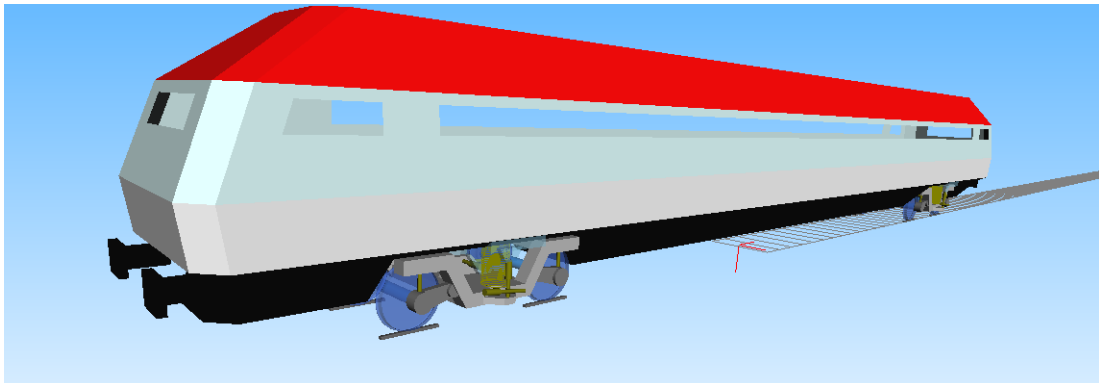
4.3. Tvs N13 Tip Lüks Yolcu Vagonunun Dinamik Modeli

Simpack yazılımında herhangi bir dinamik sistemin analizi yapılırken ilk önce kurulacak modelin topolojisi oluşturulur. Şekil 4.4.'de Tvs N13 tip lüks yolcu vagonuna ait model topolojisi görülmektedir. Model topolojisinde öncelikle tekerlek-ray teması için "07" numaralı mafsal ve tek nokta temas için "09" numaralı kısıt kullanılmıştır. Akslar ise "00" numaralı mafsal ile sıkı geçme şeklinde bağlanmıştır. Tekerlek seti ile boji şasisi arasında birincil süspansiyon elemanları modellenmiştir. boji şasisi ise "07" numaralı mafsal ile altı serbestlik derecesi ile bağlanmıştır. Yine boji şasisi ile beşik travers arasına ikinci süspansiyon bileşenleri yerleştirilmiştir. Beşik travers vagon sandığına z yönünde dönmeye izin veren "03" numaralı mafsal ile bağlanmıştır. Vagon sandığı "07" numaralı mafsal kullanılarak altı serbestlik derecesi ile zemine bağlanmış olup, tüm sistem kırk iki serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil 4.4. Tvs N13 tip lüks yolcu vagonuna ait model topolojisi

Simpack yazılımında dinamik model kurulum işlemi, raya temas eden elemanlardan başlanarak yukarıya doğru yapılır. Temel olarak kütle elemanları ve süspansiyon elemanları kullanılarak oluşturulan modelde her bir elemanın ayrı serbestlik derecesi vardır. Vagon sandığı, boji şasisi, beşik travers ve aks kutuları kütle elemanı olarak modellenmiştir. Boji üzerindeki helisel yay grupları, amortisör grupları ve kauçuk gruplar süspansiyon elemanı olarak modellenmiştir. Simpack programında kurulan Tvs N13 tip lüks yolcu vagonuna ait görsel model Şekil 4.5.'te görülmektedir.



Şekil 4.5. Tvs .N13 tip lüks yolcu vagonuna ait görsel model

4.3.1. Tekerlek ray etkileşimi

Raylı taşıt dinamiğinin temelini tekerlek ile ray arasındaki etkileşim oluşturmaktadır. Tekerlek ray temas analizi, birbiri ile temas halindeki parçalarda temas süresince değişimleri inceler. Temas analizi, Hertz ve Kalker teorileri gibi fizik teorilerine dayanır.

Özsoy, 2005 yılında TVS 2000 yolcu vagonlarında ray düzgünlüğünün titreşim konforuna etkilerini incelemiştir. Çalışmasında TVS 2000 yolcu vagonunun dinamik karakteristiğini birçok faktörün etkilediğini belirtmiş ve bu faktörleri; yol hataları, ray elastikliği, tekerleklerin imalat hataları, ray ek yerlerinin etkileri, ray düzgünlükleri, vagonlar arası etkileşimler olarak sıralamıştır. Çalışma içerisinde, bu etkilerden ray düzgünlüğünün etkileri konusunda deneysel ölçümler ve sayısal analizler yapılmıştır. Deneysel ölçümlerle ve sayısal olarak elde edilmiş konfor değerleri karşılaştırılmış ve ray düzgünlüğünün titreşim konforuna etkisi tespit edilmiştir [31].

Hertz teorisi; yuvarlak gövdeli iki parçanın birbirine kuvvet altında temasını ve oluşan deformasyonu inceler. Bu temas yüzeylerindeki basma gerilmeleri “Hertz Yüzey Basıncı” olarak adlandırılır [27].

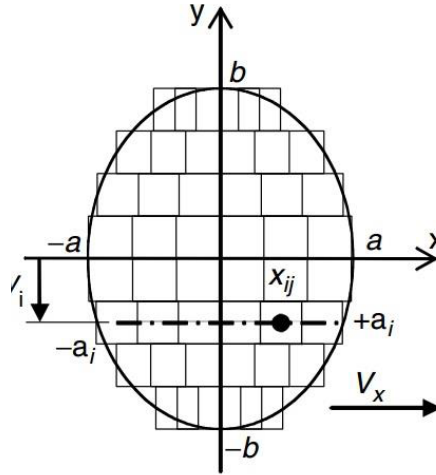
Kalker Teorisi; üç boyutlu elastik gövdelerin yuvarlanmalı temas durumlarını incelemektedir. Tekerlek ve ray arasındaki teğetsel kuvvetleri ve döndürme momentini belirlemek için kullanılır. Bu teori ile raylı sistem taşıtlarının dinamik davranışları tespit edilmeye çalışılmaktadır [27].

N13 vagonunun dinamik modeli için tekerlek profili; “UIC 510-2 Tekerlek-tekerlek takımları, çeşitli çaplardaki tekerleklerin çalışmasına ilişkin hususlar” standardında tanımlanan S1002 tekerlek profili [34], ray profili için ise; “EN 13674-1 Demiryolu uygulamaları-demiryolu hattı, 46 kg/m ve üzeri vignole demiryolu rayları”

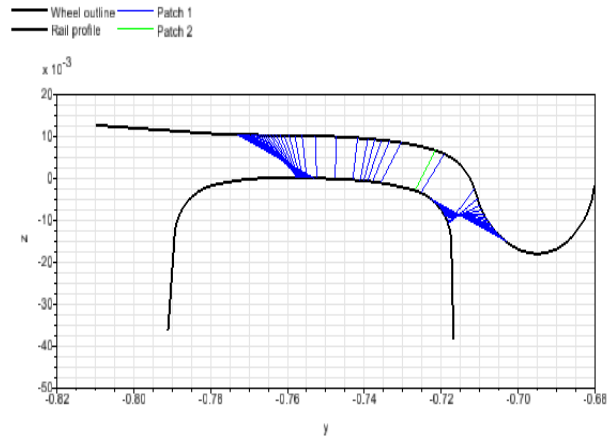
standardında tanımlanan UIC 60 tip ray profili kullanılmıştır. Şekil 4.6. ve Şekil 4.7.'de tekerlek ve ray profillerine ait geometriler görülmektedir [35].

Yapılan dinamik modelde temas kuvvetlerini hesaplamada Kalker (Fastsim) basitleştirilmiş temas modeli kullanılmıştır. Kalker, “Kalkerin doğrusal çözümü” olarak literatüre geçen yuvarlanma yarı uzay teması üç boyutlu çözümünü gerçekleştirmiştir. Kalker’in bu kesin teorisi (Contact bilgisayar yazılımı) hesaplama süresinin uzun olması nedeniyle benzetimlerde kullanmak için uygun bulunmamıştır. Dolayısıyla, Kalker’ in teorisi basitleştirilerek hesap süresini kısaltan yeni bir yazılım (Fastsim) geliştirilmiştir.

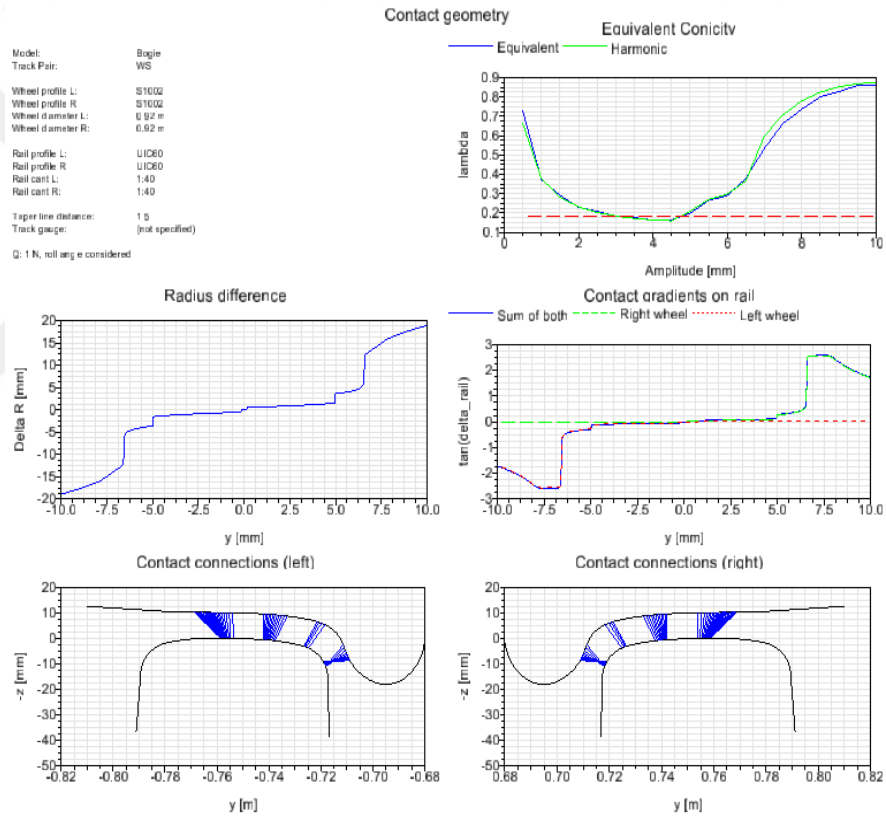
Fastsim, araç dinamiği hesaplamalarında tekerlek-ray arasında oluşan teğetsel kuvvetlerinin belirlenmesinde kabul görmüş ve yaygın olarak kullanılan bir metottür. Fastsim yöntemi, temas yüzeyini eliptik olarak kabul eder. Yöntemde, Şekil 4.6.’da belirtildiği üzere temas elipsi içerisine $m \times n$ boyutunda ağ elemanlar oluşturulur ve bu ağ elemanlar içerisindeki teğetsel kuvvetler basitleştirilmiş nümerik integrasyon ile belirlenir [36].



Şekil 4.6. FASTSIM metoduna göre temas elipsi içerisine $m \times n$ boyutunda ağ elemanlar oluşturulması [36]



Şekil 4.9. Tekerlek ve ray profillerinin oluşturduğu geometrik temas noktaları [36]



Şekil 4.10. Bir tekerlek setindeki sağ ve sol tekerlek-raya ait eş değer koniklik, tekerlek-ray profilinin oluşturacağı geometrik temas noktaları [36]

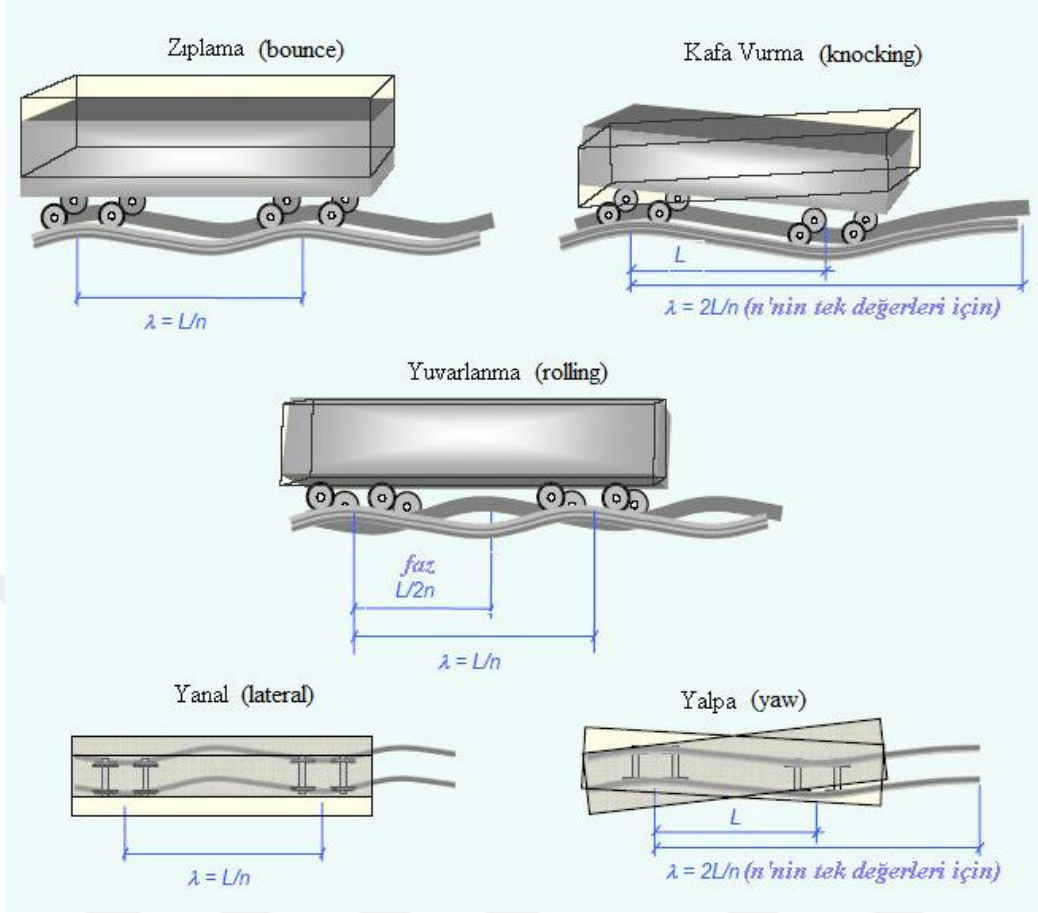
4.4. Tvs N13 Tip Lüks Yolcu Vagonunun Dinamik Modellemesi

Bilgisayar simülasyonları ile öncelikli olarak araçların sürüş güvenliği, sürüş konforu ortaya konulur. Yapılan simülasyonlar ile araç, yol testleri öncesinde optimize edilerek güvenlik ve konfor açısından uygun hale getirilebilir.

4.4.1. Modal analiz

Modal analizler, kurulan modelin doğrulanmasında oldukça önemlidir. Demiryolu araçları için belirlenmiş kritik frekans aralıklarında model şekilleri üzerinden model doğrulanması yapılmaktadır.

