

Paletli Zırlı Araçlarda Titreşimin Sistem Mühendisliği Yaklaşımı ile Rafine Edilmesi

Ufuk Aybar

DOKTORA TEZİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Mayıs 2017

Vibration Refinement of Tracked Armoured Vehicles With a Systems Engineering
Approach

Ufuk Aybar

DOCTORAL DISSERTATION

Department of Mechanical Engineering

May 2017

Paletli Zırlı Araçlarda Titreşimin Sistem Mühendisliği Yaklaşımı ile Rafine Edilmesi

Ufuk Aybar

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon-İmalat Bilim Dalında
DOKTORA TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. Naci Zafer

Mayıs 2017

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. Naci Zafer danışmanlığında hazırlamış olduğum “Paletli Zırhlı Araçlarda Titreşimin Sistem Mühendisliği Yaklaşımı ile Rafine Edilmesi” başlıklı DOKTORA tezimin özgün bir çalışma olduğunu, tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 29/05/2017

Ufuk Aybar

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora öğrencisi Ufuk Aybar'ın DOKTORA tezi olarak hazırladığı "Paletli Zırhlı Araçlarda Titreşimin Sistem Mühendisliği Yaklaşımı ile Rafine Edilmesi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oybirliği ile kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Naci Zafer

İkinci Danışman : -

Doktora Tez Savunma Jürisi:

Üye : Prof. Dr. Naci Zafer

Üye : Prof. Dr. Şeref Soylu

Üye : Doç. Dr. Özer Aydın

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ümit Er

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sezcan Yılmaz

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Hürriyet Erşahan

Enstitü Müdürü

ÖZET

Zırhlı Paletli Araç (ZPA)'larda karşılaşılan zemin kaynaklı titreşimler tekerlekli araçlara kıyasla daha yüksek seviyededir. ZPA'da oluşan titreşim kuvvetleri temel olarak güç grubu ve palet askı sistemi (hareketli paletler, cer dişlileri, taşıyıcı tekerleri ve istikamet makarasını içeren) tarafından üretilir. Paletli aracın gövde yapısı bu titreşim kuvvetlerini, gövde yapısına mekanik olarak bağlanan diğer alt sistemlere iletir. Bu kuvvetler nedeni ile oluşan titreşimlerin gövde ve mekanik bileşenler üzerinden silah sistemlerine belli bir oranda aktarılması, silah sistemlerinin kontrolünü zorlaştırmakta ve hareket halinde İlk Atışta Vuruş İhtimalini (İAVİ) düşürmektedir. Ayrıca bu titreşimler mürettebat sağlığını olumsuz yönde etkiler ve alt sistemlerde oluşan hata/arıza sayısının artışına yol açar.

Bu çalışmada, deneysel ve nümerik (Sonlu Elemanlar Metodu: FEM) titreşim analizlerine dayalı olarak bir ZPA gövde yapısının iyileştirilmesi ele alınmıştır. Araç titreşim karakteristiğinin belirlenmesi için, prototip araç gövde yapısı üzerinde belirlenen çeşitli konumlardan üç asal ekseninde ivme verileri toplanmıştır. Takiben, aracın FEM ile modeli oluşturulmuş ve Frekans Cevabı Fonksiyonu hesaplanmıştır. Daha sonra, ivme değerleri ve araca ait (sonlu elemanlar modeli kullanılarak elde edilen) frekans cevabı fonksiyonu kullanılarak, cer dişlisinden gövde yapısına etki eden kuvvetler belirlenmiştir. Hesaplanan bu kuvvetlerin sonlu elemanlar modeline uygulanmasıyla da (modal analizle) elde edilen nümerik ivme değerleri ile gerçek test ivme verileri kıyaslanarak aralarında korelasyon sağlandığı gösterilmiştir. Böylece, sonlu elemanlar modelinin gerçek ZPA prototipine ait davranışı makul doğrulukta öngörebilir olduğu saptanmıştır. Çalışmanın son aşamasında, iyileştirilmiş (optimize edilmiş) gövde yapısı modeli geliştirilmesi üzerinde durulmuştur. Bunun için, gerçek prototip üzerine etki eden ve daha önce nümerik yolla hesaplanmış olan kuvvetler iyileştirilmiş ZPA gövde yapısına uygulanmış, böylece araç titreşim karakteristiğinde iyileştirilme sağlandığı gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Zırhlı Paletli Araç (ZPA), Modal Analiz, Titreşim, Optimizasyon, Kuvvet Belirleme Metodu, Gövde Yapısı Tasarımı, Sistem Mühendisliği.

SUMMARY

Ground-based vibrations encountered in Armored Tracked Vehicles (ATV) are comparatively higher than those in wheeled vehicles. The main sources of vibration forces in ATVs are powerpack and the running gear system (inclusive of the moving tracks, sprockets, idler wheels and the support rollers). The hull structure of the tracked vehicle transmits these vibration forces to the other sub-systems mechanically connected to the hull structure. The transfer of vibrations caused by these forces to the weapon systems through the body and mechanical components makes it difficult to control the weapon systems and reduce first round hit probability on the move. In addition, these vibrations adversely affect the health of crew members, and result in an increase of the number of faults/failures in sub-systems.

This work is concerned with the design optimization of an ATV hull structure based on experimental and numerical (Finite Element Method: FEM) vibration analysis. In order to study the vehicle's vibration characteristics, three principal axial acceleration data were collected from various positions on the prototype vehicle structure. Next, the vehicle was modeled by the FEM and the frequency response function calculated. Subsequently, the forces acting on the body structure from the sprocket were determined using the acceleration data and the frequency response function (obtained using the FEM). The numerical acceleration values obtained by applying these forces to the finite element model (thorough modal analysis) were then compared with real test acceleration data to show cross correlation. Thus, the finite element model was shown to be able to predict the behaviour of the actual ATV prototype in a reasonable accuracy. The last phase of the work presents the development of an improved (optimized) body structure model. To this aim, forces acting on the actual prototype that were previously numerically calculated were applied to the improved ATV body structure, and improvements in the vehicle's vibration characteristics were thus shown.

Keywords: Tracked Armored Vehicles, Modal Analysis, Vibration, Optimization, Force Estimation Method, Body Structure Design, Systems Engineering.

TEŞEKKÜR

Çalışmanın her aşamasında destek olarak, yıllarca sabır ile bekleyerek, konunun karanlık noktaların aydınlatılmasında cesaretlendirerek çalışmanın sonuçlanmasını sağlayan tez danıőmanım Prof. Dr. Naci Zafer'e teşekkür ederim.

Katkılarından dolayı tez izleme komitesi üyesi hocalarım Doç. Dr. Özer Aydın ve Yrd. Doç. Dr. Ümit Er'e de ayrıca teşekkür ederim.

Desteklerini benden esirgemeyen Mustafa Bakırcı, Korkut Kibaroğlu'na ve çalışmalar esnasında yardımlarından ötürü Çağrı İyidiker'e teşekkür ederim.

Çalıőmalarım sırasında motivasyon ve destek sağlayan sevgili eőim Gülnihal Aybar'a ve dünden bu güne üzerimde emeği olan değerli aileme teőekkürlerimi sunarım.

Altay ve Ada'ya...

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ VE AMAÇ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
2.1 Süspansiyon Sistemi Kaynaklı Titreşimler	6
2.1.1 Paletin titreşime etkisi	6
2.1.2 Cer dişlisinin titreşime etkisi	12
2.1.3 Yol tekerinin titreşime etkisi	12
2.1.4 Palet gergi tekeri ve palet gergi sisteminin titreşime etkisi	13
2.1.5 İstikamet makarasının titreşime etkisi	13
2.2 Güç Grubu Kaynaklı Titreşimler	14
2.2.1 Motorun titreşime etkisi	14
2.2.2 Transmisyon, hız azaltanlar ve soğutma sisteminin titreşime etkisi	14
2.3 Zırlı Paletli Araçlarda titreşimin etkileri	15
2.3.1 Titreşimin hareket kabiliyeti üzerindeki etkisi	15
2.3.2 Titreşimin ateş gücü üzerindeki etkisi	17
2.3.3 Titreşimin mürettebat üzerindeki etkisi	19
3. MATERYAL VE YÖNTEM	21
3.1 Modal analiz adımları	21
3.1. Titreşim Testleri	23
3.1.1 Prototip araç konfigürasyon kontrolü	23

3.1.2	Prototip araç üzerine ivmeölçer yerleşimi	24
3.1.3	Çekiç testi	27
3.1.4	Devir Taraması Testi.....	27
3.1.5	İvmelenme Testi.....	27
3.1.6	Test verilerinin değerlendirilmesi	28
3.2.	Modal Analiz.....	36
3.1.7	Sayısal model üzerinden modal analiz.....	39
3.1.8	Cer dişlisine etki eden kuvvetlerin hesaplanması	41
3.1.9	Sayısal modelin doğrulanması	42
4.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	51
4.1	Gereksinim Analizi	52
4.1.1	Tasarım bileşenleri.....	53
4.1.2	Optimize edilmiş gövde yapısı konsepti	55
4.2	İyileştirilmiş gövde modeli titreşim analizi	56
4.3	İyileştirilmiş Gövde Yapısının Sağladığı Avantajlar	63
4.3.1	Modülerlik.....	63
4.3.2	Hareket Kabiliyeti	65
4.3.3	Beka	66
4.3.4	Lojistik avantajlar	67
5.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	68
	KAYNAKLAR DİZİNİ	70
	ÖZGEÇMİŞ.....	90

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Zırhlı Paletli Araç serbestlik dereceleri	4
2.2 Zırhlı Paletli Araçların titreşim kaynakları	5
2.3 Paletin baskın titreşim modları	7
2.4 Palet baklası	7
2.5 Kordal Hareket, palet padının cer dişlisine vuruşu (DoD A, 1993)	9
2.6 Çift pinli palet (solda) ve Tek pinli palet (sağda) (Anomim A, 2017)	10
2.7 Tek pinli çelik gövdeli palet (Anomim A, 2017).....	10
2.8 Kauçuk palet elemanları (Soucy Defence, 2016)	11
2.9 Kauçuk palet yapısı (Soucy Defence, 2016).....	12
2.10 Yol tekeri titreşim oluşumu (DoD A, 1993)	13
2.11 Yükseliş Ekseninde Stabilizasyon	18
3.1 Modal analiz analitik ve deneysel yöntemleri (Wang, 2010)	22
3.2 Gerçek prototip üzerindeki ivmeölçer yerleşim şeması.....	25
3.3 Sağ ve sol hız azaltan bölgesi ivme ölçer yerleşimi.....	26
3.4 Kule ve tavan bölgelerinde ivme ölçer yerleşimi	26
3.5 Çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde kule sağ bölgesi	29
3.6 Çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde kule sol bölgesi	30
3.7 Çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde tavan sağ bölgesi.....	31
3.8 Çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde tavan sol bölgesi	32
3.9 Kule sağ ivmeölçer test sonucu	33
3.10 Kule sol ivmeölçer test sonucu	33
3.11 Tavan sağ ivmeölçer test sonucu	34
3.12 Tavan sol ivmeölçer test sonucu	35
3.13 FCF'ye kuvvet girdisi yapıldığında sistemin cevabı (Wang, 2010)	36
3.14 Cer dişlisinden gövde yapısına etkiyen kuvvetlerin elde edilmesi	42