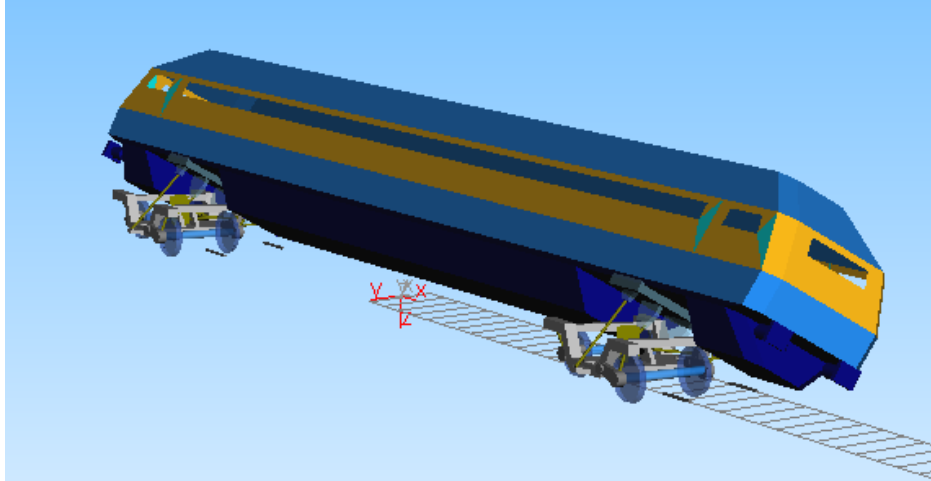
Araç gövdesi titreşim modları; rijit gövde modları ve esnek gövde modları olmak üzere ikiye ayrılır. Düşey Konforu etkileyen rijit gövde modları; zıplama, kafa vurma ve yuvarlanma modlarıdır. Bu modlar genellikle 1-2 Hz civarında olan düşük frekanslı modlardır. Esnek gövde modları ise araç gövdesine etkiyen kuvvetlerden kaynaklanan deformasyonlar sonucu oluşan yanıl ve yalpa modlarıdır.



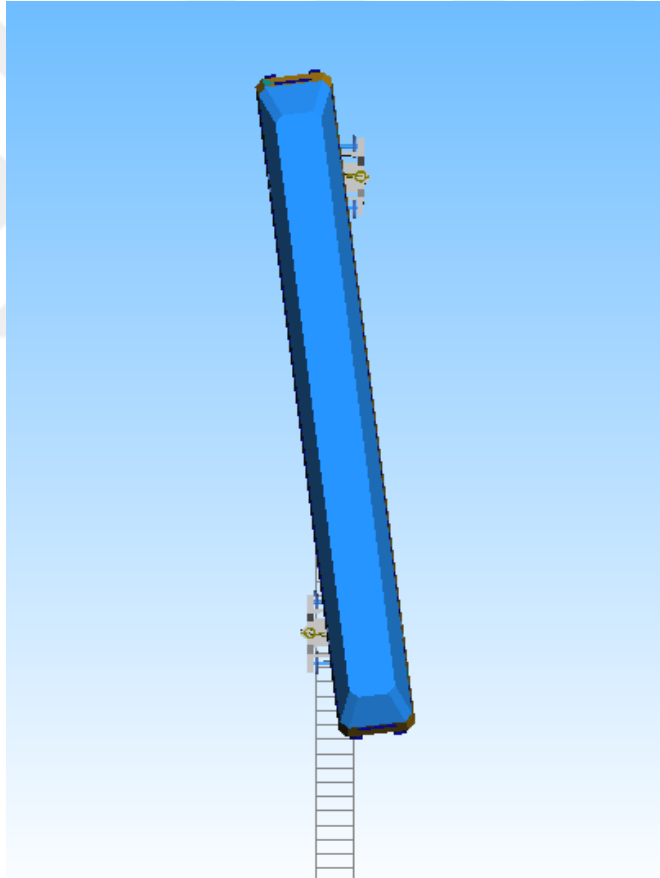
Şekil 4.11. Araçta oluşan titreşim modları [23]

Şekil 4.11.'de çeşitli yol düzensizlik formlarının neden olduğu raylı sistem aracına ait titreşim modları gösterilmektedir. Şekil 4.11.'de, L ön boji merkezi ile arka boji merkezi arasındaki mesafeyi, n pozitif bir tamsayıyı, λ dalga boyunu ve faz ise her iki ray üzerindeki sinüzoidal düzensizliğe ait rölatif farkı temsil etmektedir.

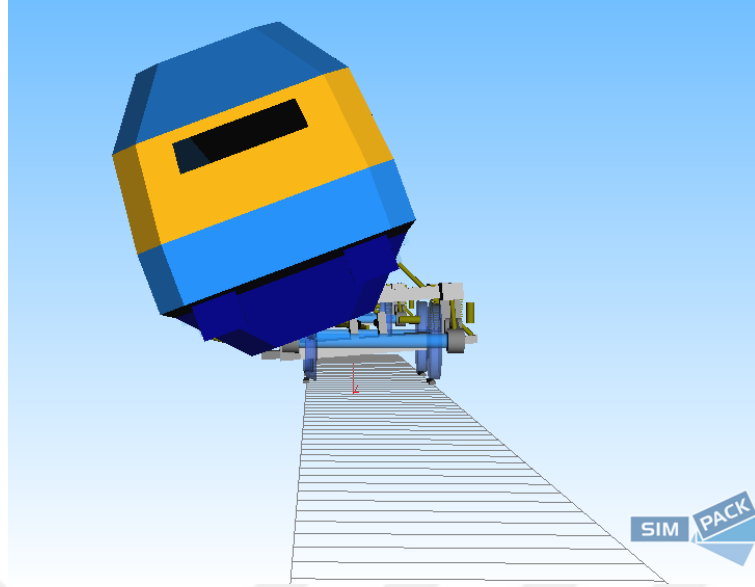
Modal analiz aracın dinamik davranışını en fazla etkileyen bileşenin bulunması açısından önemlidir. Yapılan analiz sonucu aracın kritik mod şekilleri Şekil 4.12. ile Şekil 4.20. aralığında belirtilmiştir. Mod şekillerinin meydana geldiği frekans değerleri Tablo 4.2.' de belirtilmiştir.



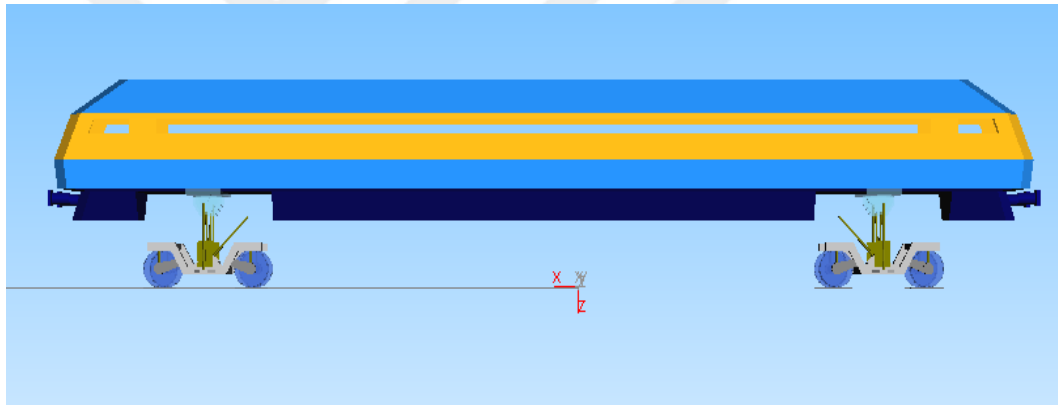
Şekil 4.12. Gövde yuvarlanma (1,42 Hz.) [30].



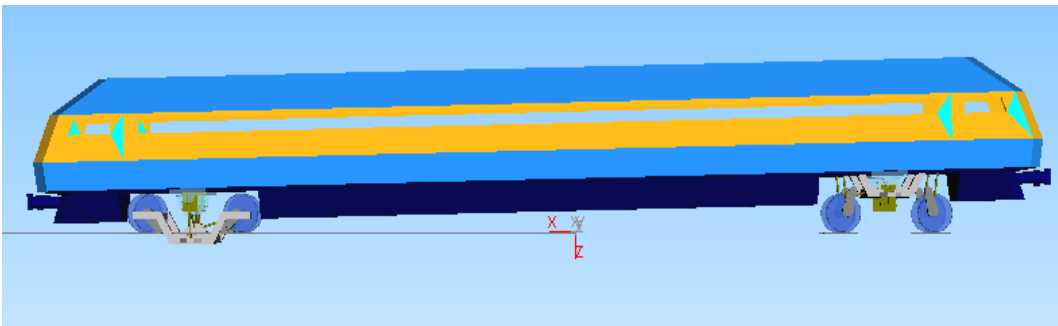
Şekil 4.13. Gövde yalpa (0,27 Hz) [30].



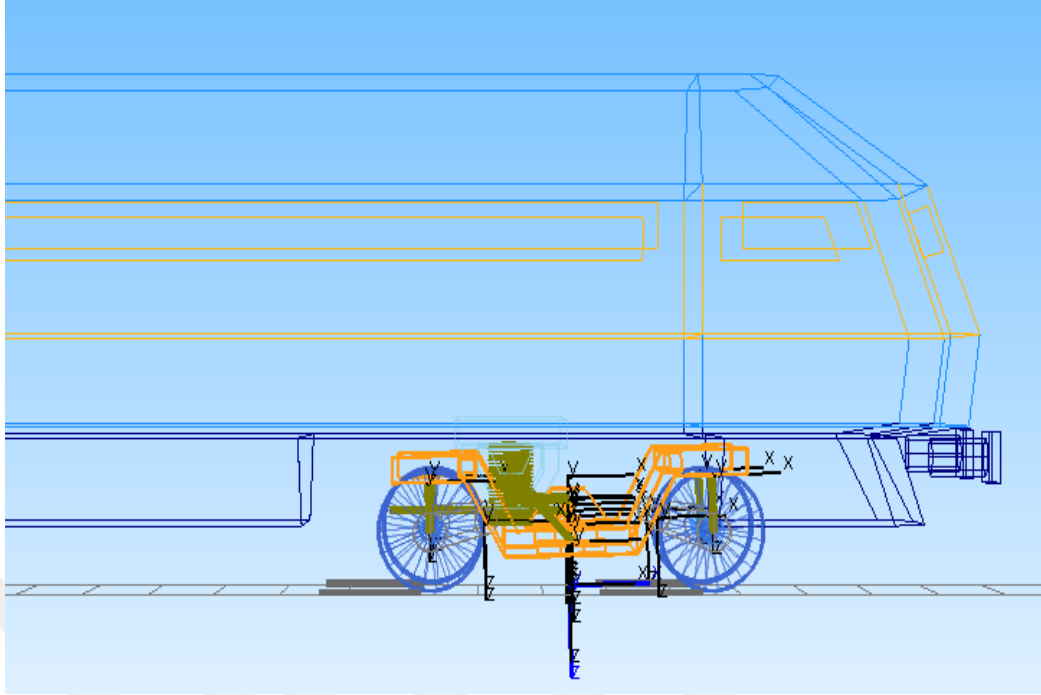
Şekil 4.14. Gövde yanal (0,77 Hz) [30].



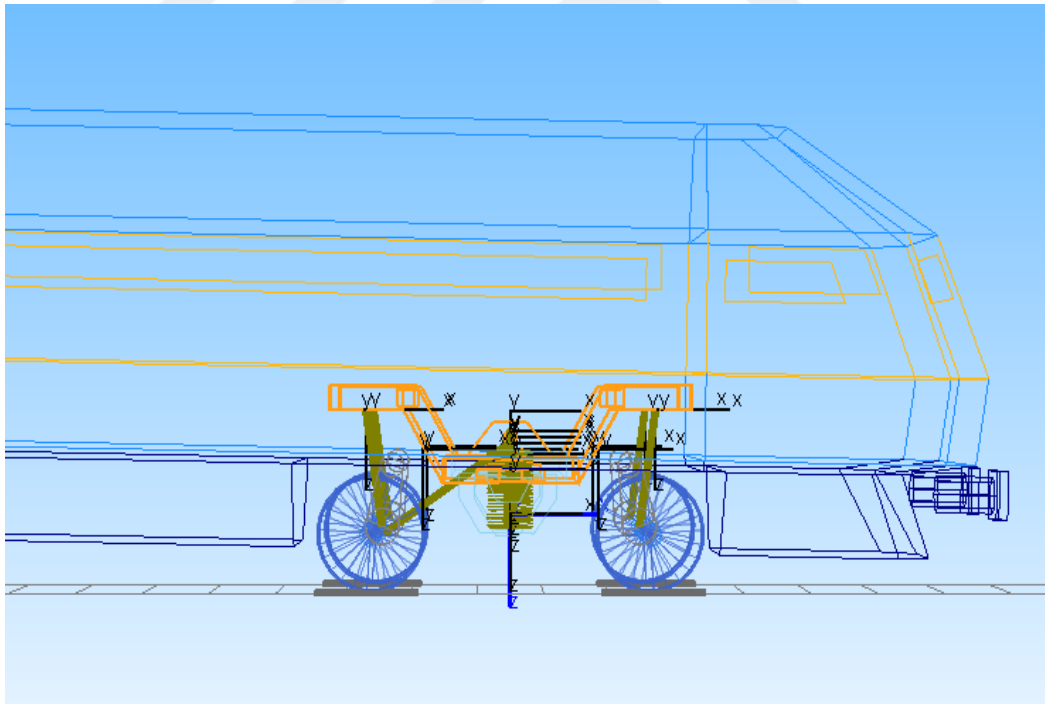
Şekil 4.15. Gövde ziplama (1,41 Hz) [30].



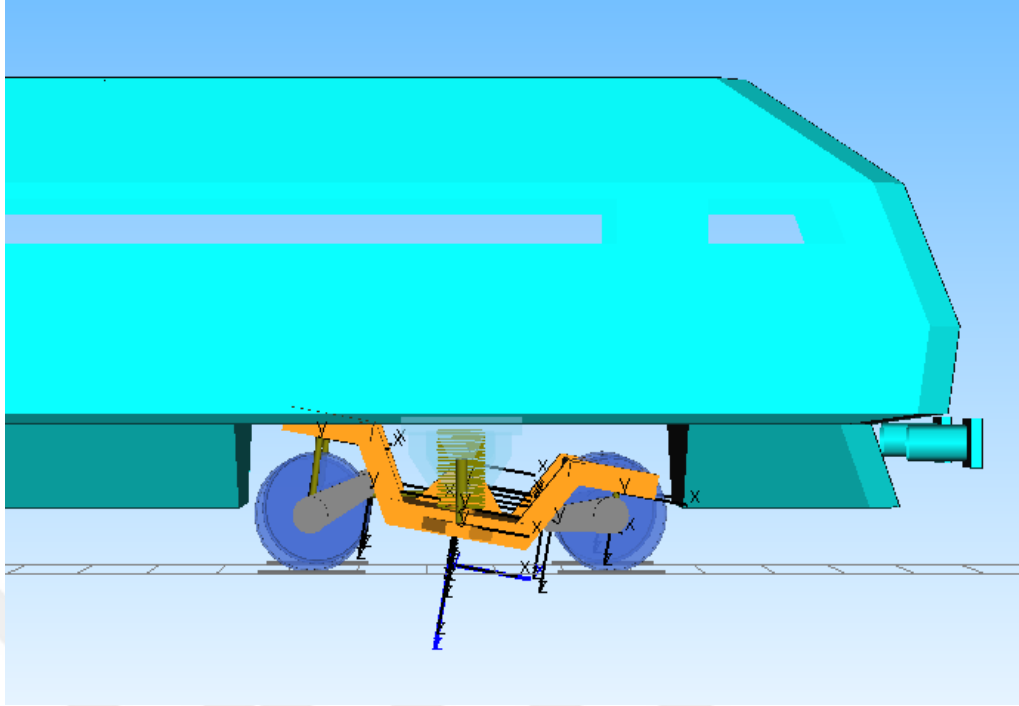
Şekil 4.16. Gövde kafa vurma (1,69 Hz) [30].