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

3.15 Kule Sağ analiz sonucu.....	43
3.16 Kule sol analiz sonucu	44
3.17 Tavan Sağ analiz sonucu.....	44
3.18 Tavan Sol analiz sonucu	45
3.19 Kule sağ analiz ve test sonucu	46
3.20 Kule Sol analiz ve test sonucu	47
3.21 Tavan Sağ analiz ve test sonucu	48
3.22 Tavan Sol analiz ve test sonucu	49
4.1 Tek parça (Monocoque) kaynaklı gövde yapısına sahip ZPA	53
4.2 Güç grubu gövde önünde ve gövde gerisinde (Anomim, 2017).....	54
4.3 Kaynaklı gövde yapısının modüllere ayrılması	55
4.4 Kule Sağ iyileştirilmiş gövde yapısı analiz sonucu	57
4.5 Kule Sol iyileştirilmiş gövde yapısı analiz sonucu	57
4.6 Tavan Sağ iyileştirilmiş gövde analiz sonucu.....	58
4.7 Tavan Sol iyileştirilmiş gövde analiz sonucu	58
4.8 Kule sağ iyileştirilmiş gövde analiz ve test sonucu	59
4.9 Kule Sol iyileştirilmiş gövde analiz ve test sonucu	60
4.10 Tavan Sağ iyileştirilmiş gövde analiz ve test sonucu	61
4.11 Tavan Sol iyileştirilmiş gövde analiz ve test sonucu	62
4.12 ZPA Güç Grubu Modülü bağımsız hareketi	65

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Şekil 3.9, Şekil 3.10, Şekil 3.11 ve Şekil 3.12 maksimum ivmeleri.....	35

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Kısaltma</u>	<u>Açıklama</u>
AGK	Aktif Gürültü Kontrol
BDM	Bilgisayar Destekli Mühendislik
3D	Üç boyutlu
DOF	Serbestlik derecesi
FCF	Frekans Cevap Fonksiyonu
FRF	Frequency Response Function
FFT	Fast Fourier Transform
FEM	Sonlu elemanlar metodu
GGM	Güç Grubu Modülü
GDM	Görev Donanımı Modülü
H_{tek}	Teknik Hız
H_{tol}	Tolere Edilebilir Hız
HHA	High Hardness Armor
KB	Konfigürasyon Birimi
Hz	Hertz
kg	Kilogram
m	Metre
mm	Milimetre
N	Newton
NVH	Noise Vibration Harshness
İAVİ	İlk Atımda Vuruş İhtimali
GB	Gigabayt
GHz	Gigahertz
GSY	Güç Spektral Yoğunluk
rad	Radyan
RHA	Rolled Homogeneous Armour
s	Saniye
SEM	Sonlu Elemanlar Modeli

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

SİY	Spektral İvme Yoğunluğu
SGY	Spektral Güç Yoğunluğu
ZPA	Zırhlı Paletli Araç

Simge

Açıklama

x	Doğrusal Eksen
y	Yatay Eksen
z	Düşey Eksen
θ_x	Yuvarlanma
θ_y	Yunuslama
θ_z	Dönme
v	Palet padı hızı (m/s)
ω	Açısal cer tekerlek hızı (rad/s)
R_1	Tekerlek merkezi ile palet padı pin merkezi arasındaki mesafe (m)
v_1	Palet padı düşey hızı (m/s)
θ	Palet padı uzunluğunun yarısının tekerlek merkezine göre açısı, (rad)
m	Palet padı kütlesi (m)
F_e	Çarpma kuvveti (N)
K	Tekerlek ve palet padı arasındaki yay katsayısı (N/m)
$[H(\omega)]$	Frekans Cevap Fonksiyonu Matrisi
$[X(\omega)]$	Titreşim Cevap Vektörü
$[K]$	Direngenlik Matrisi
$[M]$	Kütle Matrisi
$[C]$	Sönüm Matrisi

1. GİRİŞ VE AMAÇ

Paletli Zırhlı Araç (ZPA)'lar, süspansiyon sistemi ve güç grubundan kaynaklanan tahrik kuvvetleri nedeni ile yüksek titreşim seviyelerine sahiptirler. Titreşim nedeni ile ZPA üzerine entegre edilen silah sistemlerinin stabilizasyon performansı olumsuz etkilenir, alt sistemlerin kullanım ömürleri azalır, arıza/hata oranları yükselir, mürettebatın sağlığı ve performansı olumsuz etkilenir. Bu etkilerin azaltılması için ZPA tasarım sürecinin başından itibaren titreşim ve gürültü alanında çalışma yapılması gerekmektedir. Bununla birlikte, titreşimleri azaltmaya yönelik tasarım çalışmaları genellikle ağırlık artışına, ilave maliyete ve tasarımda karmaşıklığa yol açar (DoD A, 1993, Tauson vd., 1995). ZPA'lara ait tasarımlar incelendiğinde, bu yapıların (hidrolik, mekanik, elektrik, yazılım vb. karakterde) birbirinden bağımsız ve tamamen modüler olmayan ancak birlikte çalışan çok sayıda alt sistem ve bu alt sistemleri oluşturan binlerce bileşenlerden oluştuğu görülür. Bu nedenle, titreşim ve gürültünün olumsuz sonuçlarının azaltılması sağlanırken aracın performans gereksinimlerinin aynı anda karşılanması gereklidir. Sadece titreşimin iyileştirilmesini hedefleyerek yapılacak bir çalışma aracın sistem seviyesi performansını olumsuz yönde etkileyecektir. Bu sebeple, Sistem Mühendisliği (DoD, 1993, IEEE, 1998) yaklaşımı takip edilir; ZPA tasarımının titreşim optimizasyonu sağlanırken alt sistemlerin birbirleri ile ilişkileri de göz önünde bulundurulur (Sacka, 2008).

ZPA'ların temel tasarım prensibi, hedefe yaklaşabilen ve birbirleri ile organize olarak hedefi imha edebilen sistemler geliştirebilmektir. Ateş Gücü, Hareket Kabiliyeti, Beka, Komuta-Kontrol, Kullanılabilirlik/Onarılabilirlik ve Taşınabilirlik ZPA'ların temel performans özellikleridir. Bu özelliklerden ateş gücü, hareket kabiliyeti ve beka arasındaki ilişki tank üçgeni olarak tanımlanır ve birbirlerini etkilerler (Ogorkiewicz, 1991). ZPA tasarlanırken bu alanlarda aracın performansının azami seviyede olması hedeflenir. Uzunluk, genişlik ve yükseklik gibi aracın genel boyutları ve muharebe ağırlığı ZPA'ların sistem seviyesi tasarım kararlarının belirlenmesinde kullanılan önemli tasarım değişkenleridir. Aracın genel boyutları küçük ve silueti düşük olmalı, tüm alt sistemler performans ve güvenilirlik gereksinimlerini en az ağırlık ile sağlamalıdır (Butterfield, 1965). Açık ki, ağırlık artışıyla araç boyutları büyür, daha büyük/uygun bir güç grubu ve

süspansiyon sistemi kullanılmadıkça, hareket kabiliyeti de azalır. Sonuçta, mevcut taşımacılık altyapısı ile taşınamayan ağır bir Zırhlı Paletli Araç muharebe alanında (doğru yer ve doğru zamanda) etkin olarak kullanılamaz. Bu nedenle, ZPA tasarımında ağırlık ve boyut optimizasyonu ile taşınabilirliğin de sağlanması gereklidir (DoD, 2006).

ZPA gibi karmaşık yapıdaki kara araçlarının tasarım, analiz ve optimizasyon çalışmaları, fiziksel prototiplerin pahalı testlerini de içeren yoğun faaliyetleri kapsar. Optimum araç tasarımını ortaya çıkarırken birçok alternatif tasarıma ait prototip yapıları değerlendirilir ve farklı çalışma koşullarında yoğun olarak test edilir. Gerçek prototiplere ait davranışları, alternatif olarak ve düşük maliyetle, araç simülasyon/analiz yazılımları sayesinde tahmin etmek de olasıdır (Assanis, 1999). Yeni zırhlı araçların geliştirilmesinde bu tür modern simülasyon/analiz araçlarının kullanılması, büyük ve karmaşık sistemlerin yeterli doğrulukta ve verimli bir şekilde modellenmesini ve analizini sağlar, böylece geliştirme sürelerinin kısalması ve imal edilen prototip sayısının azalması sağlanır (Hihlinger vd., 2002, Madsen vd, 2010). Konsept tasarım aşamasından itibaren yoğun olarak kullanılan bu tür Bilgisayar Destekli Mühendislik (BDM) simülasyon programlarıyla ZPA'lara ait titreşim analizlerinin yapılması da mümkün olduğu için, bu yönde optimize edilmiş tasarıma sahip ZPA'lar sayesinde, performansları titreşimlerden fazlaca etkilenen silah sistemlerinin de daha etkili hale gelmesi de sağlanabilir.

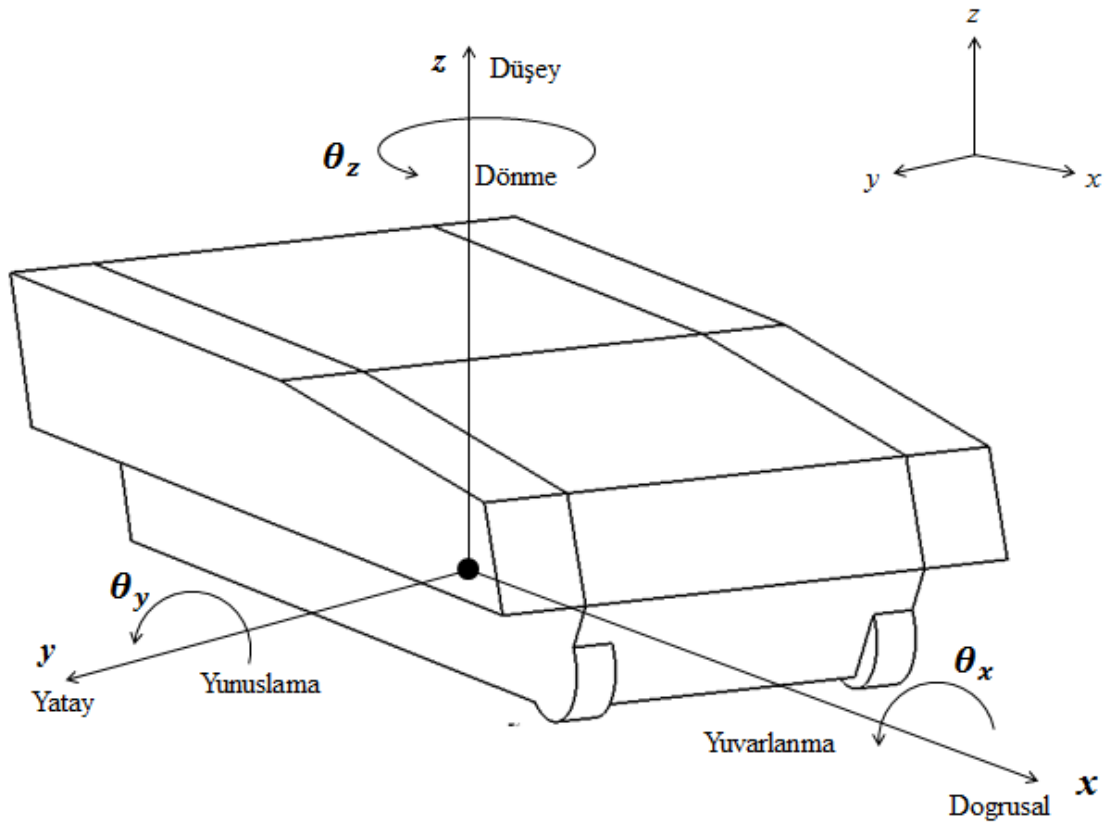
ZPA'ların tasarımının her aşamasında titreşimleri asgariye indirecek çalışmalar yapılmaktadır. Zırhlı Paletli Araçların geliştirme sürecinde karşılanması gereken titreşim gereksinimlerinin ortaya konduğu gereksinim analizi ile başlayan çalışmalar, sistem/alt-sistem titreşim analizlerini de kapsayan konsept tasarım ile devam eder (Hihlinger vd, 2002). Konsept tasarım sırasında model üzerinde yapılan analizler (Mezyk vd., 2011) kritik tasarım aşamasında gerçek prototipler üzerinde de tekrar edilir. Kıyaslamaya dayanan değerlendirmeler neticesinde, gerekli tasarım değişiklikleri ortaya çıkarılır ve kalifikasyon sağlanıncaya kadar öngörülen değişikliklerle optimum tasarıma sahip prototipin ortaya çıkarılmasına yönelik çalışmalara devam edilir (Wang, 2010).