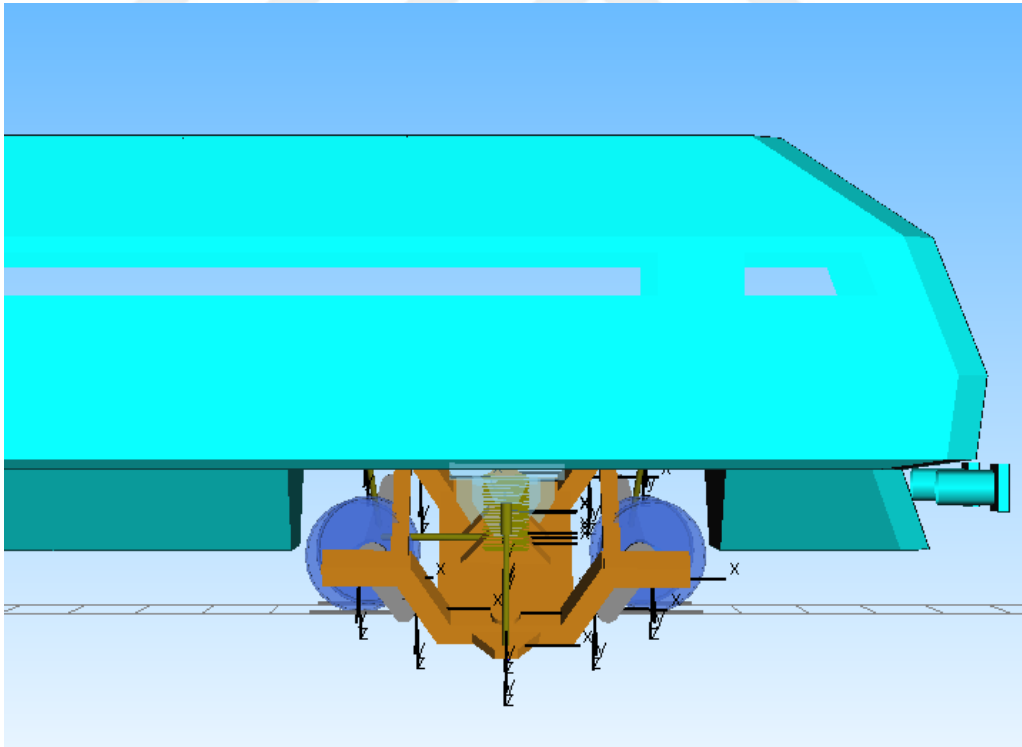
Şekil 4.17. Boji yanak (20,61Hz) [30].



Şekil 4.18.Boji zıplama (8,14 Hz) [30].



Şekil 4.19. Boji kafa vurma (12,95 Hz) [30].



Şekil 4.20. Boji yuvarlanma (11,33 Hz) [30].

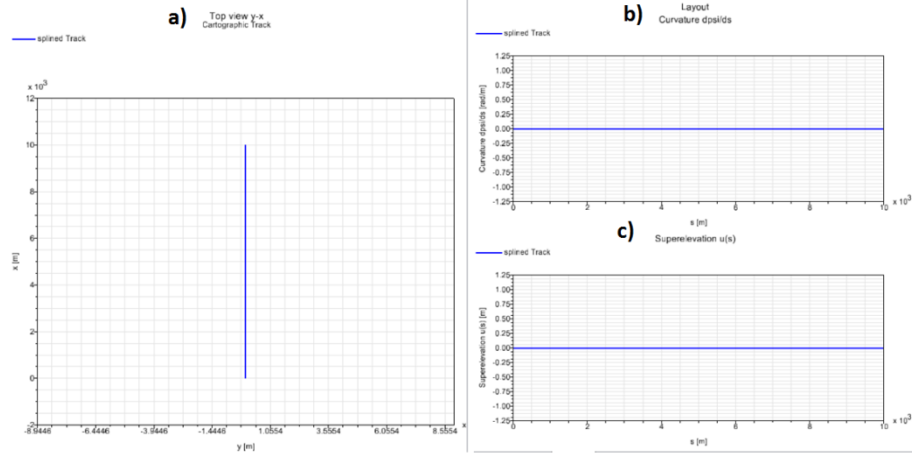
Tablo 4.2.Mod şekilleri ve frekansları

Mod Şekilleri	Sönümleme Oranı %	Frekans (Hz)
Gövde Yuvarlanma	60,34	1,42
Gövde Yalpa	46,01	0,27
Gövde Yanal	34,26	0,77
Gövde Zıplama	21,71	1,41
Gövde Kafa Vurma	26,10	1,69
Boji Yanal (El frenli)	16,51	20,61
Boji Yanal (El frensiz)	16,83	20,60
Boji Zıplama	23,90	8,14
Boji Kafa Vurma	6,94	12,95
Boji Yuvarlanma	41,66	11,33

Modal analiz sonuçları incelendiğinde mod şekilleri ve kritik frekansları tanımlanan mod şekil frekanslarıyla uyumlu olduğu görülmüştür. Tvs N13 tip lüks pulman yolcu vagonunun dinamik modelinin doğruluğu modal analiz ile ortaya konulmuştur.

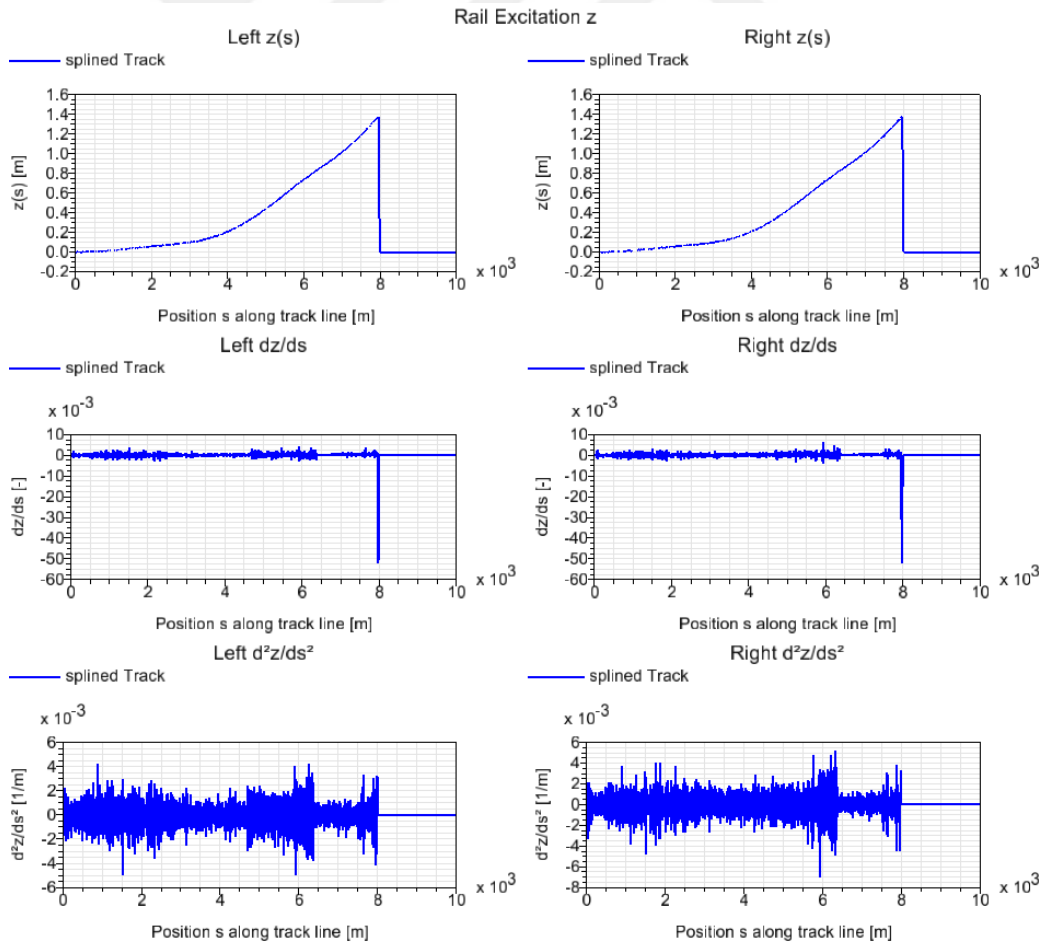
4.5. Tvs N13 Tip Lüks Pulman Yolcu Vagonunun Konfor Analizi

SİMPACK programında oluşturulan modelimizin konfor analizlerini yapabilmek için; 2011 yılı kasım ayında yürürlüğe girmiş olan “TS EN 12299 Demiryolu uygulamaları, yolcular için seyahat konforu, ölçme ve değerlendirme” standardından yararlanılmıştır [37]. Bu kapsamda N13 vagonun konfor analizi için öncelikle 10000 m’ lik deversiz ve kurpsuz bir yol hazırlandı. Kurplar; farklı doğrultudaki doğru yolları birleştiren, yolun eğri kısımlarıdır [38]. Dever; merkezkaç kuvvetleri karşılamak ve zararsız hâle getirmek için yatay kurplarda dış ray dizisinin iç ray dizisine nazaran belirli bir miktarda yükseltilmesine denir. [39].

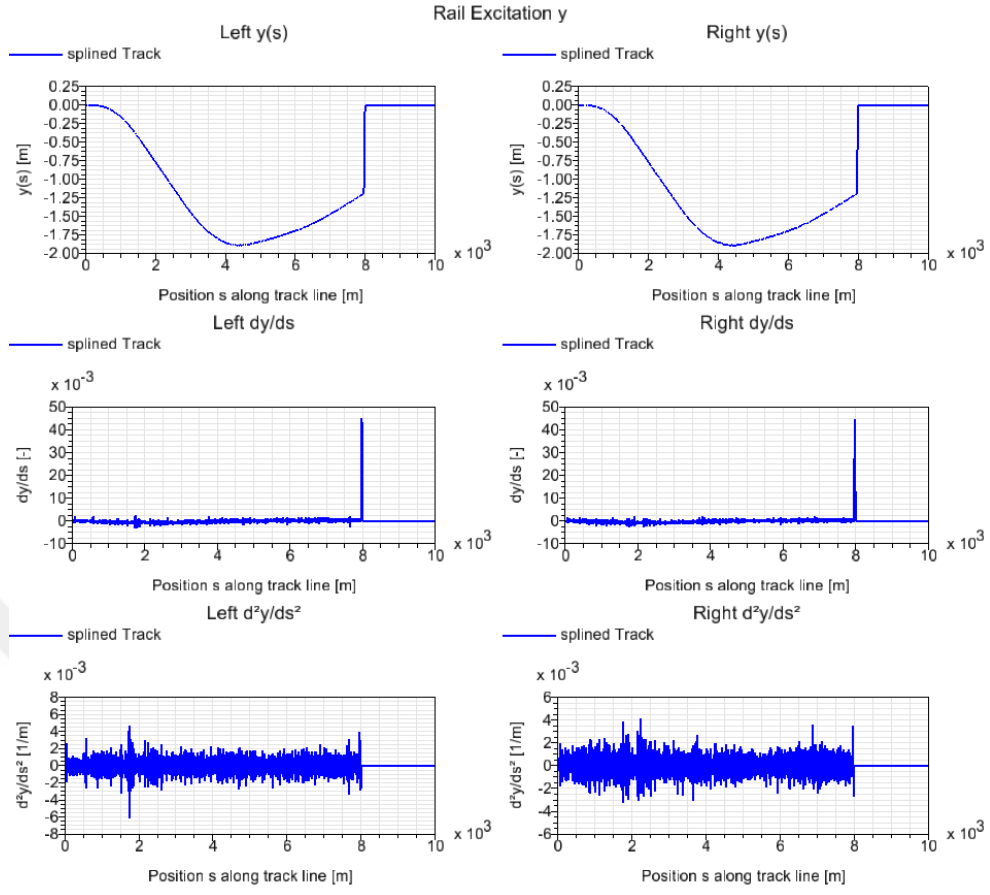


Şekil 4.21. a) Yol üstten görünüş , b) kurp c) dever

TS EN 12299 standardında belirtilen limit değerler içinde ,sisteme bozucu giriş olarak, her iki ray üzerinde z ve y ekseninde yol düzensizliği eklenmiştir [37].

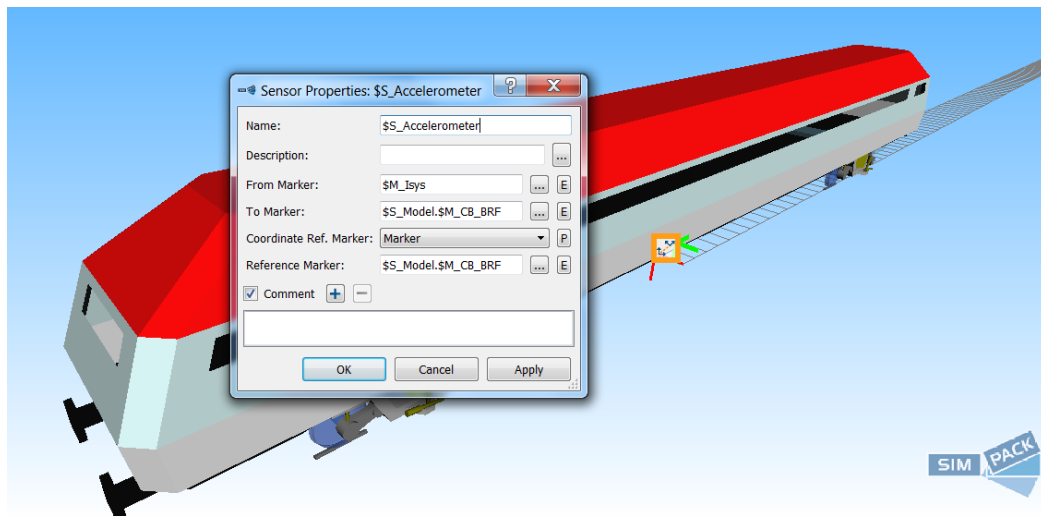


Şekil 4.22. Z ekseninde yol düzensizliği,



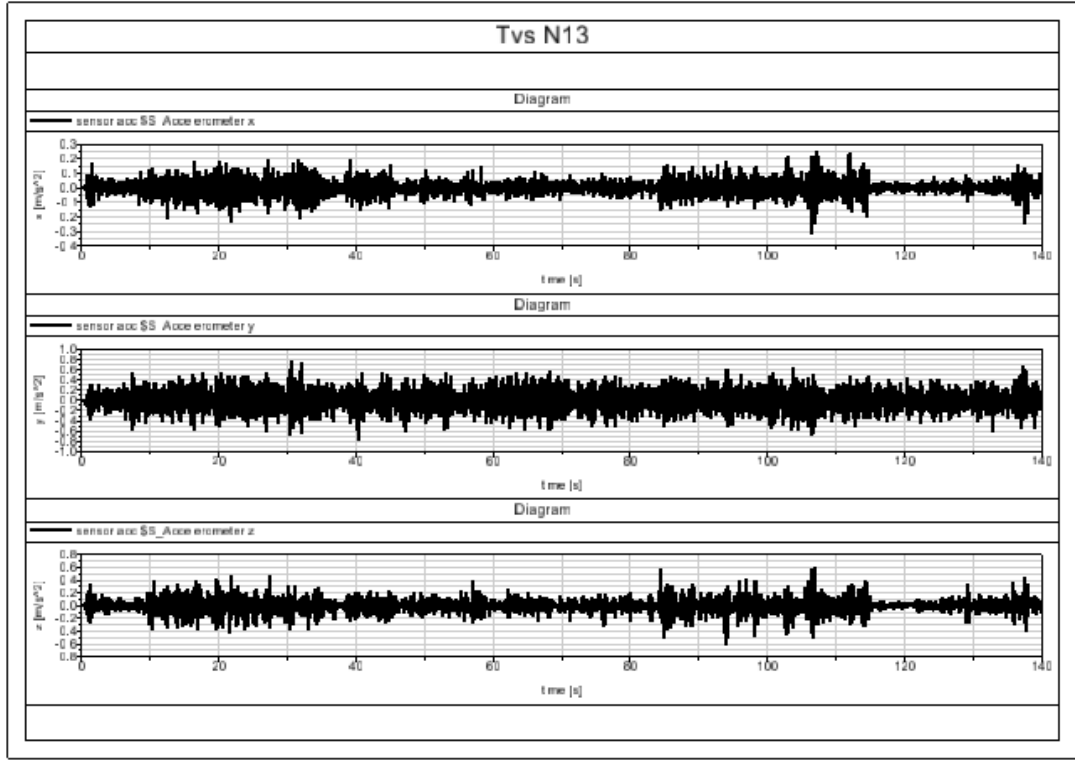
Şekil 4.23. Y eksenli yol düzensizliği

Konfor ölçümü için yol düzensizliği girildikten sonra konfor ölçümü için araç modelinin içerisine ivme ölçer yerleştirildi.



Şekil 4.24. Araç modelinin içerisinde ivme ölçer

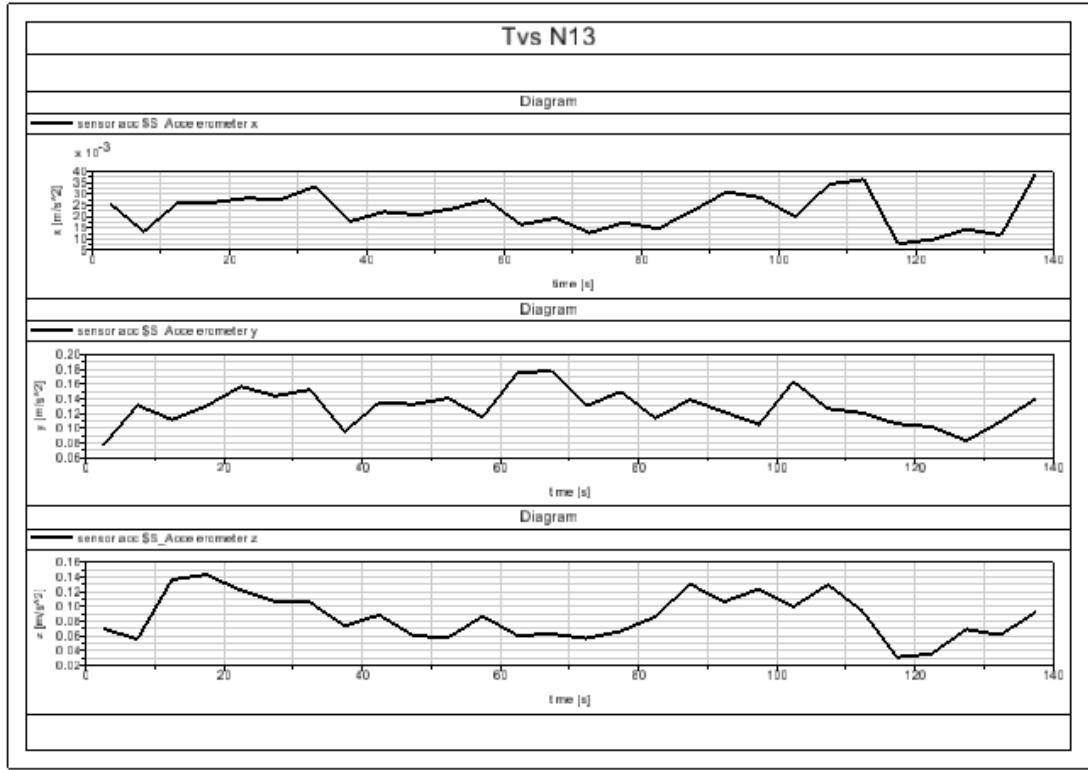
Analiz gerçekleştirildikten sonra ivme ölçerler tarafından alınan x, y ve z eksenlerinde işlenmemiş veriler Şekil 4.25.'de verilmiştir.



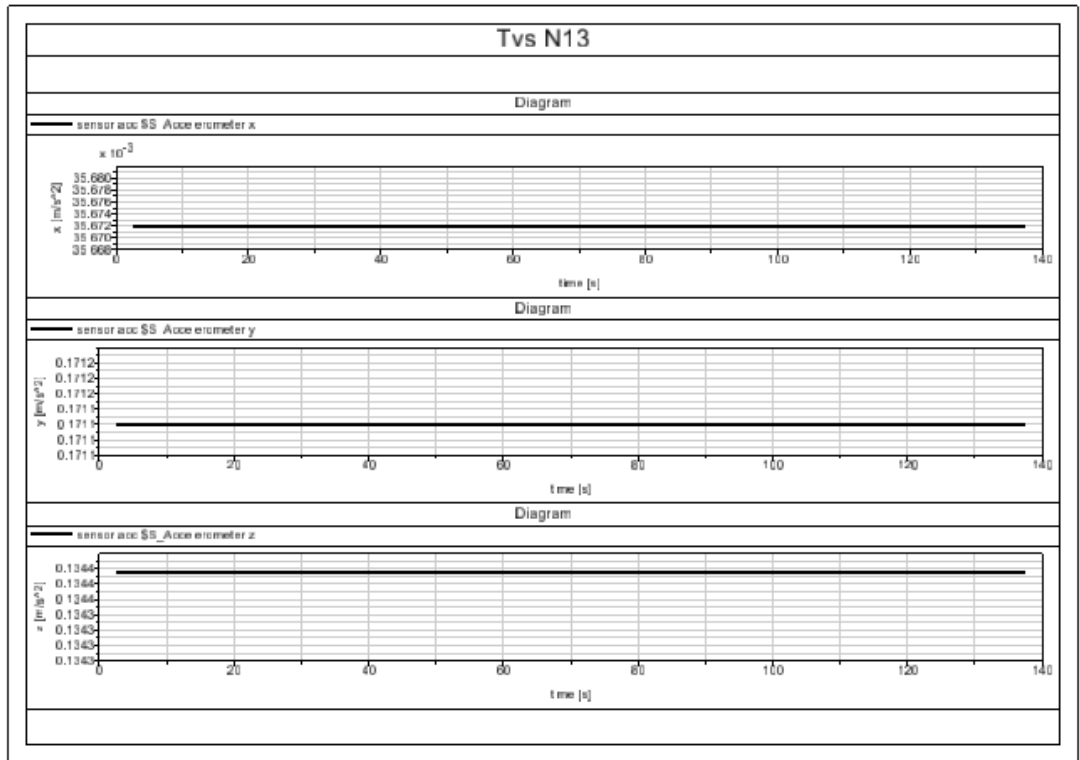
Şekil 4.25. İvme ölçerle alınan x, y ve z eksenlerinde işlenmemiş veriler

İlk olarak elde edilen işlenmemiş veriler Simpack yazılımı içerisinde konfor için hazır filtrelerde işlenmiştir. Konfor analizleri için kullanılan Simpack 105 (Statistic section) filtresi EN 12299 standardını karşılamaktadır. EN 12299 standardına göre konfor indeksi aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır [37].

$$N = 6 \times \sqrt{a_{x(RMS)}^2 + a_{y(RMS)}^2 + a_{z(RMS)}^2} \quad [37]$$



Şekil 4.26. Filtrelenmiş dataların ivme değerleri-1



Şekil 4.27. Filtrelenmiş dataların ivme değerleri-2

Simpack programı üzerinde oluşturulup filtrelenen ve Şekil 4.27.'den alınan ivme değerleri aşağıda verilmiştir. Elde edilen ivme değerleri kullanılarak konfor indeksi hesaplanacak ve vagon modelinin konfor sınıfı tespit edilebilecektir.

$$a_{x(RMS)} = 0,035 \text{ m/sn}^2$$

$$a_{y(RMS)} = 0,171 \text{ m/sn}^2$$

$$a_{z(RMS)} = 0,8595 \text{ m/sn}^2$$

$$N = 6 \times \sqrt{a_{x(RMS)}^2 + a_{y(RMS)}^2 + a_{z(RMS)}^2} = 6 \times \sqrt{0,0012 + 0,029 + 0,0179}$$

$$N = 6 \times \sqrt{0,0481}$$

$$N = 1,315$$

Tablo 4.3. Yolcu vagonlarında konfor indeksine göre konfor sınıfları [37]

Konfor İndeksi	Konfor Sınıfı
$N < 1,5$	Yüksek konforlu (Very comfortable)
$1,5 \leq N < 2,5$	Konforlu (Comfortable)
$2,5 \leq N < 3,5$	Orta konfor (Medium)
$3,5 \leq N < 4,5$	Konforsuz (Uncomfortable)
$N \geq 4,5$	Düşük konforlu (Very uncomfortable)

$N = 1,315$ olarak hesaplanmış ve Tablo 4.3.'de verilen vagon konfor indeksine göre konfor sınıfı değerleri ile karşılaştırıldığında; vagonun yüksek konfora sahip olduğu tespit edilmiştir.

BÖLÜM 5. TITREŞİM ÖLÇÜM VE ANALİZLERİ

5.1. Titreşim Ölçüm Sistemi

Çalışmanın bu bölümünde bir Tvs N13 tip lüks yolcu vagonunda yapılan titreşim ölçümleri ve ölçüm işlemlerinde kullanılan cihazlar hakkında bilgi verilecektir.

5.1.1. Dinamik sinyal analizörü

Dinamik sinyal analizörü olarak ölçümlerimiz esnasında; laboratuvar ve dış mekanlarda hızlı bir ses ve titreşim analizi yapmak için kullanılan Şekil 5.1.'de görülen Photon+ dinamik sinyal analizörünü kullandık. Bir veri toplama cihazı ile bilgisayar yazılımından oluşan sistemin kurulumu kolay ve sistemden hızlı bir şekilde sonuç elde etme imkânı bulunmaktadır. Cihaz çok düşük seviyeli ses ve titreşimlerin sonuçlarını gerçek zamanlı olarak analiz edebilmektedir [40].



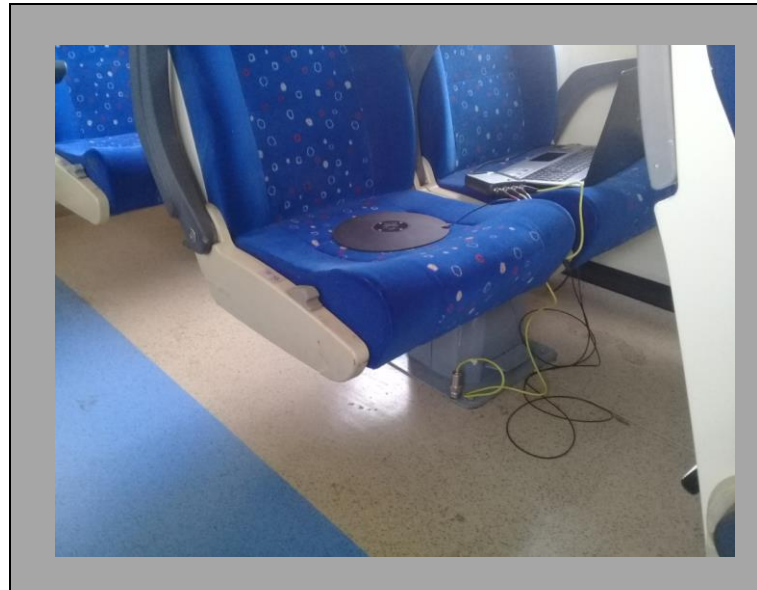
Şekil 5.1. Photon+ dinamik sinyal analizörü

Bu kapsamda Şekil 5.3.'de görüldüğü üzere koltuk ve vagon zemini üzerine yerleştirilen titreşim ölçer cihazları ile ölçümler yapılmıştır.



Şekil 5.3. Koltuk ve zemine yerleştirilen titreşim ölçüm cihazları

Test sırasında ölçüm verilerinin alınması için titreşim ölçüm cihazları Şekil 5.4.'de görüldüğü gibi programın kurulu olduğu bir bilgisayara bağlanmaktadır. Ölçümler için bilgisayar ortamında; RT Pro Photon 7.00 programı kullanılmaktadır.

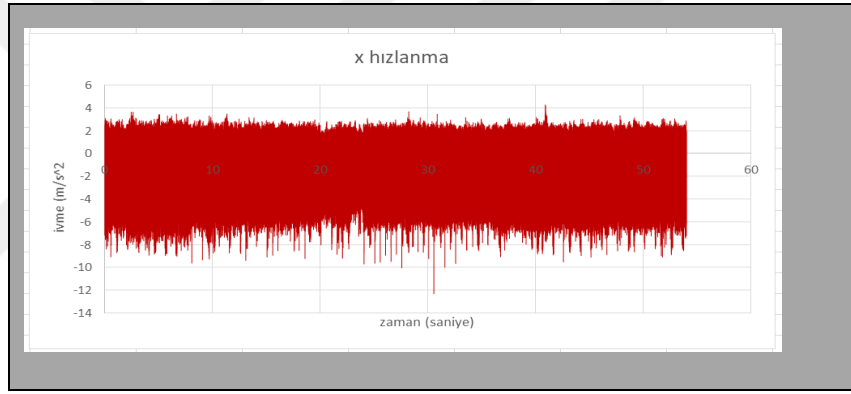


Şekil 5.4. İvme ölçerlerin bilgisayara bağlantısı

Test süresince üç farklı durumda ölçümler alınmıştır. Bu durumlar; vagonun test sabit hızı olan 60 km/h'e kadar olan hızlandığı, hızın sabit kaldığı ve ray yapısının nispeten bozuk olduğu durumlardır.

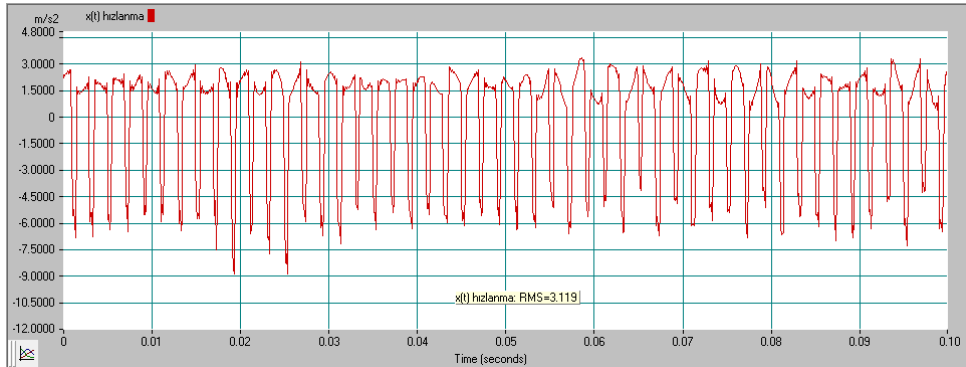
5.2.1. Vagonun 60 km/h'e hızlandığı durumda yapılan ölçümler

Vagon ilk hareketinden test hızı olan 60 km/h hıza ulaşana kadar yapılan ölçümlere ait veriler aşağıda verilmiştir. İlk grafikte (Şekil 5.5.) ölçüm yapılan koltuğun x yönünde (vagon yanal yönü) ilk 54 saniye boyunca kaydedilen ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



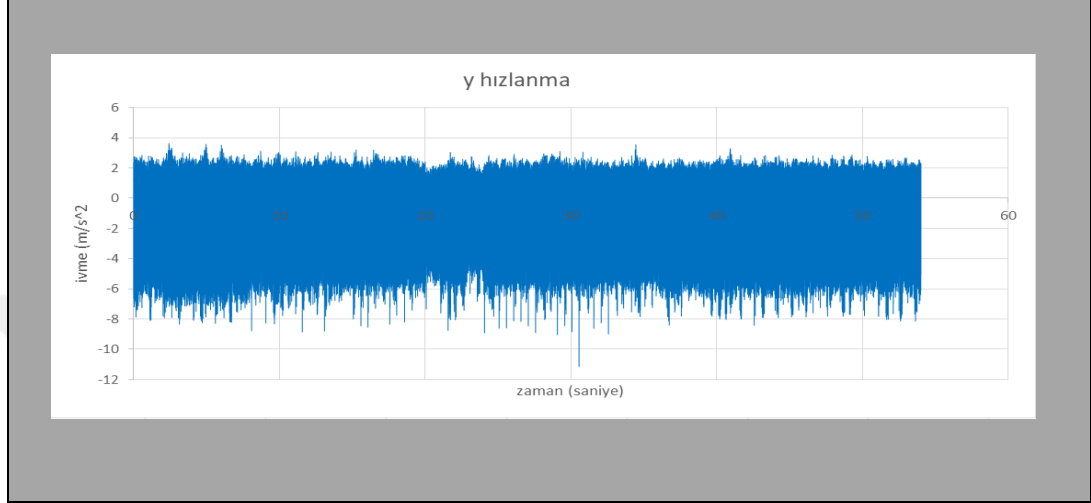
Şekil 5.5. X yönünde 0-54 saniye arasında kaydedilen ivme titreşim değerleri

Aşağıdaki grafik (Şekil 5.6.); koltuğun x yönünde (vagon yanal yönü) 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini (RT Pro Photon 7.00) programında göstermektedir.