Bu çalışmada, deneysel ve nümerik (Sonlu Elemanlar Modeli) titreşim analizlerine dayalı olarak bir ZPA gövde yapısının iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bölüm 2'de

ZPA’larda oluşan titreşim kaynakları, titreşimin oluşma sebepleri ve titreşimin olumsuz etkileri incelenmiştir. Bölüm 3’te gerçek ZPA prototipi üzerinde yapılan titreşim testleri, sonlu elemanlar modeli çalışmaları ortaya konmuş ve çalışma konusu ZPA için modal analiz gerçekleştirilmiştir. Bu süreçte, aracın, sonlu elemanlar metodu ile modeli oluşturulmuş ve araca ait Frekans Cevap Fonksiyonu (FCF) hesaplanmıştır. Takiben, prototip araç gövde yapısı üzerinde belirlenen konumlardan üç asal ekseninde toplanan ivme verileri ve araca ait (sonlu elemanlar modeli kullanılarak elde edilen) frekans cevabı fonksiyonu kullanılarak, cer dışısından gövde yapısına etki eden kuvvetler belirlenmiştir. Daha sonra, hesaplanan bu kuvvetlerin sonlu elemanlar modeline uygulanmasıyla (modal analizle) elde edilen nümerik ivme değerleri ile gerçek test ivme verileri kıyaslanarak aralarında korelasyon sağlandığı gösterilmiştir. Böylece, sonlu elemanlar modelinin gerçek ZPA prototipine ait davranışı makul doğrulukta öngörülebilir olduğu saptanmıştır. Takiben, Bölüm 4’de iyileştirilmiş (optimize edilmiş) gövde yapısı modeli geliştirilmesi üzerinde durulmuştur. Gerçek prototip üzerine etki eden ve daha önce nümerik yolla hesaplanmış olan kuvvetlerin iyileştirilmiş gövde yapısına uygulanmasıyla, iyileştirilmiş ZPA gövde yapısı davranışı belirlenmiş, ayrıca araca ait doğal frekans ve genlik değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca, geliştirilen gövde yapısının titreşimi iyileştirmesinin yanı sıra sağladığı teknik ve taktik üstünlükler üzerinde durulmuştur. Çalışmanın son bölümü olan Bölüm 5’de, tez genelinde ele alınan çalışmalar ve elde edilen sonuçlara ait kapsamlı bir değerlendirilme sunulmuştur.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

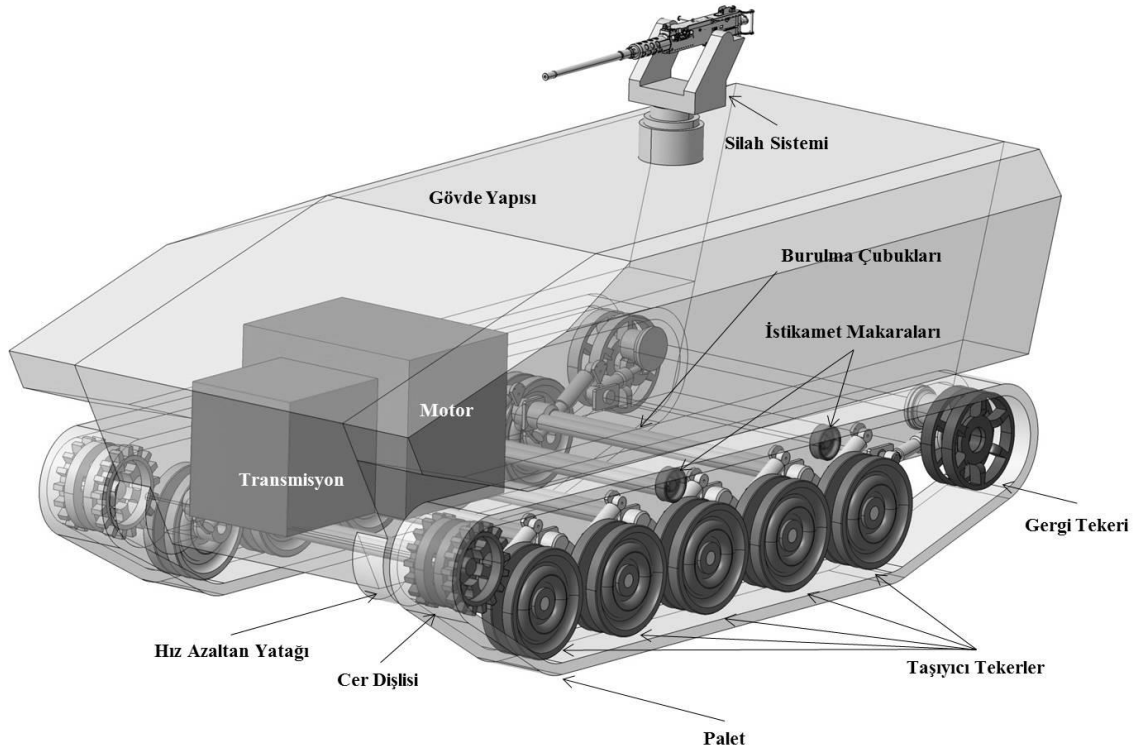
Paletli araçların görev yaptığı muharebe alanı engeller bulundurduğundan sistemde düşey (z ekseni), yuvarlanma (x ekseni) ve yunuslama (y ekseni) olmak üzere 3 eksende titreşim meydana gelir (Zheng ve Tan, 2010). Gövde yapısı, Şekil 2.1'de görüldüğü gibi 6 serbestlik derecesine sahiptir. Bu eksenlerde hareket eden Zırhlı Paletli Araçların yapısal titreşiminin nedeni süspansiyon sisteminin engebeli zemin ile etkileşimi ve gövde yapısına bağlı motor (ana ve yardımcı), transmisyon, hız azaltanlar, pompalar, kompresörler, jeneratörler ve bunun gibi alt sistemlerin etkisi ile oluşur (USAMC, 1971).



Şekil 2.1 Zırhlı Paletli Araç serbestlik dereceleri

Bu alt sistemlerden en önemli titreşim kaynakları süspansiyon sistemi ve güç grubudur (Hung vd., 2011). Süspansiyon sistemi; palet, yol tekeri, istikamet makarası, burulabilen çubuklar (torsion bars) , gergi tekeri, gergi kolu ve taşıyıcı kollar gibi parçalardan oluşur. Süspansiyon sisteminde kullanılan burulabilen miller (torsion bar) yerine hidropnömatik süspansiyon elemanları (Bauer, 2011) (ISU: In Arm Suspension Unit veya HSU: Hydropneumatic Suspension Unit) kullanılabilir. Diğer önemli titreşim kaynağı olan güç grubu ise soğutma sistemi, motor, transmisyon ve hız azaltan alt sistemlerinden oluşur.

Şekil 2.2'de görüldüğü gibi en büyük titreşim kaynakları olan güç grubu ve süspansiyon sistemi mekanik olarak gövde yapısına bağlıdır ve ürettikleri titreşimi gövde yapısına iletirler.



Şekil 2.2 Zırhlı Paletli Araçların titreşim kaynakları

2.1 Süspansiyon Sistemi Kaynaklı Titreşimler

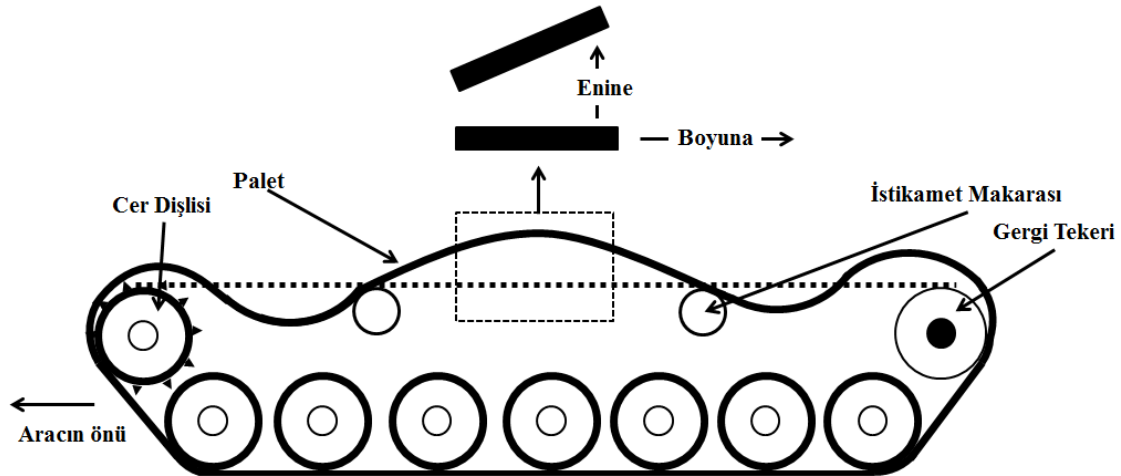
Bir askeri araç süspansiyon sisteminin temel tasarım amacı; zemin bozukluklarından kaynaklanan titreşimleri sönmölemek, aracı ve içindeki personeli titreşimin zararlı veya kabul edilemez etkilerden koruyarak seyir hızının artmasına izin vermek ve hareket kabiliyetini arttırmaktır. Bununla birlikte gövde yapısına iletilen titreşim büyük oranda süspansiyon sistemi kaynaklıdır (USAMC, 1967). Paletli aracın hareketi için sadece % 10-20 oranında yakıt enerjisi kullanılmaktadır. Önemli ölçüde enerji kaybı süspansiyon sistemi titreşiminden kaynaklanmaktadır (Jin-Qui vd., 2003). Paletli aracın süspansiyon sisteminin titreşim oluşturan beş önemli alt parçası; palet, cer dişlisi, gergi tekeri, yol tekeri ve istikamet makarasıdır. Paletle etkileşimi bulunan diğer dört alt parça dönme ve kordal hareket (Chordal Action) nedeni ile gövde yapısı üzerinde titreşime neden olan yüksek salınımlı kuvvetler (oscillatory forces) ve momentlere neden olur (DoD A, 1993). Bu alt parçaların titreşime etkisi ilerleyen bölümlerde açıklanmıştır.

2.1.1 Paletin titreşime etkisi

Paletlerin birincil işlevi farklı arazi tipi geçişleri esansında yol tekerlerine basma yüzeyi sağlarken çekiş kuvvetini zemine aktarmaktır (USAMC, 1967). Palet zemin ile temas yüzeyini arttırarak zemin basıncını (ground pressure) tekerleğe kıyasla düşürür. Bu neden ile karlı, çamurlu ve buna benzer yumuşak ve engebeli arazide aracın batmadan yoluna devam edebilmesini sağlar. Bu fonksiyonların yerine getirilebilmesi için farklı yapılara sahip palet tipleri geliştirilmiştir. Günümüzde yaygın olarak çelik palet türü kullanılmaktadır. Ancak son yıllarda kauçuk palet (rubber band) tasarımında yapılan gelişmeler ile birlikte kauçuk palet kullanımı da yaygınlaşmaktadır.