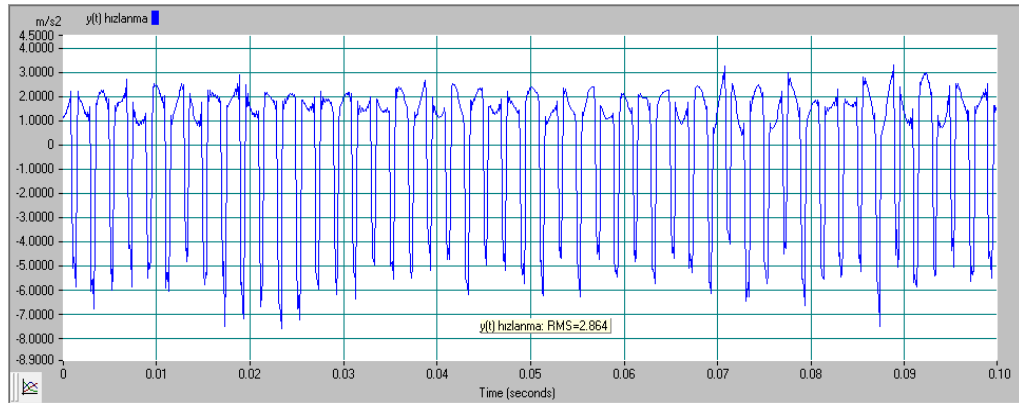
Şekil 5.6. X yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği

Aşağıdaki grafikte (Şekil 5.7.) ölçüm yapılan koltuğun y yönünde (vagon hareket yönü) ilk 54 saniye boyunca kaydedilen ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



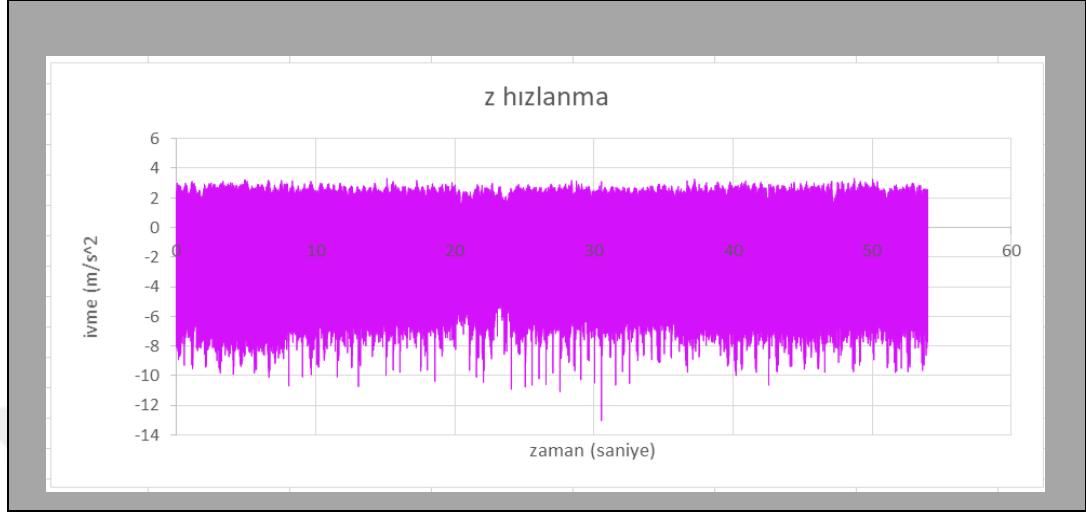
Şekil 5.7. Y yönünde 0-54 saniye arasında kaydedilen ivme titreşim değerleri

Aşağıdaki grafik (Şekil 5.8.); koltuğun y yönünde (vagon hareket yönü) 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini (RT Pro Photon 7.00) programında göstermektedir.



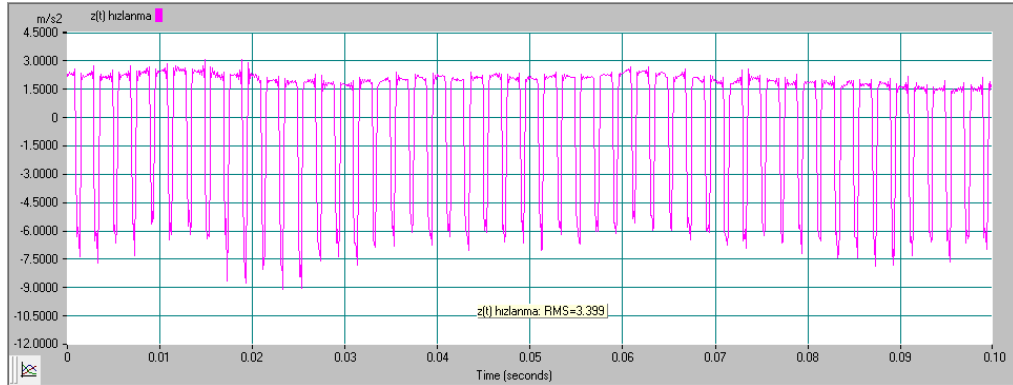
Şekil 5.8. Y yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği

Grafik 5.9.'da ölçüm yapılan koltuğun z yönünde (koltuğun düşey yönü) ilk 54 saniye boyunca kaydedilen ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



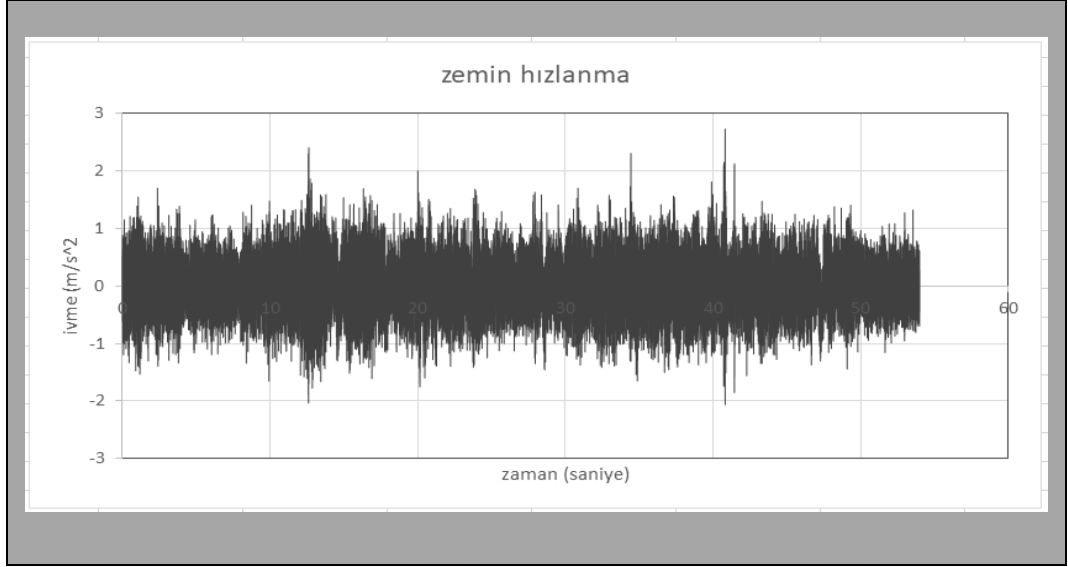
Şekil 5.9. Z yönünde 0-54 saniye arasında kaydedilen ivme titreşim değerleri

Aşağıdaki grafik (Şekil 5.10.); koltuğun z yönünde (koltuğun düşey yönü) 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini (RT Pro Photon 7.00) programında göstermektedir.



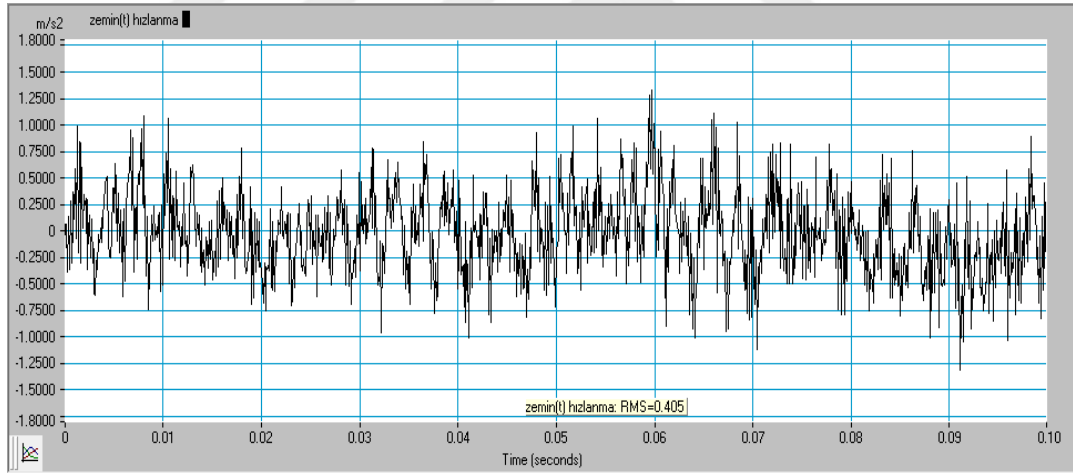
Şekil 5.10. Z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği

Şekil 5.11.'de vagon zemininin z yönünde (düşey yönü) 54 saniye boyunca ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alınıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



Şekil 5.11. Vagon zemininin z yönünde (düşey yönü) ivme titreşimi

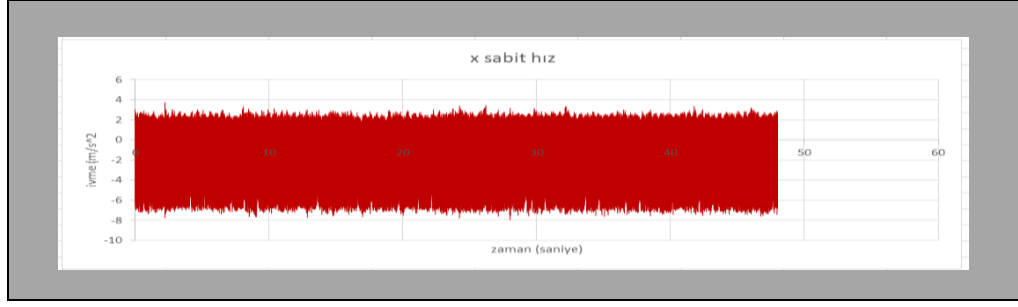
Aşağıdaki Şekil 5.12.'de zeminin z yönünde 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değeri (RT Pro Photon 7.00) programında gösteren grafikdir.



Şekil 5.12. Zeminin z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi

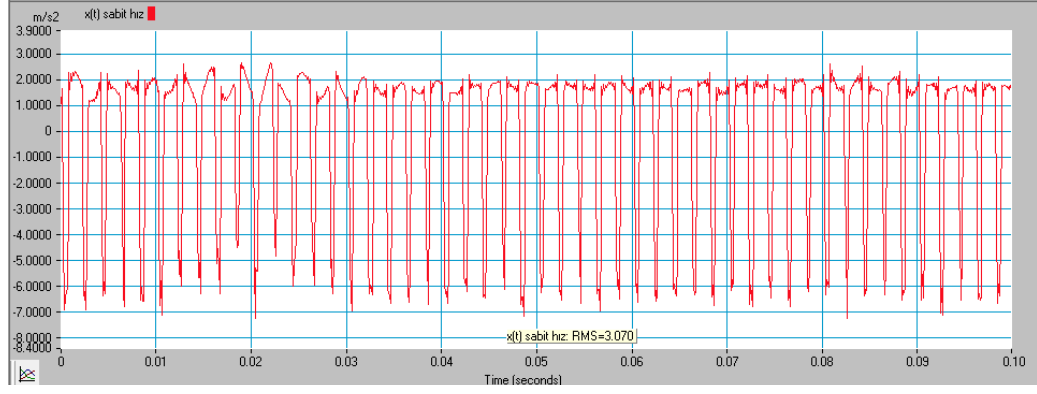
5.2.2. Vagon hızı 60 km/h' de sabitken yapılan ölçümler

Vagon sabit test hızı olan 60 km/h hızda yapılan ölçümlere ait veriler aşağıda verilmiştir. İlk grafikte (Şekil 5.13.) ölçüm yapılan koltuğun x yönünde (vagon yanal yönü) ilk 48 saniye boyunca kaydedilen ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



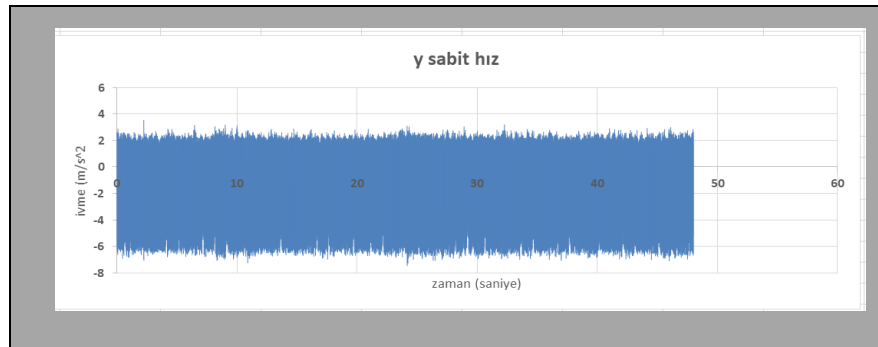
Şekil 5.13. Koltuğun x yönünde (vagon yanal yönü) 48 saniyelik ivme titreşimi değerleri

Aşağıdaki grafik (Şekil 5.14.); koltuğun x yönünde (vagon yanal yönü) 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini (RT Pro Photon 7.00) programında göstermektedir.