Süspansiyon sistemini oluşturan alt parçalardan kaynaklanan titreşimin en önemli kaynağı palettir [DoD A, 1993, Sscholar ve Perkins, 1999, Scholar vd., 1999]. Palet zemin ile sürekli temas halindedir. Palet hareketinin başladığı andan itibaren zeminden gelen bozucu etki paletlerden süspansiyon sistemine aktarılır. Paletli araçlardaki titreşimin büyük kısmı cer dişlisinin palet üzerine sürekli vuruşları nedeni ile oluşur (USAMC, 1971).

Palet titreşiminin enine ve boyuna olmak üzere iki baskın modu vardır (Şekil 2.3) (Scholar ve Perkins, 1999). Enine palet titreşimi palet üzerinde düşey düzlemde deformasyon meydana getirir. Enine titreşimler göz ile görülebilir ve gövdenin alt kısmına (sponson) darbe vuracak kadar yüksek genliklere erişebilir. Uzunlamasına palet titreşimleri, doğrusal düzlemde palet bakla aralıklarına (Şekil 2.4) teğet hareket nedeni ile oluşur. Uzunlamasına titreşimler palet geriliminde dinamik değişimlere sebep olur ve bu sebeple palet uç bağlantılarının kullanım ömrünü azaltır. Üreticiye bağlı olarak ortalama palet kullanım ömrü 2000 km olarak tahmin edilmektedir (Gnilka ve Mezyk, 2017). Ancak uzunlamasına gerilim sebebi ile palet ömrünü tahmin edilenden önce tamamlayabilir. Genel olarak bu iki titreşim modu palet gergisi miktarına bağlıdır (Scholar vd.,1999).



Şekil 2.3 Paletin baskın titreşim modları



Şekil 2.4 Palet baklası

Kordal hareket palet baklasının cer dişlisi veya gergi tekeri etrafında dönüşü ile oluşur. Çünkü palet bir seri rijit palet baklasından oluşur ve cer dişlisi etrafında hareket ederken kordal hareket (çokgen etkisi= polygon effect) meydana gelir (DoD A ,1993, Korse ve Spouch, 2004, Wong, 2008). Eğer palet kayış gibi çok esnek bir yapıya sahip olabilirse kordal hareket yapmaz. Kordal hareket sebebi ile oluşan titreşimin büyük kısmı palet padının cer dişlisi veya gergi tekerine vuruşu ile meydana gelir. Palet padı, öndeki palet padının uç bağlantısı, tanjant noktasını yarım boy geçene kadar cer dişlisine temas etmemektedir

Şekil 2.5.

Darbe öncesinde palet padı yatay pozisyona gelir ve hızı aşağıdadır.

$$v = \omega R_1 \quad (2.1)$$

v = Palet padı hızı, m/s

ω = Açısal cer dişlisi hızı, rad/s

R_1 = Ce dişlisi merkezi ile palet padı pin merkezi arasındaki mesafe, m

Şekil 2.5’de görüldüğü gibi palet padının çarpa anındaki hızı aşağıdadır.

$$v_1 = v \sin \theta \quad (2.2)$$

v_1 = Palet padı düşey hızı, m/s

θ = Palet padı uzunluğunun yarısının cer dişlisi merkezine göre açısı, rad

Palet padı'nın dikey hızı (v), palet padı cer dişlisine çarptığında sıfır olur. Bu hızdaki ani değişim palet padı kinetik enerjisini azaltır. Bu enerji palet padı ile cer dişlisinin ara yüzünde depolanmış gerinim enerjisi olarak aktarılır. Ayrıca, kordal hareketten kaynaklanan yatay palet padı hız değişimleri palet gerginlik değişimlerine neden olur ve bu da cer dişlisi ve gergi tekeri üzerinde ek yatay kuvvetler getirir. Bu sebeple kordal hareket, paletli araçta oluşan titreşim enerjisinin iki büyük kaynağına sebep olur. Kordal harekete karşılık gelen kuvvet aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

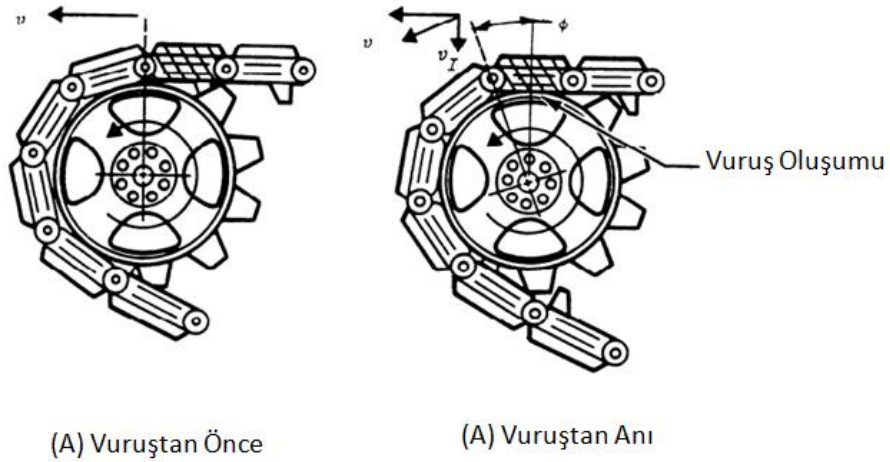
$$F_e = \sqrt{mKv_1^2} \quad (2.3)$$

m = Palet padı kütlesi, kg

F_e = Çarpma kuvveti, N

K = Cer dişlisi ve palet padı arasındaki yay katsayısı, N/m

Birçok frekansta enerjiye sahip olan ve çarpma sonucu oluşan bu kuvvetler gövde yapısının geniş bir bantta ya da rasgele titreşmesine sebep olurlar.



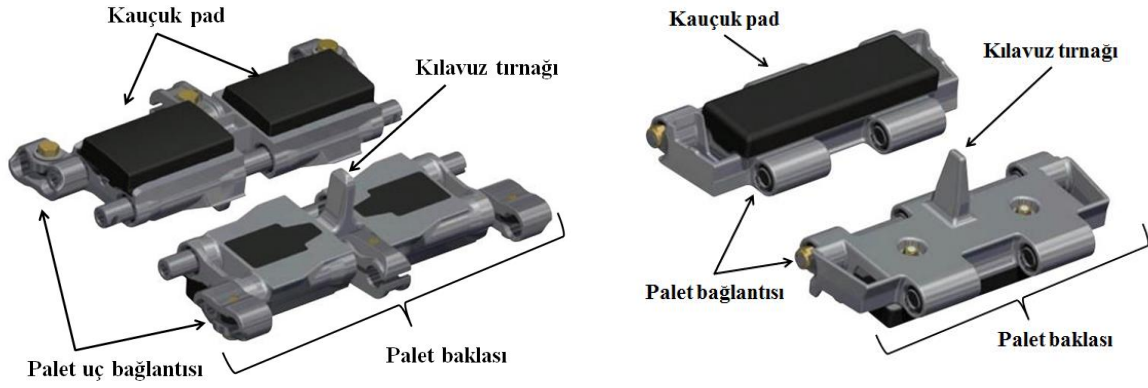
Şekil 2.5 Kordal Hareket, palet padının cer dişlisine vuruşu (DoD A, 1993)

Yol tekerlekleri bu pürüzlü yüzeyin üzerinde döndüğünde ilerlediği yüzeyde bulunan bu bozukluklar nedeni ile titreşir.

2.1.1.1 Celik gövdeli palet

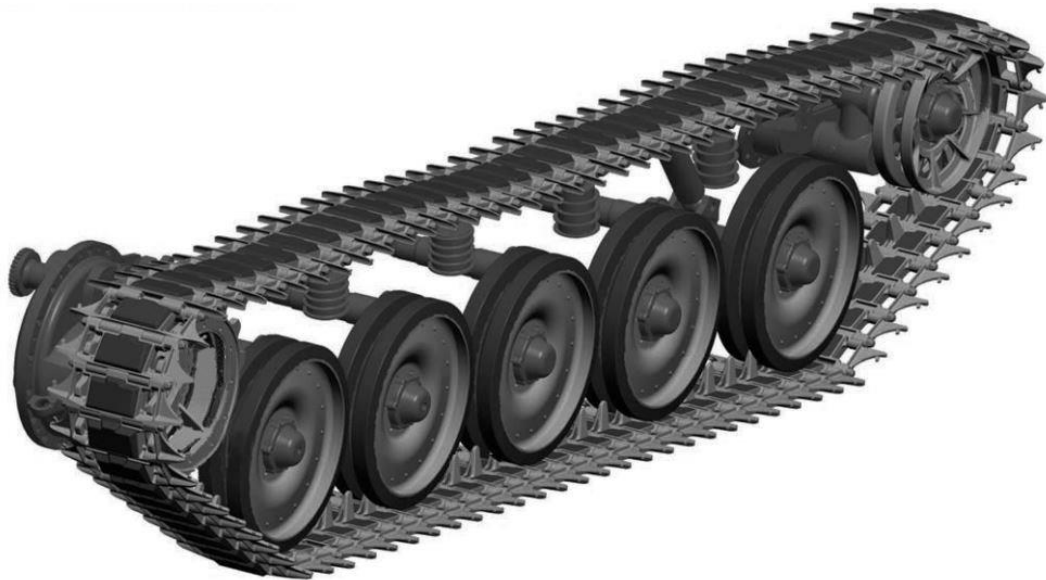
Çelik gövdeli palet, tek pimli ve çift pimli palet olarak ikiye ayrılır (Şekil 2.6). Bu tür paletlerin gövdesi çelik malzemedan üretilmiştir. Zemin ile sürekli olarak temas halinde bulunan yüzeylerde çelik malzeme veya kauçuk padlar kullanılabilir. Kauçuk padlar, palet

kullanım ömrünü arttırmak amacı ile değiştirilebilir olarak tasarlanmıştır (Anonim A, 2017).



Şekil 2.6 Çift pinli palet (solda) ve Tek pinli palet (sağda) (Anonim, 2017)

Ana muharebe tankları gibi nispeten daha ağır paletli araçlarda çift pinli, daha hafif paletli araçlarda ise tek pinli palet (Şekil 2.7) tercih edilmektedir. Kullanılan palet türünün tek pinli veya çift pinli olmasına bağlı olarak cer dişlisi, istikamet makaraları, gergi tekeri ve taşıyıcı tekerlerin tasarımı değişir.

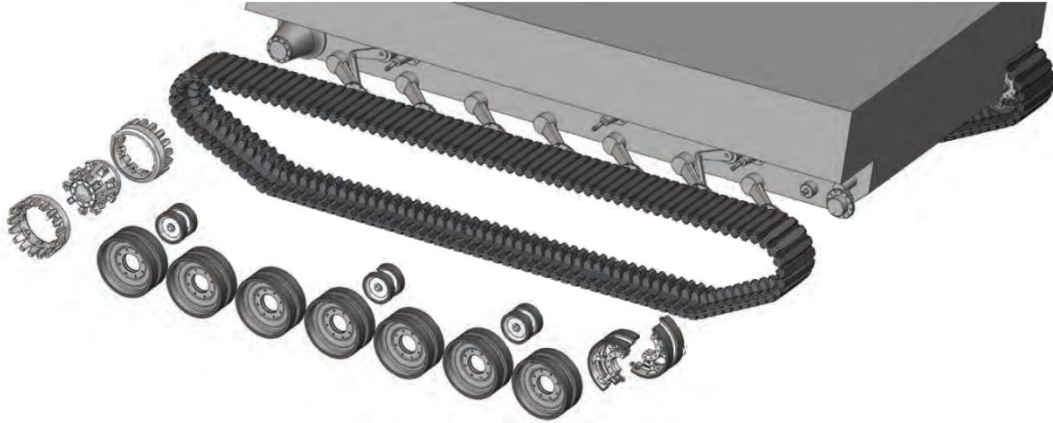


Şekil 2.7 Tek pinli çelik gövdeli palet (Anonim A, 2017)

2.1.1.2 Kauçuk Palet

Paletlerde yapılacak geliştirme süspansiyon sisteminden kaynaklanan gövde yapısı titreşimini azaltmak için en iyi yöntemdir. Palette kordal hareketten kaynaklanan titreşimi azaltan bir tasarım iyileştirmesi yapıldığında, yol tekeri, gergi tekeri ve cer dişlisi daha az titreşim üretecektir (DoD A, 1993).