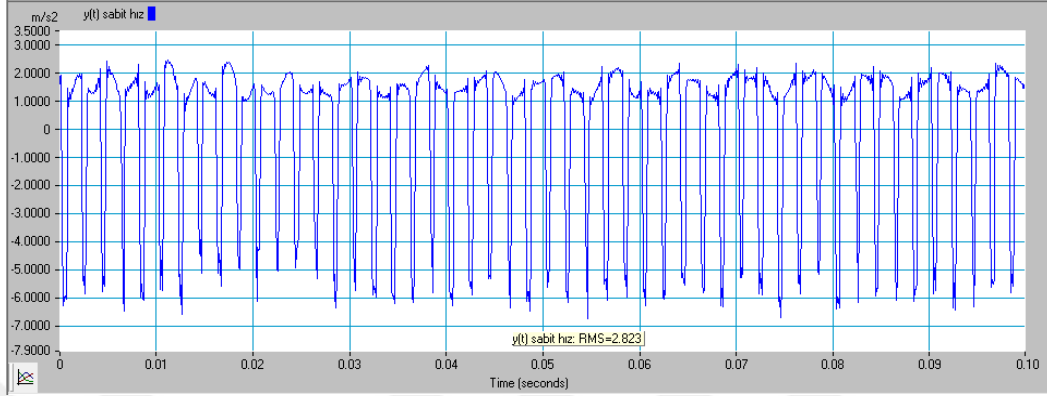
Şekil 5.14. Koltuğun x yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS değerleri

Aşağıdaki grafikte (Şekil 5.15.) ölçüm yapılan koltuğun y yönünde (vagon hareket yönü) ilk 48 saniye boyunca kaydedilen ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



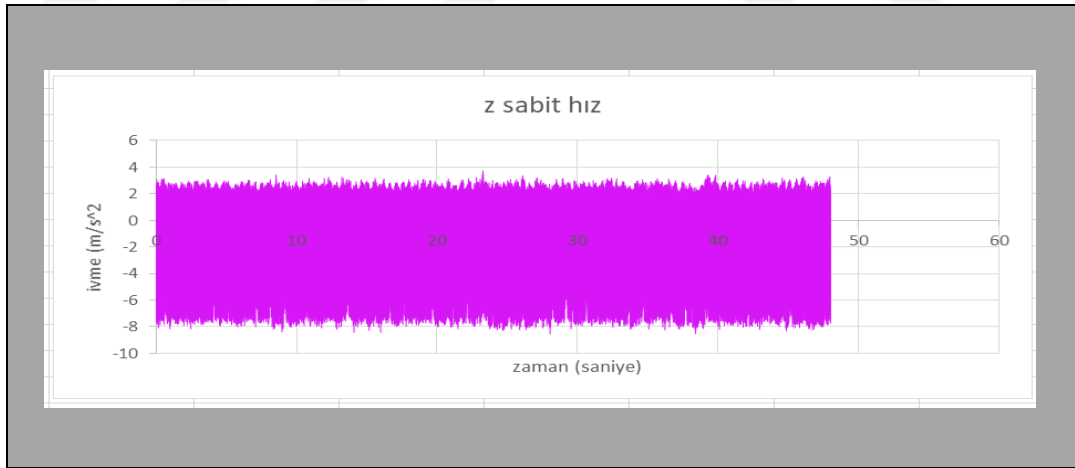
Şekil 5.15. Koltuğun y yönünde (vagon hareket yönü) 48 saniyelik ivme titreşimi değerleri

Aşağıdaki grafik (Şekil 5.16.); koltuğun y yönünde (vagon hareket yönü) 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini (RT Pro Photon 7.00) programında göstermektedir.



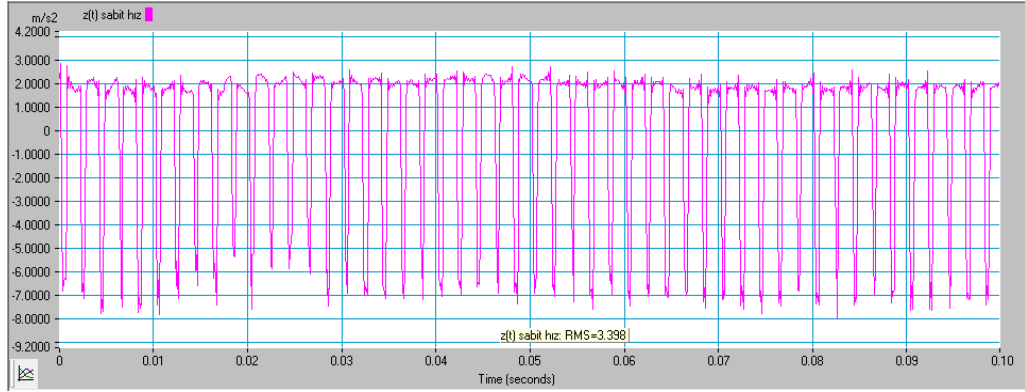
Şekil 5.16. Y yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği

Grafik 5.17.'de ölçüm yapılan koltuğun z yönünde (koltuğun düşey yönü) ilk 48 saniye boyunca kaydedilen ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



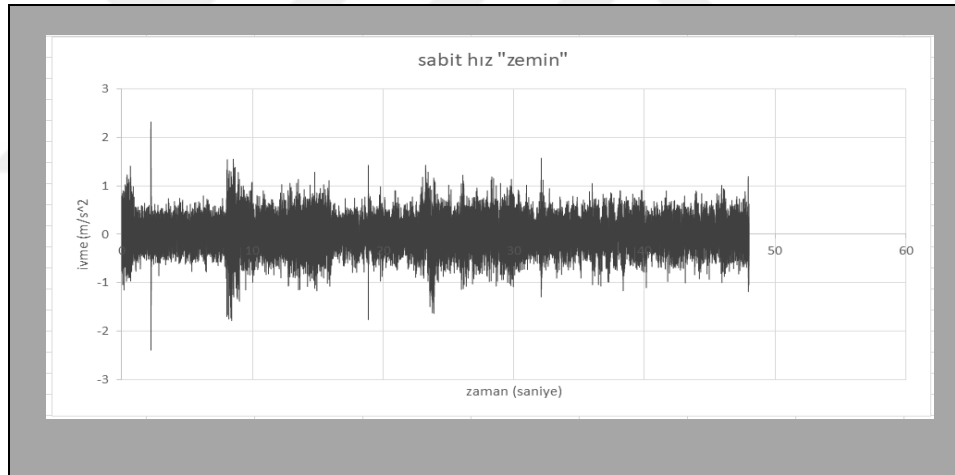
Şekil 5.17. Z yönünde ilk 48 saniyede kaydedilen ivme titreşimi değerleri

Aşağıdaki grafik (Şekil 5.18.); koltuğun z yönünde (koltuğun düşey yönü) 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini (RT Pro Photon 7.00) programında göstermektedir.



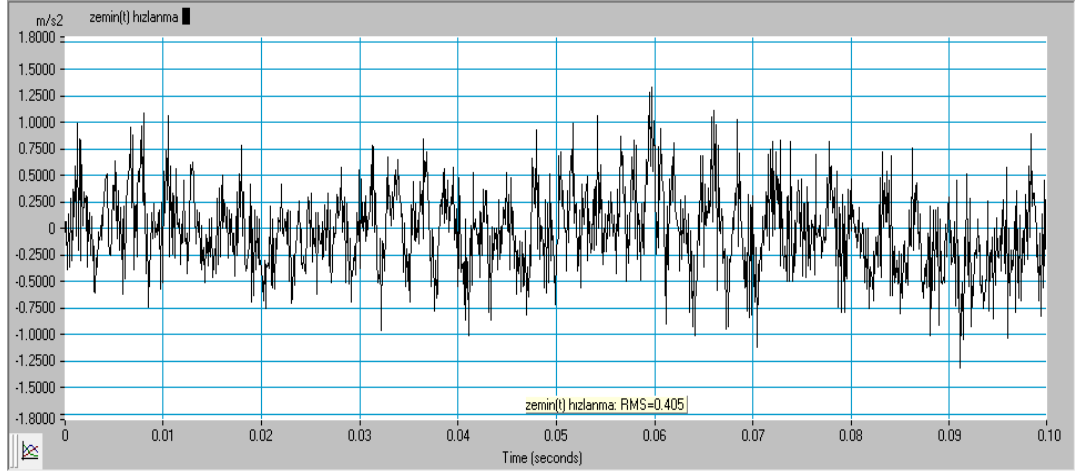
Şekil 5.18. Z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği

Şekil 5.19.'da vagon zemininin z yönünde (düşey yönü) 48 saniye boyunca ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alınıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



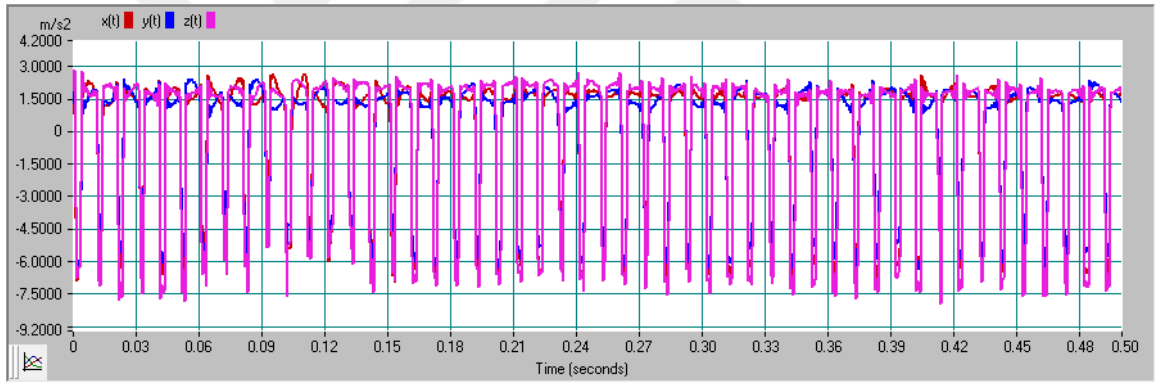
Şekil 5.19. Vagon zemininin z yönünde (düşey yönü) ivme titreşimi

Şekil 5.20.' de verilen grafik zeminin z yönünde 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini (RT Pro Photon 7.00) programında gösteren grafikdir.



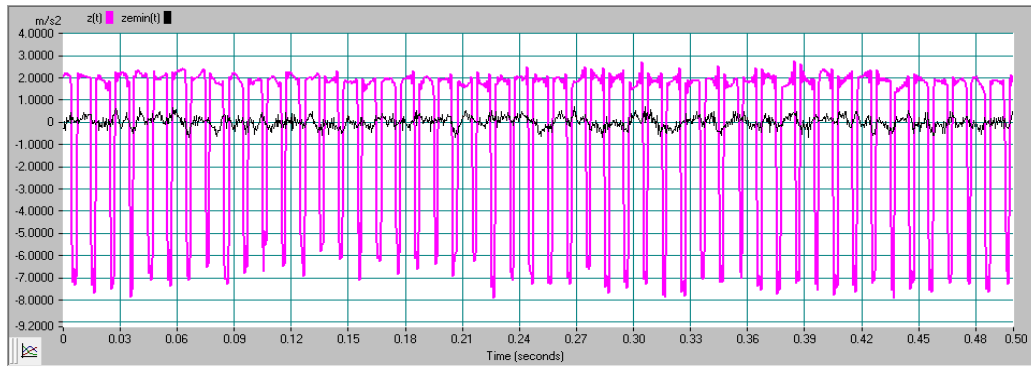
Şekil 5.20. Vagon zeminin z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi

Vagon 60 km/h sabit hıza sahipken ölçüm yapılan koltuğa ait x,y ve z eksenlerinin ivmenin titreşimleri Şekil 5.21.'de verilmiştir.



Şekil 5.21. Koltuk x,y ve z eksenleri ivme titreşimi

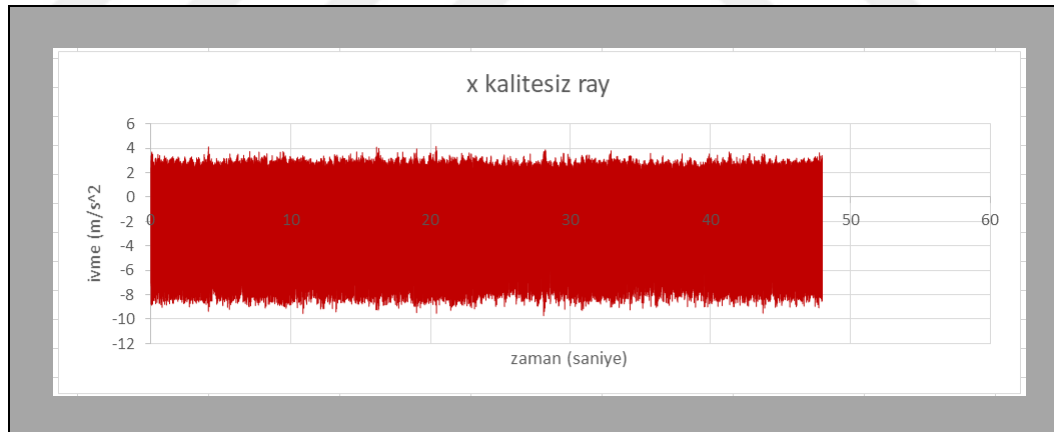
Aşağıdaki Şekil 5.22.'de vagon sabit hıza sahipken koltuğun z eksenini ile vagon zeminini düşey yönünü bir grafikte zamana göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil 5.22. Koltuğun z eksenine göre zeminin düşey yönündeki ivme titreşimi

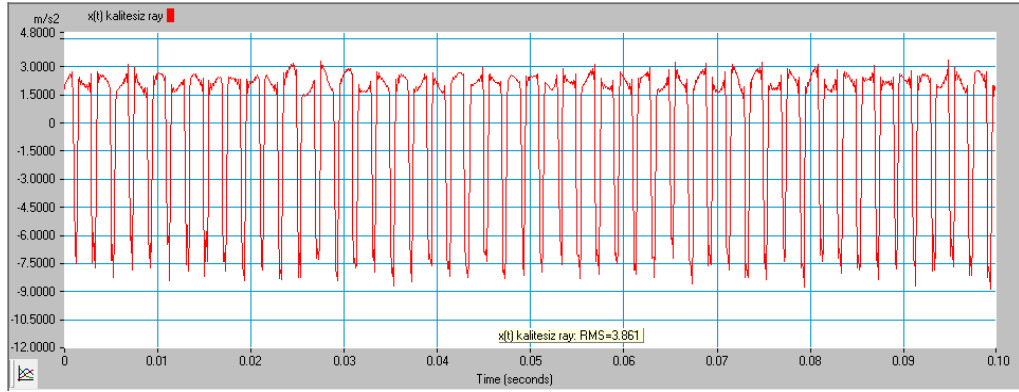
5.2.3. Bozuk demiryolu hattında sabit hızdaki (60 km/h) ölçümler

Vagon 60 km/h sabit hızda giderken demiryolu hattının nispeten bozuk olduğu esnada da ölçüm yapılmıştır. İlk grafikte (Şekil 5.23.); ölçüm yapılan koltuğun x yönünde (vagon yanal yönü) ilk 48 saniye boyunca kaydedilen ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



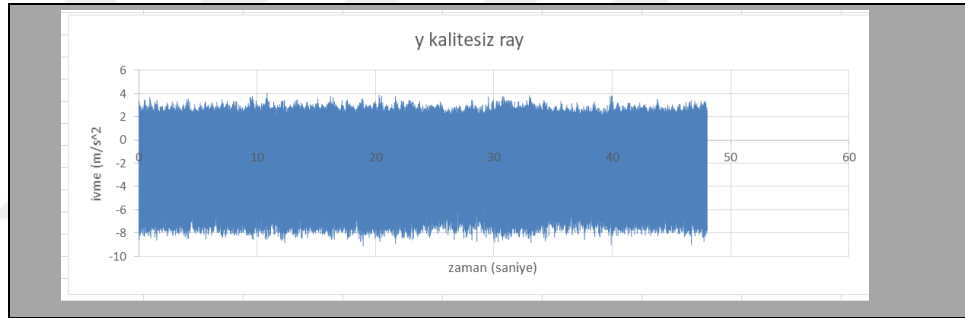
Şekil 5.23. X yönünde ilk 54 saniyede kaydedilen ivme titreşimi değerleri

Aşağıdaki grafik (Şekil 5.24.); koltuğun x yönünde (vagon yanal yönü) 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini (RT Pro Photon 7.00) programında göstermektedir.