Paletin kordal hareketini iyileştiren en önemli tasarım iyileştirmesi kauçuk palet tasarımıdır (USAMC, 1967). Kauçuk palet, metal esnek bir yapının kauçuk kaplanması ile elde edilen bir palet türüdür. Tek bir parçadan oluşabileceği gibi birden fazla parçanın cıvatalar ile birleştirilmesi ile kullanılan tipleri de mevcuttur. Kauçuk palet ile birlikte kullanılan cer dişlisi, yol tekeri, istikamet makaraları ve gergi tekeri de (Şekil 2.8 ve Şekil 2.9) kauçuk ile kaplanmıştır (Soucy Defence, 2016).



Şekil 2.8 Kauçuk palet elemanları (Soucy Defence, 2016)

Kauçuk paletin hem iç yüzeyi hem de dış yüzeyi kauçuk malzemeden üretilmiştir. Dolayısı ile çelik paletten farklı olarak diğer süspansiyon parçaları ile metal metale temas bulunmamaktadır.



Şekil 2.9 Kauçuk palet yapısı (Soucy Defence, 2016)

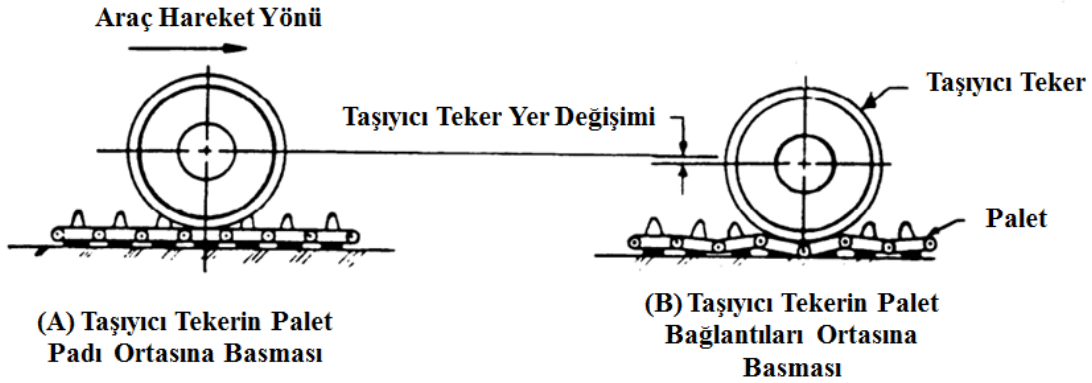
2.1.2 Cer dişlisinin titreşime etkisi

Cer dişlisi, gücü paletlere aktarıp paletlerin dönüşünü sağlayan dişli bir çemberdir. Cer dişlisi cer dişlisi kovanına bağlıdır. Cer dişlisi kovanı ise hız azaltan vasıtası ile transmisyona bağlıdır. Cer dişlisi dönerken palet baklalarına çarparak titreşim tahrik kuvveti oluşturur.

2.1.3 Yol tekerinin titreşime etkisi

Taşıyıcı tekerler, aracın tüm ağırlığını üzerinde taşır ve ağırlığın paletlere aktarılmasını sağlar. Yol tekeri ile palet iç yüzeyi temas halindedir. Palet üzerinde bulunan kılavuz tırnağı taşıyıcı tekerlerinin ortasından geçerek paletin hareket kontörü içerisinde kalmasını sağlar. Yol tekeri titreşimi temel olarak paletin üzerinde yaptığı yuvarlanma hareketi nedeni ile oluşur. İkincil neden ise ilk ve son yol tekerlerinde oluşan kordal harekettir.

Yol tekerlekleri ve istikamet makaraları yuvarlanma hareketi ile titreşim kuvvetleri üretirler. Palet patları arasında cer dişlisi ve gergi tekeri etrafında dönebilmeleri için boşluk bulunmaktadır. Bu sebep ile yol tekerlerinin üzerinde hareket ettiği palet yüzeyi düz değildir. Yol tekeri bu boşluk üzerinden geçerken palet pad birleşim yerlerini bükerek bu yüzeyin daha fazla bozulmasını sağlar (Şekil 2.10).



Şekil 2.10 Yol tekeri titreşim oluşumu (DoD A, 1993)

2.1.4 Palet gergi tekeri ve palet gergi sisteminin titreşime etkisi

Palet gergisinin aracın kullanıldığı yol profiline uygunluğu palet titreşimini etkileyen bir faktördür. Palet gerginliğinin hesaplanabilmesi için palet uzama miktarı bilinmelidir (Sandu ve Freemannt, 2002). Palet gergi ayarı kolu genel olarak gergi tekerine belirlenmiş bir mesafede bağlanan pasif hidrolik gergi kolu ile sağlanır. Palet gergisinin uygun olmaması sebebi ile ciddi problemler meydana gelebilir. Palet gergisinin uygun olmadığı durumlarda özellikle arazide yapılan keskin dönüşlerde paletin atmasına (palet kontörünün izlemesi gereken yoldan çıkmasına) veya paletin kopmasına neden olur (Yu vd, 2001). Kordal hareketin dolayısı ile de paletin ataleti nedeni ile oluşan titreşimin azaltılabilmesi için yol profilinin gerektirdiği palet gergi miktarı palete uygulanmalıdır.

2.1.5 İstikamet makarasının titreşime etkisi

İstikamet makaraları, yüksek hızlarda kullanılan paletlerin üst tarafının sarkarak yol tekerlerine temasını önlemek için kullanılır. Bazı uygulamalarda yerleşimleri kılavuz tırnağının ilerisinde ve gerisinde olacak şekilde yerleştirilerek paletin yanal kuvvetler ile kontöründen çıkması engellenir. İstikamet makarasının yuvarlanma hareketi ve paletin istikamet makarası üzerinde yaptığı dikey hareketler titreşime neden olur (DoD A, 1993). Oluşan titreşim istikamet makarasının gövde yapısı ile bulunan mekanik ara yüzü ile gövde yapısına iletilir.

2.2 Güç Grubu Kaynaklı Titreşimler

Paletli aracın güç grubu; motor, transmisyon, hız azaltanlar ve soğutma sisteminden oluşur. Motorun ürettiği gücü transmisyon-hız azaltan-cer dişlisi-palet sırasını izleyerek ile yere aktarılır. Güç grubu çalıştığı müddetçe süspansiyon sisteminden bağımsız olarak gövdeye titreşim aktarmaya devam eder. Süspansiyon kaynaklı titreşim ile karşılaştırıldığında daha düşük seviyede titreşime neden olurlar. Güç grubunu oluşturan alt sistemlerin titreşime olan etkileri aşağıda incelenmiştir.

2.2.1 Motorun titreşime etkisi

Motor silindirdeki yanma sonrasında piston vuruşları pistonlara yüksek kuvvetler verir. Bu kuvvetler ile dönen parçalarda artık dengesizlikler nedeni ile titreşim oluşur. Motor, gövdeye motor takozları ile mekanik olarak bağlandığı için oluşan titreşim gövde yapısına aktarılır. Gövdeye aktarılan titreşimin miktarı için motor takozu bağlantı ara yüzlerinde kullanılan titreşim sönümleyicilerin etkinliğine bağlıdır (DoD A, 1993).

Motor takozları temel görevi, motorun ağırlığını taşımasının yanında motor dengesizlikleri nedeni ile oluşan bozucu kuvvetlerin gövde yapısından izole etmektir. İçten yanmalı motorlarda dinamik bozucu kuvvetlerin iki nedeni vardır. Birincisi silindir içerisinde oluşan patlama ile oluşan darbelerdir. İkincisi ise dönen ve hareket eden parçaların sahip olduğu atalet kuvveti ve torkudur (Yu vd., 2001).

2.2.2 Transmisyon, hız azaltanlar ve soğutma sisteminin titreşime etkisi

Transmisyon ve Hız Azaltan dişli kutusu titreşim kaynaklarıdır. Hız azaltan dişli kutusu transmisyondan aldığı torku veya devir farklılıklarını cer dişlisine iletir. Hız azaltan tarafından üretilen titreşim periyodiktir. Oluşan titreşim tahrik dişlisi dişlerinin oranları ile giriş shaft hızıyla ilişkilidir. Hız azaltanın gövde üzerindeki ara yüzü titreşimi azaltmak için gövde yapısının en rijit bölgesi olarak tasarlanır.

Transmisyon tarafından üretilen titreşim, dişli kavraması, mil ve rulman dengesizlikleri, hidrolik basınç dalgalanmaları ve tahrik torkunda meydana gelen değişimler sebebi ile oluşur.

ZPA soğutma sistemi + 55 C° dış ortam koşullarında tam yüklü güç grubunu soğutabilecek şekilde tasarlandığı için nispeten büyük fanlara ihtiyaç duyar. Titreşim, fan rotorda bulunan dengesizlikler sebebi ile oluşur (DoD A, 1993). Ancak fanlar genellikle iyi dengelenmiş olarak tasarlanıp üretilirler ve bu sebeple soğutma sistemi nedeni ile oluşan gelen titreşim seviyesi düşüktür.

2.3 Zırlı Paletli Araçlarda titreşimin etkileri

ZPA özelliklerden ateş gücü, hareket kabiliyeti ve beka arasındaki ilişki tank üçgeni olarak tanımlanır ve birbirlerini etkilerler (Ogorkiewicz, 1991). Aşağıda titreşimin hareket kabiliyeti ve ateş gücü özelliklerini nasıl etkilediği ayrıca ZPA'da görev yapan personel üzerindeki etkileri açıklanmıştır.

2.3.1 Titreşimin hareket kabiliyeti üzerindeki etkisi

Paletli araçlarda hareket kabiliyetini artmasını etkileyen iki faktör bulunmaktadır; güç / ağırlık oranının artması ve süspansiyon sisteminin optimizasyonu. Güç / ağırlık oranındaki bir artış, "Teknik Hız"ın artmasına neden olur. Teknik Hız (H_{tek}), insan faktörü faktörleri hariç, teknik açıdan mümkün olan en yüksek hız olarak tanımlanmaktadır. Bazı arazi koşullarında bu hız, güç / ağırlık oranı ile neredeyse orantılıdır. Sabit güç / ağırlık oranı için H_{tek} , yuvarlanma direnci ve eğimin artması ile düşer. Engebeli olmayan zemin koşullarında nispeten yüksek olabilir. Ancak birçok durumda teknik olarak mümkün olmasına rağmen bu yüksek hız nedeni ile oluşan titreşim, insan vücudu tarafından tolere edilemez. Bu sebeple sürücü araç hızını "Tolere Edilebilir Hız" düzeyine düşürür. Tolere Edilebilir Hız (H_{tol}), mürettebat üyeleri için görevlerini verimli bir şekilde yerine getirmelerine izin veren, dayanılabilir azami hız olarak tanımlanır. Süspansiyon sisteminin işlevlerinden biri de mürettebat için konfor sağlamaktır. Bu konfor, sadece titreşimlerin genliklerine değil, frekansa da bağlıdır (Hohl, 1986). Dolayısı ile aracın titreşim seviyesi ile ulaşabileceği azami hız arasında doğrudan bir ilişki vardır. Titreşim seviyesi

azaltıldığında Tolere Edilebilir Hız yükseleceği için aracın ulaşabileceği azami hızda (hareket kabiliyeti) yükselir.

ZPA süspansiyon sistemi tasarımında dikkate alınması gereken ilk faktör arazi sürüşü esnasında, herhangi bir araç için nispeten büyük ve kararsız düşey ivmeler oluşmasıdır. Bu ivmeler arazide oluşan yüklerin büyüklüklerini belirler. Süspansiyon sisteminde oluşan yüklerin büyüklüğü süspansiyon sistemini oluşturan alt parçaların kütlelerine ve ivmelerine bağlıdır. Bu sebep ile arazide sürüş esnasında oluşan yüklerin azaltılabilmesi için aracın yaylı kütle/ yaylı olmayan kütle (sprung mass / unsprung mass) oranının pratikte uygulanabilecek en düşük değere sahip olması gerekmektedir.

Yaylı olmayan kütle aracın hareket kabiliyetini ve sürüş özelliklerini etkileyen önemli bir faktördür (USAMC, 1967). Aracın süspansiyon sisteminin temel elastik elemanları (yaylar, burulma çubukları vb.) ile desteklenerek askıya alınan bölümü yaylı kütle olarak tanımlanır. Bunun dışında kalan süspansiyon sisteminin alt parçalarına ise yaylı olmayan kütle olarak tanımlanır. Yaylı kütle genellikle gövde yapısı, güç grubu, soğutma sistemi, hız azaltan, cer dişlisi, yakıt depoları, silah sistemi, mühimmat, atış kontrol sistemi, mürettebat, kargo, personel ve bu sistemlere montajlı diğer alt sistemleri içerir. Yaylı olmayan kütle genellikle süspansiyon sistemi parçaları ve bazı güç grubu parçalarından oluşur. Yayların, amortisörlerin, sallanan bağlantıların ve yapısına tutturulan diğer bileşenlerin orantılı parçaları hem yayılmış kütle hem de yaylanmamış kütlede bulunur. Paletli araçlarda, paletin zemine temas etmeyen kısmı, yaylı kütle bir parçası olarak kabul edilir ve zemine temas eden kısım ise yaylanmamış kütle bir parçasıdır (Wong, 2008). Yaylı olmayan kütle büyüklüğü yolda oluşan yükleri, çekiş gücünü, manevra kabiliyeti ve kaynaklı gövde yapısına iletilen titreşim seviyesini direk olarak etkiler. Genel olarak Yaylı olmayan kütle küçük olduğu durumun büyük olmasına göre daha avantajlı olduğu kabul edilir (USAMC, 1967).

ZPA'da oluşan titreşim frekansları aracın kullanım amacı göz önünde bulundurularak insanın fiziksel olarak dayanabileceği toleranslar dâhilinde olmalıdır. Göreceli olarak daha sert bir süspansiyon sistemi hızlı yapılan manevralar ve yan eğimler sırasında daha kararlı bir davranışa sahip olur. Bu şekilde sert bir süspansiyon sisteminin

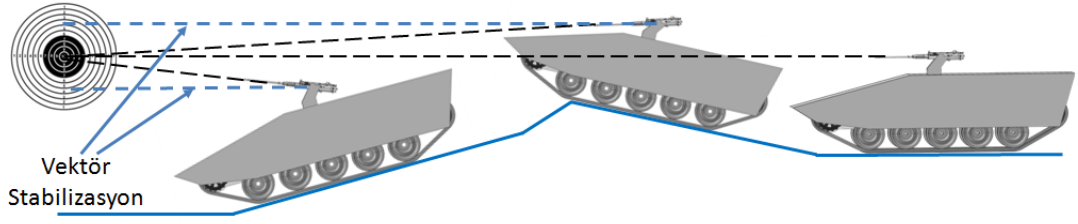
doğal frekansı, nispeten daha konforlu bir süspansiyon sistemine göre daha yüksektir. ZPA tasarımında, hareket kabiliyetinin üstünlüğü aracın görevini yerine getirmesi için hayati önem taşıdığından, konforu ikinci planda tutan daha yüksek frekansa sahip titreşim frekansı seçmek daha doğrudur (USAMC, 1967).

Süspansiyon sistemini optimize etmenin yollarından biri, titreşimleri kabul edilebilir bir frekans seviyesine çevirmektir (Hohl, 1986). Süspansiyon sistemlerinin etkinliği, aracın maksimum hızının belirleyen faktördür (Mezyk vd, 2011). Titreşimin genliği ile birlikte olduğu frekansta önemlidir. Paletli araçlarda yapılan çalışmalarda en çok 0-100Hz frekans aralığında oluşan titreşim ile ilgilenilmektedir (Ogorkiewicz, 1991).

Titreşim karakteristiğini en fazla düşey yönde oluşan titreşimler etkilemektedir. Otomotiv alanında dikey titreşime verilen tepki en çok çalışılan konulardan biri olmuştur. R.N. Janeway'in yaptığı çalışmalarının sonucunda, dikey titreşimlerin kabul edilebilir genliklerinin frekanslarıyla değişimi üzerine veriler elde edilmiştir. Bu çalışma neticesinde 1Hz de yaklaşık 50 mm olan genlik 60 Hz'de 0.01 mm seviyelerine inmektedir (Ogorkiewicz, 1991).

2.3.2 Titreşimin ateş gücü üzerindeki etkisi

Paletli aracın üzerine entegre edilen silah sisteminin stabilizasyon performansı kritik tasarım özelliklerindedir. Genellikle 7,62 mm çapından başlayarak 140 mm çapa kadar hareket halinde atış yapabilen farklı silah sistemleri paletli araçlara entegre edilirler. Entegre edilen silah sistemlerinin araç hareketli iken de yüksek İlk Atışta Vuruş İhtimali sağlaması gereksinimi olduğundan stabilizasyon sistemine ihtiyaç duyar. Paletli araç hareketlerinin frekansı 0 ila 3 veya 4Hz aralığında iken, silahı kullanan nişancıların tepki bandı yaklaşık 0,5 Hz'den fazla değildir (Ogorkiewicz, 1991). Bu farklılık stabilizasyon sistemleri ile düzeltilir. Silah sisteminin atış hattı ve nişan hattının stabilizasyonu aracın hareketlerine ve titreşimine rağmen doğru hedef takibi yapabilmeli ve hedef takibi hassasiyetini koruyabilmelidir (DoD, 1996). Şekil 2.11'de ZPA'nın düşey eksenindeki hareketlerinden etkilenen silahın yükseliş eksenindeki stabilizasyonu görülmektedir.



Şekil 2.11 Yükseliş Ekseninde Stabilizasyon

Silah sisteminin gövde montaj ara yüzleri silah sistemine ait doğal frekans alt değeri ve deplasman üst değerini sağlamalıdır. Stabilizasyona sahip bir silah sisteminin kararsızlaşmaması için bağlandığı yüzeyin doğal frekansının kontrol bant genişliğinin en az 2-2,5 katı olması istenir. Orta kalibre kulelerde ve tanklarda kule ve namlu için tipik bant genişlikleri performansa bağlı olarak 10-15 Hz arasındadır. Bant genişliği ne kadar yüksek olursa kule o kadar iyi bir kuledir. Bu kontrol bant genişliğinin içinde veya yakınında olan tavan rezonansları silah sisteminin tüm kontrol performansını kararsız duruma sokar. Bu neden ile kulenin kendi kontrol sistemi rezonansa girer ve fonksiyonu bozular. Doğal frekansla ilgili diğer konu kullanılan silahın seri atış frekansıdır. Tavan rezonans frekansının bu değerden de yüksek olması beklenir. Dakikada 600 atış yapabilen orta ve düşük kalibreli silahlarda bu frekans 10 Hz'ye eşittir. Silah içerisinde iki atış arasında 2-3 kez hareket eden parçalar bulunması sebebi ile 20 ve 30 Hz bu titreşimin harmonikleri bulunmaktadır. Eğer bu silah atış frekansları da tavan rezonans frekansı ile örtüşürse atış stabilizasyon performansı ve dolayısı ile İAVİ düşer.

İkinci kriter olan tavan deplasman üst değeri ise rezonans frekansları üst üste veya yakın gelmese bile kontrol altında tutulması gereken bir değerdir. Rezonans olmasa da bu esneme sebebi ile stabilizasyon performansı düşer. Aynı geometrik yapının malzemesinin alüminyum ya da çelik olması doğal frekanslarını kayda değer şekilde etkilememektedir. Spesifik Direngelik değeri iki malzeme için çok yakındır. Ancak alüminyumun deplasmanları tek başına E değeri 70 GPa mertebelerinde olduğundan 200GPa olan çeliğe göre hep 3 kata yakın fazladır.

Tasarım esnasında titreşim problemi oluşması durumunda gövdede bulunan ve cihazın monte edildiği yerlerin (braket, şase vb.) iyileştirilmesi, katılık eklenmesi veya çıkartılması ile doğal frekansların operasyonel frekansların dışına kaydırılması yararlı olacaktır (Çelik, M., Aykan, M., 2004). Ancak bu yöntemlerin Zırhlı Paletli Araçların temel tasarım kriterlerine etki eden sistem seviyesi ağırlığı arttırmaması istenir. Kauçuğun E değeri 0,01 – 0,1 GPa civarında olduğu değerlendirildiğinde doğru yerde kullanılarak titreşim seviyesi azaltılabilir.

Nişan hatalarındaki ana etkinin gövde titreşimleri olduğu kanıtlanmıştır (Balla vd., 2015). Oluşan titreşim silah sistemini etkilemektedir. Silah sistemi titreşimlerini belirlemenin üç teknik yolu vardır. Bunlardan birincisi ana parçaların hareketinin sayısal olarak hesaplama yöntemidir. İkinci teknik, gövde, kule ve yükseliş parçalarının salınımlarının deneysel olarak tespit edilmesidir. Son teknik, silah üzerinde hareket eden tüm parçalara etkiyen kuvvetlerin dahil edildiği birinci ve ikinci tekniğin kombinasyonudur (Balla vd, 1998).

2.3.3 Titreşimin mürettebat üzerindeki etkisi

Zırhlı Paletli Araçlarda meydana gelen titreşimin mürettebat üzerinde de olumsuz etkileri bulunmaktadır. Titreşime maruz kalma sıklığına bağlı olarak titreşim çeşitli şekillerde mürettebata zarar verebilir. Titreşim 0,5 Hz - 80 Hz frekans aralığında sağlık, konfor ve algılama için, 0,1Hz – 0,5 Hz frekans aralığında hareket hastalıkları için olumsuz etkiler oluşturur (DoD, 2012).