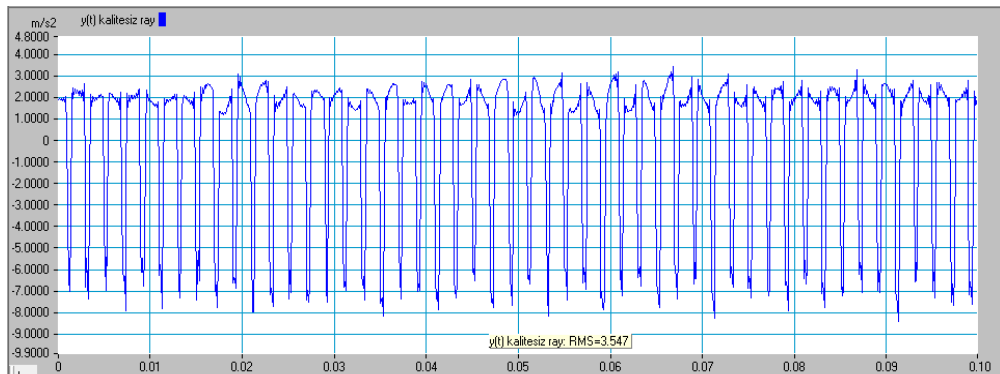
Şekil 5.24. X yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği

Aşağıdaki grafikte (Şekil 5.25.) ölçüm yapılan koltuğun y yönünde (vagon hareket yönü) ilk 48 saniye boyunca kaydedilen ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



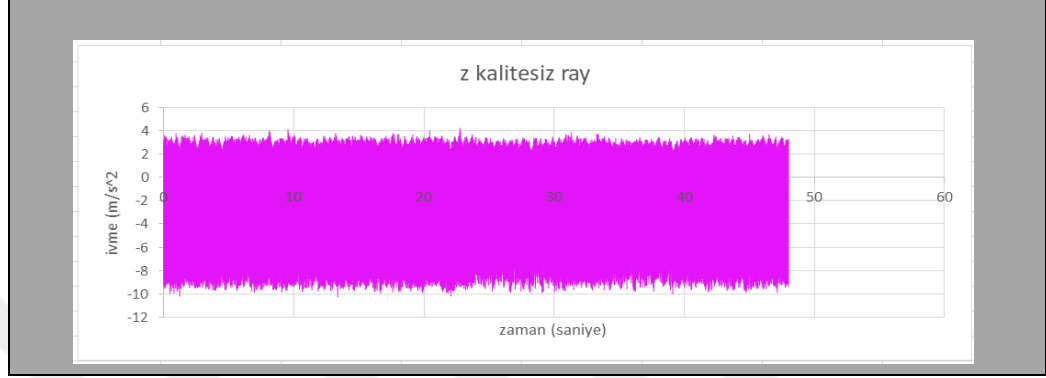
Şekil 5.25. Y yönünde ilk 54 saniyede kaydedilen ivme titreşimi değerleri

Aşağıdaki grafik (Şekil 5.26.); koltuğun y yönünde (vagon hareket yönü) 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini RT Pro Photon 7.00 'da göstermektedir.



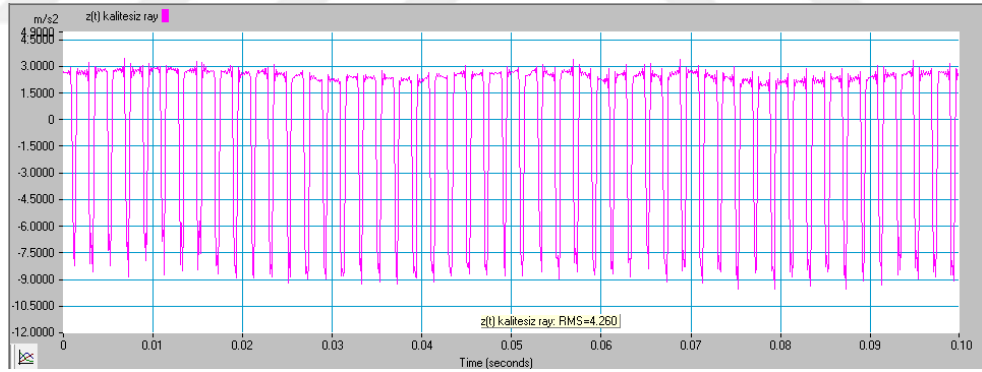
Şekil 5.26. Y yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği

Şekil 5.27’de verilen grafikte ölçüm yapılan koltuğun z yönünde (koltuğun düşey yönü) ilk 48 saniye boyunca kaydedilen ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alınıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



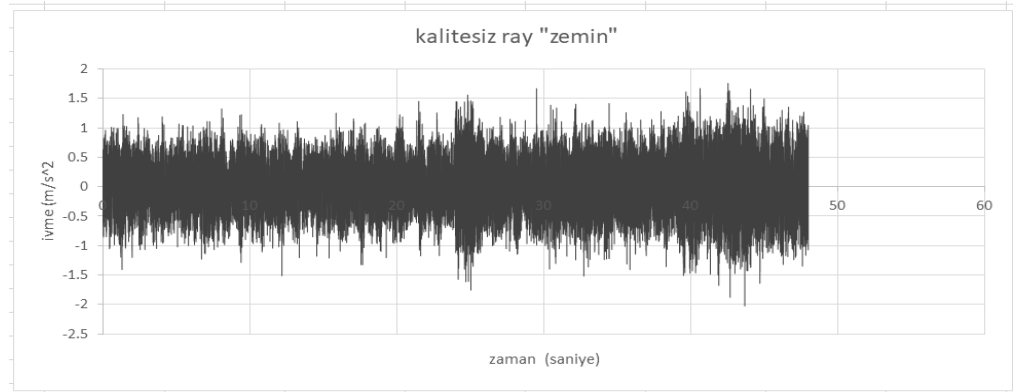
Şekil 5.27. Z yönünde ilk 54 saniyede kaydedilen ivme titreşimi değerleri

Aşağıdaki grafik (Şekil 5.28.); koltuğun z yönünde 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değerlerini programda göstermektedir.



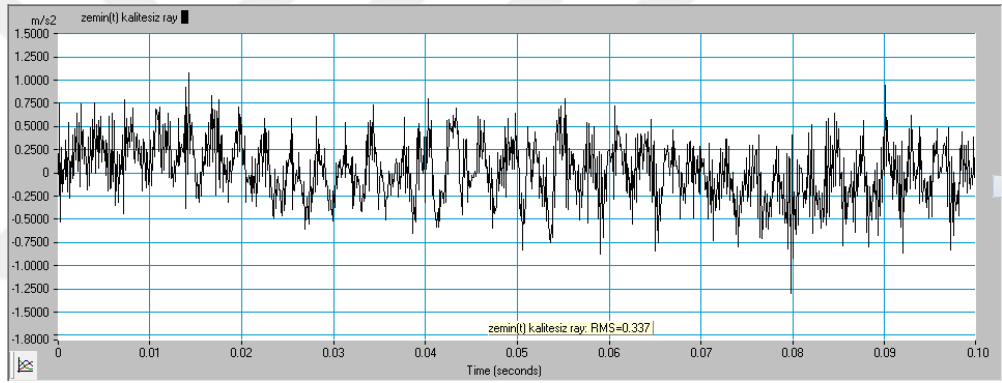
Şekil 5.28. Z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi ve RMS ölçüm grafiği

Şekil 5.29.’da vagon zemininin z yönünde (düşey yönü) 48 saniye boyunca ivme titreşimi değerleri (RT Pro Photon 7.00) programından alınıp Microsoft Excel programına aktarılıp grafiği çizdirilmiştir.



Şekil 5.29. Vagon zemininin z yönünde (düşey yönü) ivme titreşimi

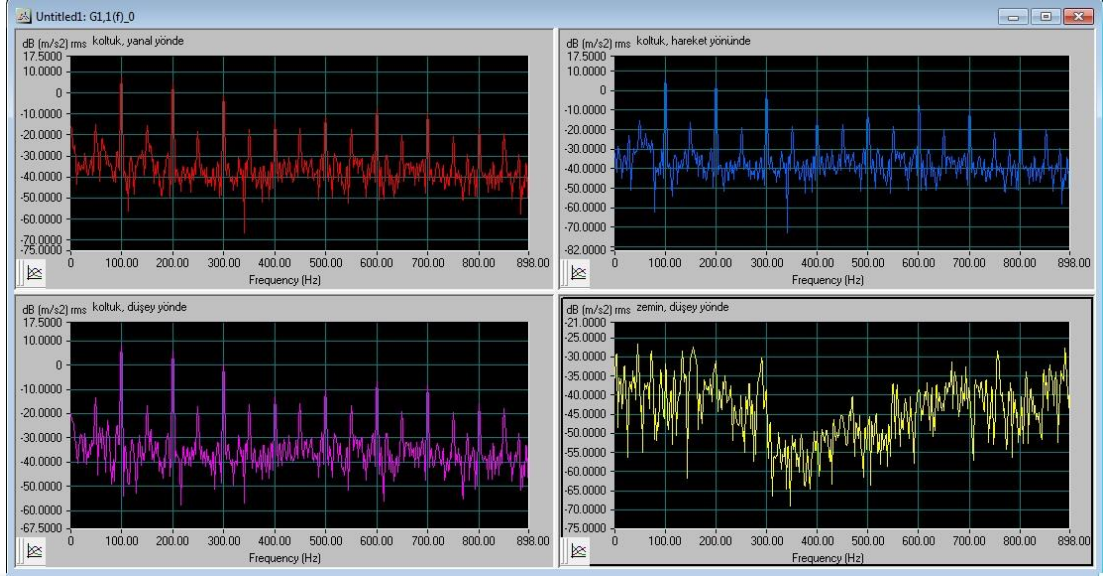
Aşağıdaki Şekil 5.30.'a zeminin z yönünde 0,1 saniye boyunca ivme titreşimi ve RMS değeri (RT Pro Photon 7.00) programında gösteren grafikdir.



Şekil 5.30. Zeminin z yönünde 0,1 saniyelik ivme titreşimi

5.2.4. Frekansa göre ivme titreşimi

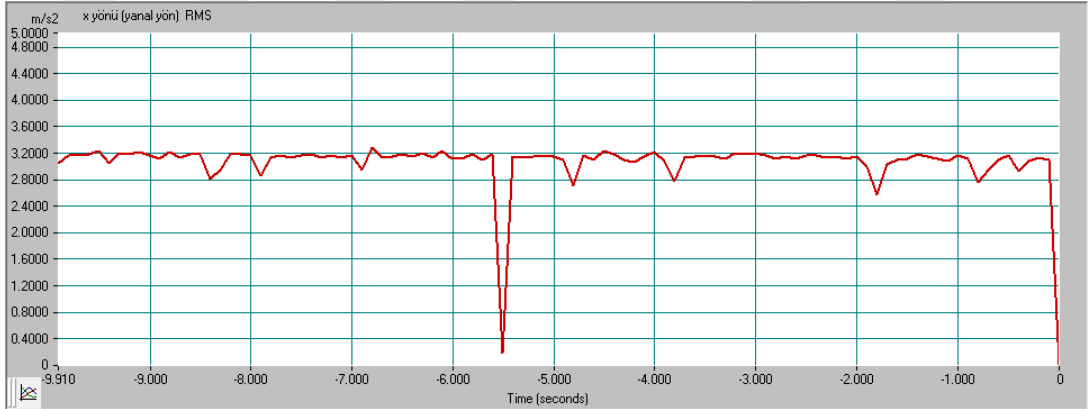
Şekil 5.31.; koltuğun üç eksenini ve vagon zemininin düşey ekseninin frekansa göre ivme titreşimi RT Pro Photon 7.00 programında gösteren grafikdir. Grafikler incelendiğinde; Koltuğun üç ekseninde de 100 Hz ve katları şeklinde büyük değerler görülmektedir. Buda bize vagon ya da koltukta 100 Hz 'de çalışan eleman olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.31. Koltuğun 3 eksenli ve vagon zemininin düşey ekseninin ivme titreşimi değerleri

5.3. Sabit Hızda RMS İvme Değerleri ve Konfor İndeksi Hesabı

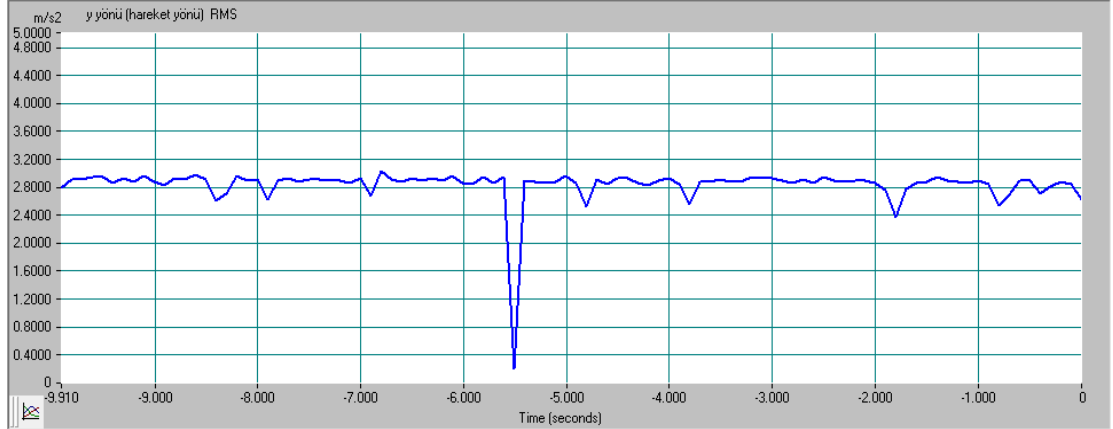
Koltuğun (x) yönü:



Şekil 5.32. Koltuğun (x) yönündeki zamana göre RMS değerleri grafiği

Bu değerlerin ortalaması alınırsa $\ddot{x}_{RMS} = 2,429063367 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

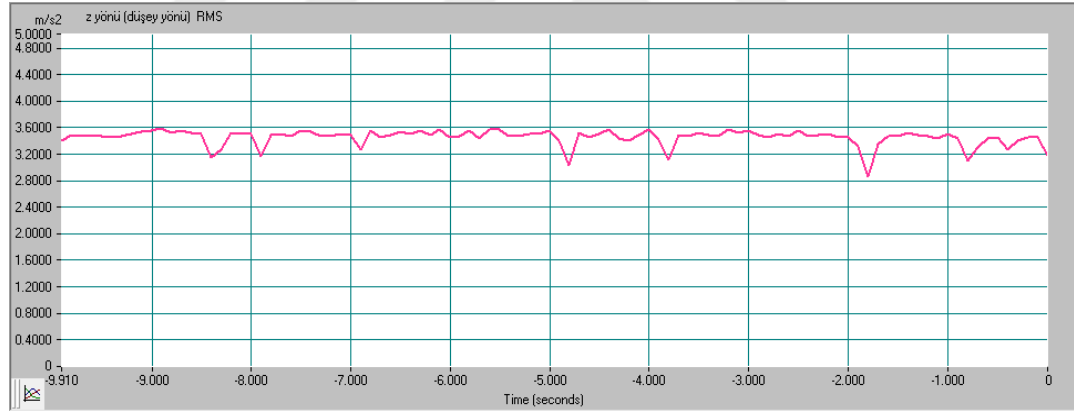
Koltuğun (y) yönü:



Şekil 5.33. Koltuğun (y) yönündeki zamana göre RMS değerleri grafiği

Bu değerlerin ortalaması alınırsa $\ddot{y}_{RMS} = 3,24948211 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

Koltuğun (z) yönü:



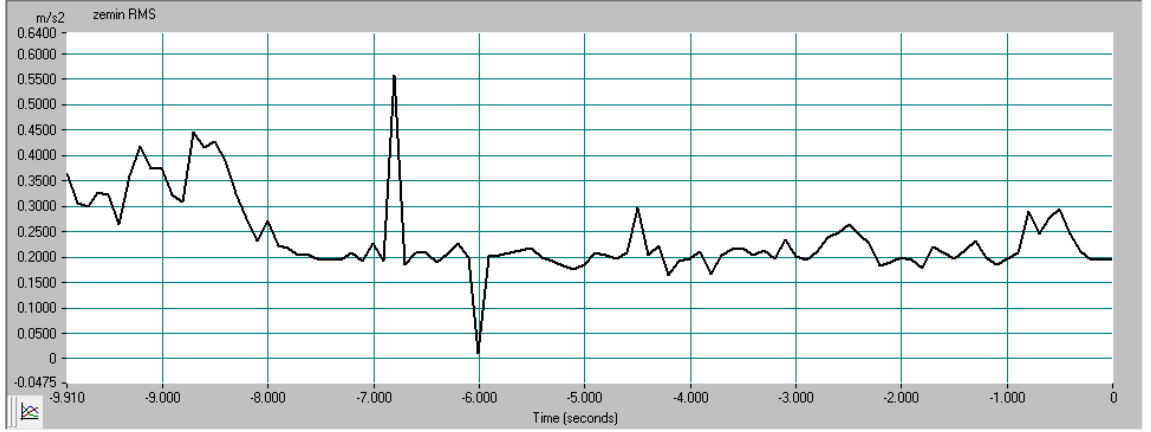
Şekil 5.34. Koltuğun (z) yönündeki zamana göre RMS değerleri grafiği

Bu değerlerin ortalaması alınırsa $\ddot{z}_{RMS} = 3,867886 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$$N = 6 \times \sqrt{\ddot{x}_{RMS}^2 + \ddot{y}_{RMS}^2 + \ddot{z}_{RMS}^2} = 6 \times \sqrt{2,429063367^2 + 3,24948211^2 + 3,867886^2}$$

$N = 33,6322$ olarak bulunmuştur. Koltuk üzerinde yapılan ölçümlerin sonucunda koltuk konforsuz sınıfta çıkmıştır.

Vagon zemini düşey yönü:



Şekil 5.35. Vagon zemininin düşey yönde zamana göre RMS değerleri grafiği

Bu değerlerin ortalaması alınırsa $\ddot{z}_{RMS} = 0,170492631 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

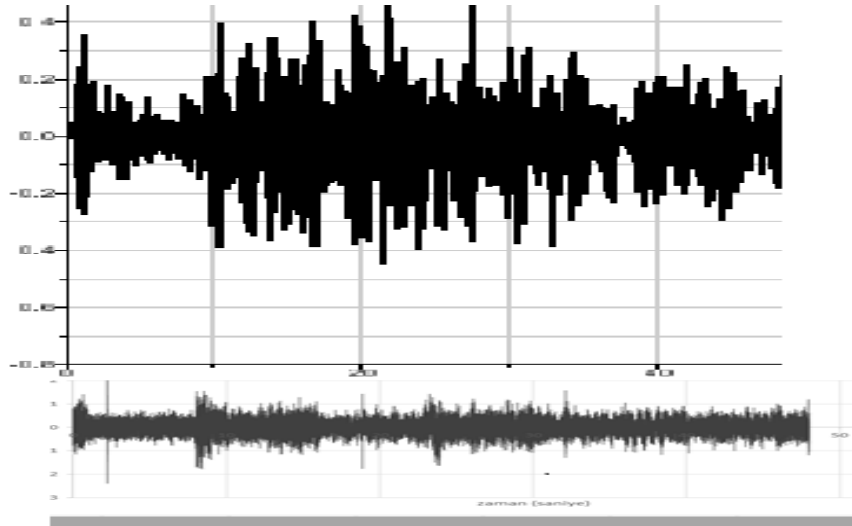
Vagon zemini için konfor indeksi hesabı:

$$N = 6 \times \sqrt{\ddot{x}_{RMS}^2 + \ddot{y}_{RMS}^2 + \ddot{z}_{RMS}^2} = 6 \times \sqrt{0,170492631^2}$$

$N = 1,023$ olarak bulundu. Zemin konfor durumu iyi konforlu sınıfta çıkmıştır

BÖLÜM 6. TARTIŞMA VE SONUÇ

Çalışma kapsamında imalatı TÜVASAŞ'ta yapılan TVS N13 serisi lüks yolcu vagonunun Simpack programı kullanılarak titreşim ve konfor hesaplamaları yapılmıştır. Titreşim hesapları yapılmadan önce literatürdeki benzer çalışmalar incelenmiştir. Daha sonra sırasıyla vagona kullanılan süspansiyon sistemleri ile süspansiyon sistemi elemanları (yaylar, amortisörler, vs.) kısaca tanıtılmıştır. Bu süspansiyon elemanlarının atölye ortamında vagona bağlanmadan önce kuvvet testleri yapılmıştır. Simpack programı kullanılarak çalışma yaptığımız vagonun tam bir modeli oluşturulmuştur. Bu tam model üzerinden hesaplamalar yapılırken, hesaplamalarla paralel olarak bu tip bir yolcu vagonu ile yol testlerine çıkılarak titreşim ölçümleri alınmıştır. Simpack programında yapılan hesaplamalar ve yol testinde yapılan titreşim ölçümlerinde vagonun konfor indeksinin 'iyi konforlu' kategorisinde olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 6.1. Gerçek vagon ve Simpack modelinin 48 saniyelik titreşim ölçümlerinin karşılaştırılması

Şekil 6.1.'de Simpack modeli ve gerçek ölçümün 48 saniyelik sürede titreşimlerinin karşılaştırıldığı görülmektedir. Şekil 6.1.'de de görüleceği üzere; TVS N13 tip yolcu vagonunun projelerinden alınan teknik bilgiler kullanılarak Simpack üzerinden yapılan hesaplamalarda çıkan sonuçlarla yol testlerinde alınan ölçümler karşılaştırıldığında konfor indeksinin iyi yönde arttığı tespit edilmiştir. Bu iyileşmenin nedenleri hakkındaki öngörülerde; vagonlarda kullanılan süspansiyon elemanlarının zamanla daha kaliteli muadilleriyle değiştirilmiş olması, buna karşın vagon projesinin bu yeni ürünlere göre revize edilmemiş olması öne çıkmaktadır. Yine bu konudaki başka bir öngörüde demiryolu hatlarında son zamanlarda yapılan iyileştirmelerin konfora olumlu etki yaptığıdır. Belirli bir yolculuk konforu sağlamak için geliştirilen iki süspansiyon sistemli boji tiplerinden olan; bu vagonda da kullanılan Y32 tip bojinin bu kapsamda süspansiyon sisteminin iyileştirilmesi yönünde çalışmalıdır. Süspansiyon sisteminde kullanılan elemanlardan beklenen teknik yeterliliklerin tekrar gözden geçirilmesi önerilmektedir. Yapılan iyileştirme çalışmalarından sonra vagon hareket halinde iken titreşim testlerinin tekrar edilerek yapılan iyileştirmelerin fayda kontrolünün yapılması önerilmektedir. Simpack modeli dışında gerçek ölçümlerde vagon koltuğu üzerinden de konfor hesabı yapılmış olup; konfor sınıfının kötü konforlu olduğu tespit edilmiştir. Aynı anda vagon zemini ve koltuktan yapılan ölçümlerde zeminde ki ölçümlerin konforlu, koltukta ki ölçümlerin konforsuz çıkmasının ana nedeninin koltuk zemin bağlantılarının hatalı veya uygunsuz yapılmış olması olduğu düşünülmektedir. Koltuk-zemin bağlantılarının yolcu konforunun yükseltilebilmesi için daha uygun şekilde yapılması önerilmektedir

KAYNAKLAR

- [1] Bonnett, Clifford F., Practical railway engineering, Imperial College Press, 2005.
- [2] Karabulut, Y., Türkiye’de demiryolu ulaşımı. Ankara Üniversitesi Türkiye Coğrafyası Araştırma ve Uygulama Merkezi Dergisi., 6: 163-187, 1997.
- [3] Demir A., Raylı sistem araçlarında milli marka oluşturma yaklaşımı. Bahçeşehir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,Kentsel Sistemler Ulaştırma Yönetimi Bölümü, Yüksek Lisans Tezi,2015.
- [4] Tezel, Y. S., Cumhuriyet döneminin iktisadi tarihi. Yurt Yayınevi, 1982.
- [5] Görçün, Ö. F., Yasal Düzenlemeler ve Lojistik Perspektifinden Karayolu Taşımacılığı. Beta Basım,İstanbul, 2010.
- [6] Streiter, R., Boller, M., Riege, B., Schneider, R., Himmelstein, G., Active lateral suspension for high speed trains-a step towards the mechatronic bogie. World Congress on Railway Research., Cologne. 2001.
- [7] Talib, İ.,A simulation study of railway vehicle dynamics performnace. Universiti Teknikal Malaysia Melaka, Faculty of Mechanical Engineering, Automotive Engineering, Lisans Tezi, 2011.
- [8] Zawawi, M.A.. Active suspension system design for railway vehicles transporting sensitive goods and hazardous materials. University Teknologi Malaysia, Faculty of Electrical Engineering, Master Thesis, 2008.
- [9] Kumar, K.P., Kumar , B.V., Gopi, P., Aruna, K., Analysis of a primary suspension spring used in locomotives.International Journal of Engineering Research 5, 749-752, 2016.
- [10] <http://docplayer.biz.tr/amp/1584427-Aktas-holding-merve-kolay-kaucuk-ar-ge-yoneticisi.html>., Erişim Tarihi: 05.01.2019.

- [11] Kumbhalkar, M. A., Bhope, D. V., Vanalkar A. V., Analysis of Rail Vehicle Suspension Spring with Special Emphasis on Curving, Tracking and Tractive Efforts. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 149. No. 1. IOP Publishing., 2016.
- [12] Kumar, V., Rastogi, V., Investigation of vertical dynamic behaviour and modelling of a typical indian rail road vehicle through bond graph. World Journal of Modelling and Simulation 5.2, 130-138. 2009.
- [13] Ahmed, M. I., Hazlina, M. Y., Hazlina, Rashid, M. M., Mathematical Modeling and Control of Active Suspension System for a Quarter Car Railway Vehicle. Malaysian J. of Mathematical Sciences, 10, 227-241, 2016.
- [14] Magalhães, H., Development of advanced computational models of railway vehicles. Department of Mechanical Engineering, 2013.
- [15] Zolotas, A.C., Goodall, R.M., Modelling and control of railway vehicle suspensions. Mathematical Methods for Robust and Nonlinear Control. Springer, London, 373-411, 2007.
- [16] Fagerlund, J., Towards active car body suspension in railway vehicles, Chalmers University of Technology, Thesis for the Licentiate, 2009.
- [17] Park, C., Kim Y., Bae, D., Sensitivity analysis of suspension characteristics for Korean high speed train. Journal of mechanical Science and Technology 23.4, 938-941, 2009.
- [18] Dumitriu, M., Evaluation of the comfort index in railway vehicles depending on the vertical suspension features. Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara 11.4, 23-32, 2013.
- [19] Graa, M., Nejlaoui, M., Houidi, A., Affi, Z., Modeling and simulation for vertical rail vehicle dynamic vibration with comfort evaluation. Conference on Multiphysics Modelling and Simulation for Systems Design. Springer, Cham, 2014.
- [20] Corradi, R., Mazzola L., Ripamonti, F., Optimisation of secondary suspension dampers to improve the ride comfort of high-speed rail vehicles. 23 rd International Congress on Sound and Vibration, Athens, 2016.
- [21] Esen, İ., Mızrak, C., Y32 boji gövdesinin statik ve dinamik yükleme analizleri. Technology 14.4, 123-128, 2011.

- [22] Mızrak, C., Esen, İ., 1/5 Ölçekli Boji Dinamik Test Ünitesi ile Farklı İvmelenme Değerlerinde Düşey Titreşim Analizi, 2. Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Sempozyumu, Karabük, 2013.
- [23] Bayraktar, M., Raylı taşıtların dingillerinin dinamik analizi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Doktora Tezi, 2010.
- [24] Eroğlu, M., Esen İ., Koç, M.A.. Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanarak Demiryolu Bojilerinin Titreşim Analizi. İleri Teknoloji Bilimleri Dergisi 7.1: 60-67, 2017.
- [25] 25. Topsakal, Z., Metin, M., Sezer, S., Konvansiyonel Hatlarda Kullanılan Bir Raylı Taşıt Bojisinin İki Farklı Yöntemle Deneysel Modal Analizi. I. Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştay Programı, Karabük, 2012.
- [26] Aba, E., Bir yolcu vagonunun dinamik tasarımı ve titreşim konforunun analizi üzerine bir yaklaşım. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 1994.
- [27] Metin, M., Raylı sistem araçlarının modellenmesi ve titreşimlerinin kontrolü. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 2013.
- [28] Kaya, Ö., Titreşim ve dinamik davranışlar dikkate alınarak vagon dinamik parametrelerinin incelenmesi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, 2008.
- [29] Orvnäs, A., Active secondary suspension in trains: A literature survey of concepts and previous work. KTH, 2008.
- [30] Bilgin, E., Y32 Bojisinin farklı vagon ağırlıklarına adaptasyonu. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, 2015.
- [31] Özsoy, M., TVS 2000 Yolcu vagonlarında ray düzgünlüğünün titreşim konforuna etkisi. Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği. 2005.
- [32] www.tuvasas.gov.tr, Erişim Tarihi: 04.01.2019.
- [33] En 13261+A1, Demiryolu uygulamaları-tekerelek takımları ve boji-deringiller-mamul özellikleri, 2011.

- [34] Uic 510-2 Tekerlek-tekerlek takımları, çeşitli çaplardaki tekerleklerin çalışmasına ilişkin hususlar, 2001.
- [35] Ts En 13674-2 Demiryolu uygulamaları-demiryolu hattı - 46 Kg/M Ve üzeri vignole demiryolu rayları, 2011.
- [36] www.simpack.com.tr, Erişim Tarihi: 09.08.2019.
- [37] Ts En 12299, Demiryolu uygulamaları-Yolcular için seyahat konforu-Ölçme ve değerlendirme, 2001.
- [38] www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Kurplar.pdf, Erişim Tarihi:08/10/2019.
- [39] www.rayhaber.com/2015/02/trenler-hakkinda-bilmediklerimiz-dever-nedir/, Erişim Tarihi: 08/10/2019.
- [40] www.bksv.com/en/products/data-acquisition-systems-and-hardware/general-purpose-analyzer-system/photon. Erişim Tarihi: 10.04.2019.

ÖZGEÇMİŞ

Necati Oğuz SERTSÖZ, 24.03.1986'da İstanbul'da doğdu. İlk öğretimi Pendik Merkez İlköğretim Okulu, liseyi İstanbul Köy Hizmetleri Anadolu Lisesi'nde tamamladıktan sonra 2004 yılında girdiği Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2008 yılında bitirdi. 2013 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde yüksek lisans eğitimine başladı. 2009 yılında mühendis olarak çalışmaya başladığı Türkiye Vagon Sanayi Anonim Şirketinde; Boji Fabrikası Müdürü olarak görev yapmaktadır.