ZPA'da oluşan titreşim kabin içi gürültüye de neden olur. Mürettebatın 8 saatlik süre içerisinde maruz kalabileceği izin verilebilen maksimum kabin sesi limiti 85 dBA'dan küçük olmalıdır (DoD, 2015). Bunun sebebi, oluşan gürültünün mürettebatın görev sırasında operasyonel performansını olumsuz bir şekilde etkilemesidir. Bu nedenle iç gürültü paletli araç tasarımı için önemli bir kriter haline geldi. Mürettebat tarafından gürültüye maruz kalmanın azaltılmasında en yaygın ve en kolay yaklaşım gürültü engelleyici mürettebat telsiz başlık takımı kullanmaktır. Bu telsiz başlık takımları genellikle gürültüyü azaltmak için dâhili Aktif Gürültü Kontrol (AGK) modülüyle birlikte

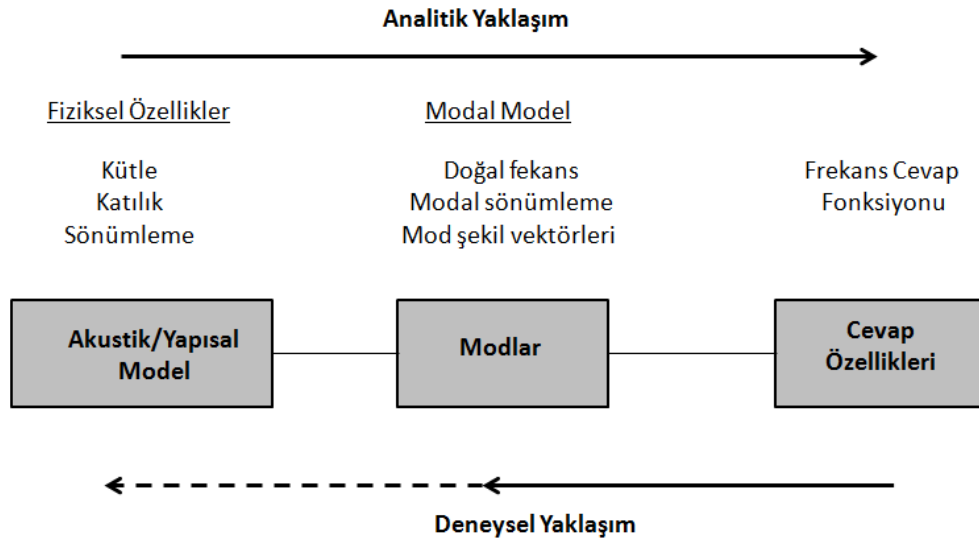
gelir. Bazı durumlarda, gürültüyü etkin olarak azaltmak için kulak tıkaçlarının kullanımı da önerilir. Ancak bu çözümler daha yüksek frekans aralığında (> 200 Hz) daha etkilidir. Bu nedenle mürettebat, özellikle davul gürültüsü (booming noise) olarak bilinen fenomen gerçekleştiğinde kabin içi sesinden etkilenebilir (Ang vd., 2015).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Çalışmanın bu bölümünde, ZPA gövde yapısının deneysel ve nümerik (sonlu elemanlar modeli) titreşim analizlerine dayalı olarak titreşim karakteristiğinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Öncelikli olarak prototip araç gövde yapısı üzerinde belirlenen konumlardan üç asal ekseninde ivme verileri toplanmıştır. Aracın, sonlu elemanlar metodu ile modeli oluşturulmuş ve araca ait Frekans Cevabı Fonksiyonu (FCF) hesaplanmıştır. Takiben, testte elde edilen ivme değerleri ve araca ait (sonlu elemanlar modeli kullanılarak elde edilen) frekans cevabı fonksiyonu kullanılarak, cer dışlisinden gövde yapısına etki eden kuvvetler belirlenmiştir. Daha sonra, hesaplanan bu kuvvetlerin sonlu elemanlar modeline uygulanmasıyla (modal analizle) elde edilen nümerik ivme değerleri ile gerçek test ivme verileri kıyaslanarak aralarında korelasyon sağlandığı gösterilmiştir. Böylece, sonlu elemanlar modelinin gerçek ZPA prototipine ait davranışı makul doğrulukta öngörebilir olduğu saptanmıştır.

3.1 Modal analiz adımları

Kaynaklı gövde yapısının dinamik davranışını gösteren matematik modelini oluşturmak için ihtiyaç duyulan parametrelerin (doğal frekans, titreşim biçimi, sönüm gibi) belirlenmesi için modal analiz yöntemi kullanılacaktır. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi modal analiz analitik yaklaşım veya deneysel yaklaşım ile yapılabilir (Wang, 2010). Analitik yaklaşım ile fiziksel özellikleri belirli olan sistemin modal model ve Frekans Cevap Fonksiyonunun elde edilmesi amaçlanır. Deneysel yöntemde ise Frekans Cevap Fonksiyonu testler ile elde edilerek modal model ve sistemin fiziksel özellikleri elde edilmesi amaçlanır.



Şekil 3.1 Modal analiz analitik ve deneysel yöntemleri (Wang, 2010)

Bu çalışmada deneysel yaklaşım ve analitik yaklaşım birlikte kullanılacaktır. Çalışmanın birinci safhasında gerçek prototip üzerinde yapılan testlerde ivme verileri toplanacaktır. Gerçek prototip üzerinden hız azaltan bölgesi ve silah sisteminin bağlı olduğu tavan yapısından zamana göre ivme değerleri ölçülecektir. Bilgisayar Destekli Analiz yöntemi kullanılarak ölçülen ivme değerlerinin Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform-FFT) hesaplanacak ve tavan bölgesinin doğal frekansları ve modları bulunacaktır. Bu amaçla Hypermesh (Altair Engineering A, 2016) yazılımı kullanılarak aracın sonlu elemanlar modeli hazırlanacaktır. Hazırlanan sonlu elemanlar modeli ile OptiStruct (Altair Engineering B, 2016). yazılımı kullanılarak yapının modları çözülecektir. Bu veriler kullanılarak Bilgisayar Destekli Analiz için kullanılacak modal model test verileri ile karşılaştırılarak doğrulanacaktır.

Bu bölümde yapılan çalışmalar için kullanılacak işlem akışı aşağıdadır;

1. Gerçek prototip üzerinde testler yapılarak test ham ivme verilerinin alınması,
2. Sayısal Modelin (Analiz modelinin) hazırlanması,
3. Testte elde edilen ivme verileri ve sayısal model kullanılarak cer dışısından etki eden kuvvetlerin elde edilmesi,

4. Elde edilen cer dışlisi kuvvetlerinin sayısal model üzerinde kullanılması ile kule ve tavan bölgesi ivme değerlerinin elde edilmesi,
5. Sayısal model ile elde edilen tavan ve kule bölgesi ivme değerlerinin testte elde edilen ivme verileri ile korelasyonunun kontrolü ile sayısal modelinin doğrulanması.

3.1. Titreşim Testleri

Yapısal sonlu elemanlar modeli hazırlama çalışmasının ilk safhasını titreşim testleri oluşturmaktadır. Paletli araç için haricî yük kombinasyonlarının tamamı için modal parametrelerin (doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları) tespit edilmesi için yapılan titreşim testleri sonucunda, sayısal model ile yapılacak analizlerde kullanılacak yapısal sonlu elemanlar modelinin iyileştirilebilmesi için gerekli verinin elde edilebilmesi amaçlanmaktadır. Test verilerinde ilgilenilen bant genişliği 0-100 Hz arasındadır.

Gövde yapısının tipik modal testi, mekanik bir sistem için zamandan bağımsız ve doğrusal olarak giriş kuvveti ve çıkışı cevabını ölçmeye dayanır. Tahrik, geçici (çekiç testi), rasgele veya sinüzoidal (sarsıcı testi) olabilir. Çalışma şartlarında modal analiz tekniğinde ise yapay bir tahrik kuvveti kullanılmadan mekanik bir yapının doğal özellikleri (rezonans frekansları, sönüm oranları, modlar) sadece yapısal cevaplar ölçülerek bulunur. Bu tekniğin avantajı sınır şartlarının ve titreşim seviyelerinin gerçek olduğu çalışma şartlarında iken yapının modlarının çıkarılabilmesidir (Batel, M., Brüel-Kjær, 2002).

Paletli Zırhlı Aracın yapısının modal parametrelerin belirlenebilmesi için yapının yapay yöntem ile tahrik edildiği çekiç testi, çalışma şartlarında ise devir taraması ve İvmelenme testleri yapılmıştır.

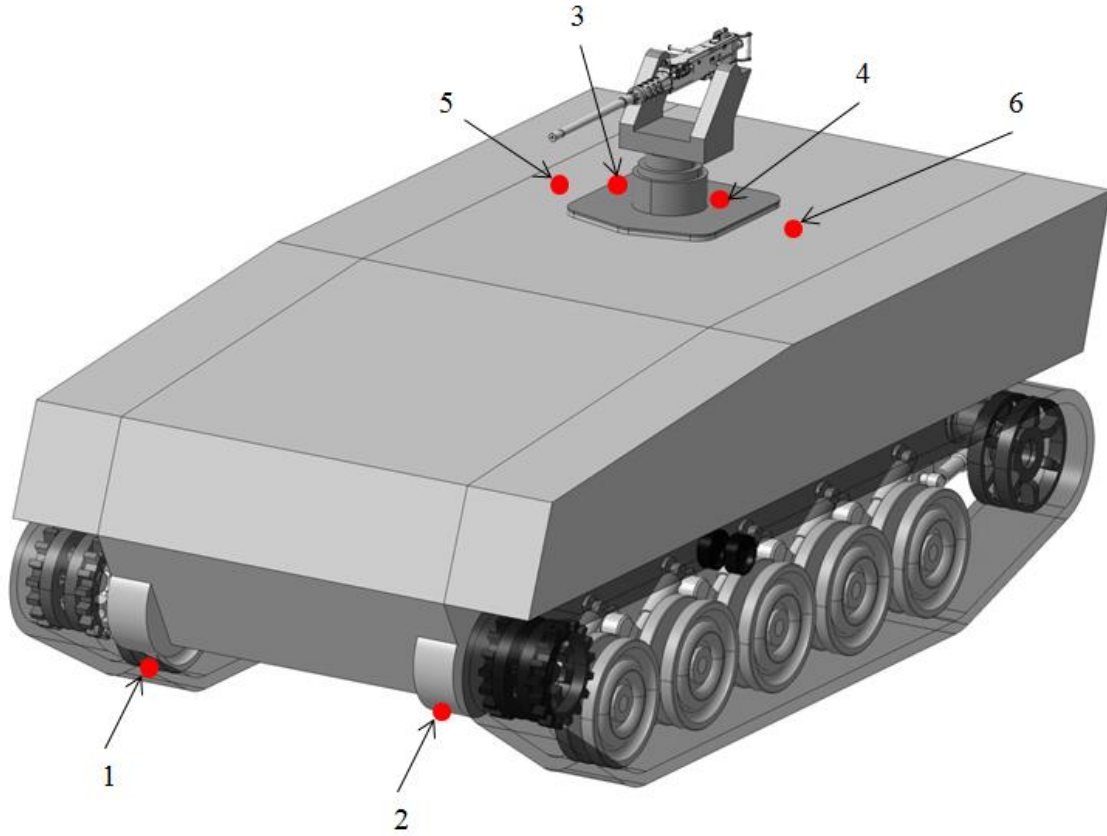
3.1.1 Prototip araç konfigürasyon kontrolü

Zırhlı Paletli Araç testlerinin hangi koşullarda yapıldığının belirlenmesi, test şartlarının hazırlanması ve aracın 3 boyutlu katı modelinin tasarım doğrulamasının yapılması için öncelikle konfigürasyon kontrolü (DoD, 1997) yapılır. Paletli araçlar

genellikle 30 ile 40 arası konfigürasyon biriminden ve 15000-25000 alt parçadan oluşur. Konfigürasyon Birimleri (KB) (DoD, 1997) belirli atalet özellikleri olan (Güç Grubu, Yaşam Destek Sistemi, Mürettebat Kapakları vb.) ve kaynaklı gövde yapısı ile mekanik ara yüzü bulunan birimlerdir. Bu birimler sahip oldukları atalet özellikleri sebebi ile yapının modal davranışını değiştirirler. Testte elde edilen verilerin sayısal model üzerinde kullanılabilmesi için gerçek prototip üzerinde bulunan konfigürasyon birimlerinin sanal prototip konfigürasyonu ile aynı olduğu kontrol edilmiştir. Birimlerin varlık kontrolünün tamamlanmasını müteakiben tüm konfigürasyon birimlerinin kütleli özellikleri ölçülerek kayıt altına alınmıştır. Kayıt altına alınan konfigürasyon birimlerine ait veriler, sanal prototip üzerinde tekrar kontrol edilmiştir. Üretim toleransları nedeni ile gerçek prototip ile sanal prototipin kütleli özelliklerinin birebir eşit olması beklenemez. Bununla birlikte konfigürasyon kontrolü ile gerçek prototipin kütleli özelliklerinin sanal prototip ile üretim toleransları dahilinde uyumlu olduğu kontrol edilmiştir.

3.1.2 Prototip araç üzerine ivmeölçer yerleşimi

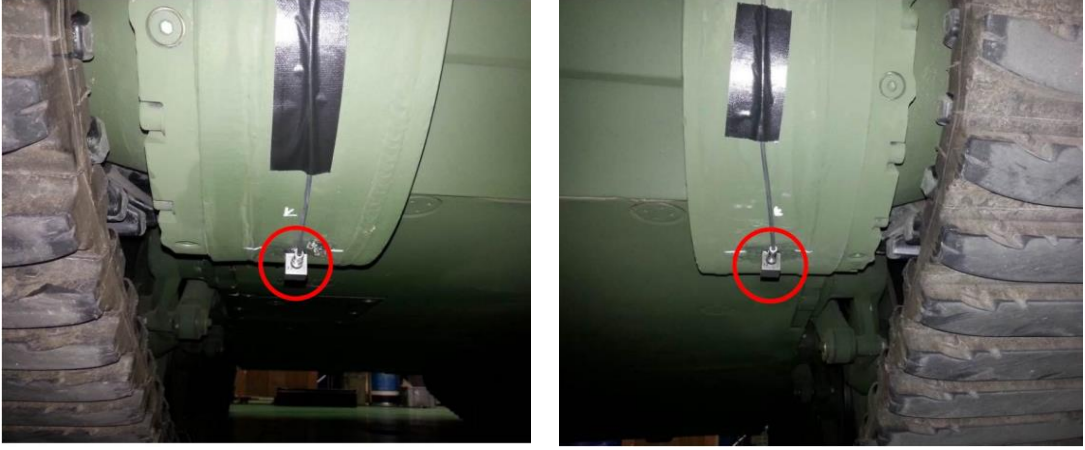
Gerçek prototip üzerinde Şekil 3.2’de görüldüğü gibi 6 noktadan ivme verisi toplanmıştır. Yerleştirilen ivmeölçerler; 1. Hız Azaltan Sağ, 2. Hız Azaltan Sol, 3. Kule Sağ, 4. Kule Sol, 5. Tavan Sağ, 6. Tavan Sol olarak isimlendirilmiştir. Çalışmanın ilerleyen bölümlerinde yukarıda belirtilen isimlendirmeler esas alınmıştır.



Şekil 3.2 Gerçek prototip üzerindeki ivmeölçer yerleşim şeması

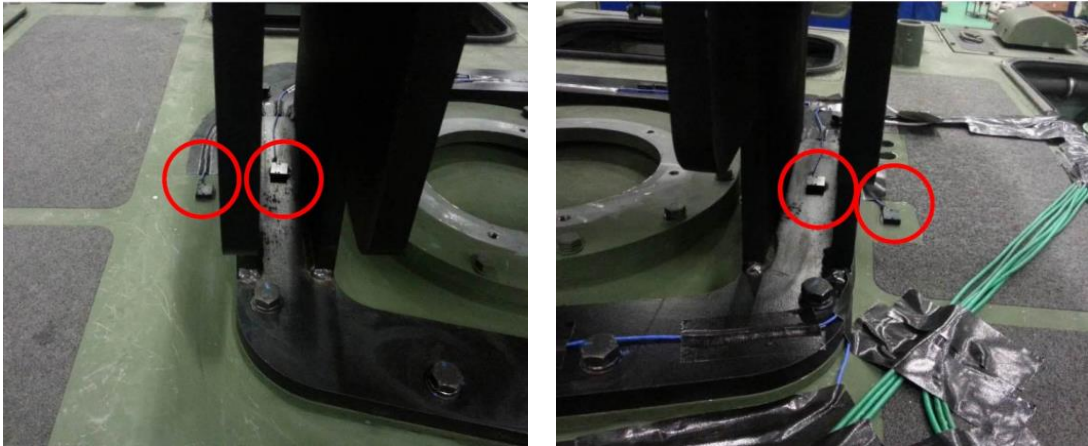
Modal analizin yapılabilmesi için referans ivmeölçere (sensör) yerlerinin ihtiyacı karşılanması gerekmektedir. Bu referans ivmeölçer kaynaklı yapı üzerine yerleştirilirken yapı üzerinde hareketsiz kalan noktaların (nodal nokta) seçilmemesine dikkat edilmiştir. Yapı üzerinde en fazla deplasmanların görüleceği tavan bölgesi ve kule flanş bölgelerine referans ivmeölçer yerleştirilmiştir.

Baskın kuvvetin kaynaklı gövde yapısına etki ettiği cer dişlisi ve güç grubu bölgesine en yakın nokta olan sağ ve sol (şoför pozisyonuna göre; şoförün sağ aracın sağ, şoförün solu aracın solu) hız azaltanın gövde üzerine bağlandığı noktalara 3 eksenli (x,y,z) ivmeölçer yerleşimi yapılmıştır Şekil 3.3.



Şekil 3.3 Sağ ve sol hız azaltan bölgesi ivme ölçer yerleşimi

Mürettebat bölmesinin üzerinde bulunan ve silah sisteminin mekanik ara yüzlerinin bulunduğu tavan bölgesine ise Şekil 3.4’de görüldüğü gibi toplam 4 ivmeölçer yerleştirilmiştir. Bu ivmeölçerler kendi içlerinde sağ ve sol olmak üzere gruplandırılmıştır. Sağda ve solda iki grup olmak üzere bir adet ivmeölçer tavan yapısına, bir adet ivmeölçer silah sisteminin mekanik bağlantı ara yüzüne konumlandırılmıştır. Tavan ve kule bölgesinde bulunan ivmeölçerler z yönünde ivme verisi toplayabilmektedirler.



Şekil 3.4 Kule ve tavan bölgelerinde ivme ölçer yerleşimi

Ölçümler için, çok kanallı ölçüm sistemi, darbe çekici ve PCB 3710 MEMS DC serisi 3713B1150G ivme ölçer kullanılmıştır. Titreşim sinyalleri bir bilgisayar yardımıyla kaydedilmiş ve analizleri yapılmıştır.

3.1.3 Çekiç testi

Testlerin ilk aşamasında darbe çekici kullanılmıştır. Çekiç testi ile belli bir yönde ve belli bir noktada uygulanan darbe yükü kısa bir süre için kaynaklı yapının dengesini bozmaktadır. Çekiç ile uygulanan yükün süresi ve büyüklüğü tüm frekans aralığında darbe enerjisinin dağılımını belirlemektedir. Çekiç ile yapılan modal testte güç grubu çalışmıyor iken tavan bölgesinde bulunan ivmeölçerlerin yan taraflarına bir çekiç yardımı ile darbe uygulanarak yapı tahrik edilmiştir. Çekiç darbesi vurulduğunda veri kaydı başlatılmış ve titreşim durup, denge konumu tekrar oluşana kadar kayıt devam ettirilmiştir. Oluşan titreşimler tavan ve kule ara yüzünde bulunan ivmeölçerler ile ölçülerek kaydedilmiştir.

3.1.4 Devir Taraması Testi

Devir taraması testinde, süspansiyon sisteminden bağımsız olarak araç durağan halde iken güç grubunun oluşturduğu titreşim verisinin toplanması hedeflenmiştir. Bu testte güç grubunun gövdeyi tahrik etmesi ile oluşan titreşimler tavan ve kule ara yüzünde bulunan ve çekiç testinde de aynı şekilde kullanılan ivmeölçer ile kaydedilmiştir.

Devir Taraması testinde güç grubu çalıştırılarak araç rölanti devrinden başlayarak maksimum devrine kadar çıkarılmıştır. Devir taramasının yapıldığı çevresel şartlar çekiç testi çevresel şartları ile aynıdır.

3.1.5 İvmelenme Testi

İvmelenme testinde araç hareket halinde iken süspansiyon sistemi ve güç grubu kaynaklı toplam titreşim verisinin toplanması hedeflenmiştir. Testler, zemin bozukluklarından kaynaklanan titreşimlerin en az olduğu düz beton zeminde

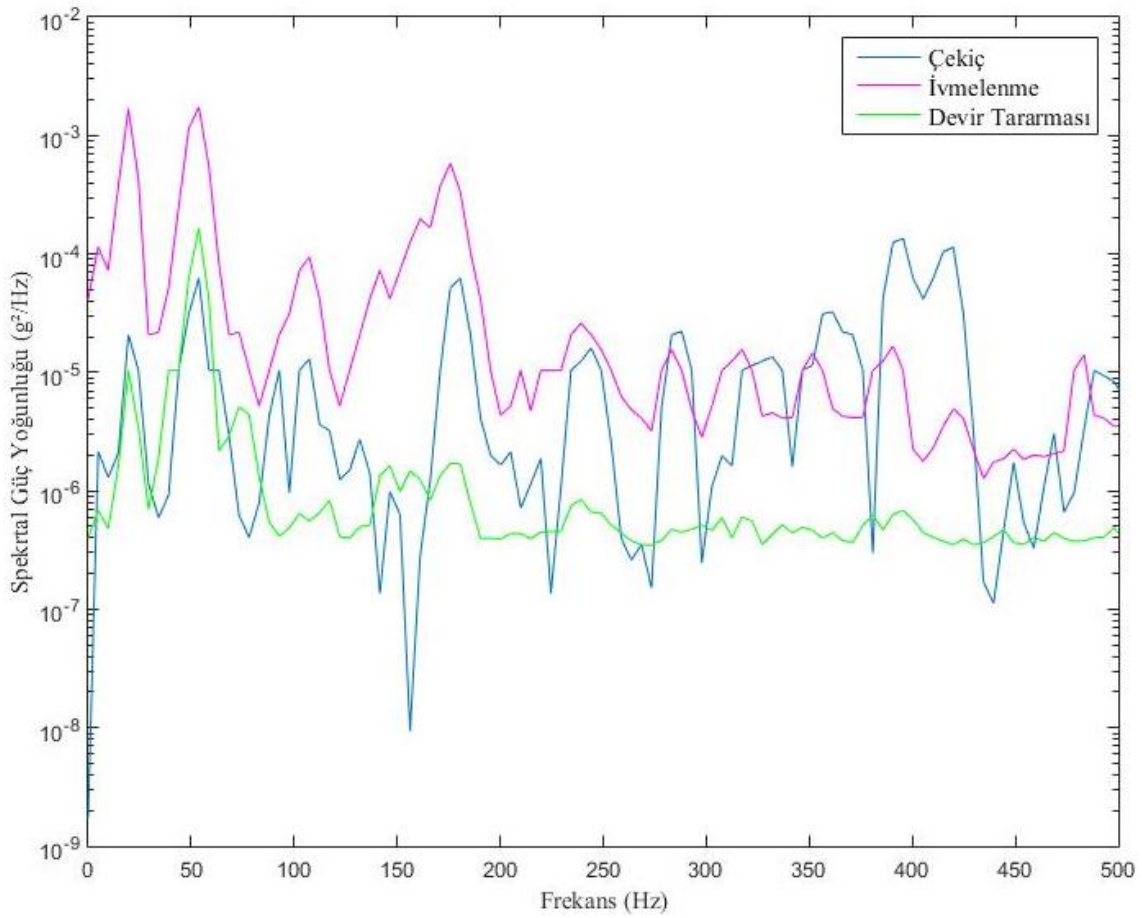
gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde, palet titreşimlerinin etkisi çok daha etkin olarak tespit edilebilmiştir.

Hareket halinde yapılan testlerde beton zemin üzerinde araç durağan halden (0 km/saat) azami hızına (65 km/saat) çıkartılarak, daha önce ivme ve devir taraması testlerinde de kullanılan ivmeölçerlerden veri toplanmıştır. Aracın tavan ve kule bağlantı bölgelerinden toplanan ivme değerleri kullanılarak frekansa bağlı ivme grafikleri elde edilmiştir

3.1.6 Test verilerinin değerlendirilmesi

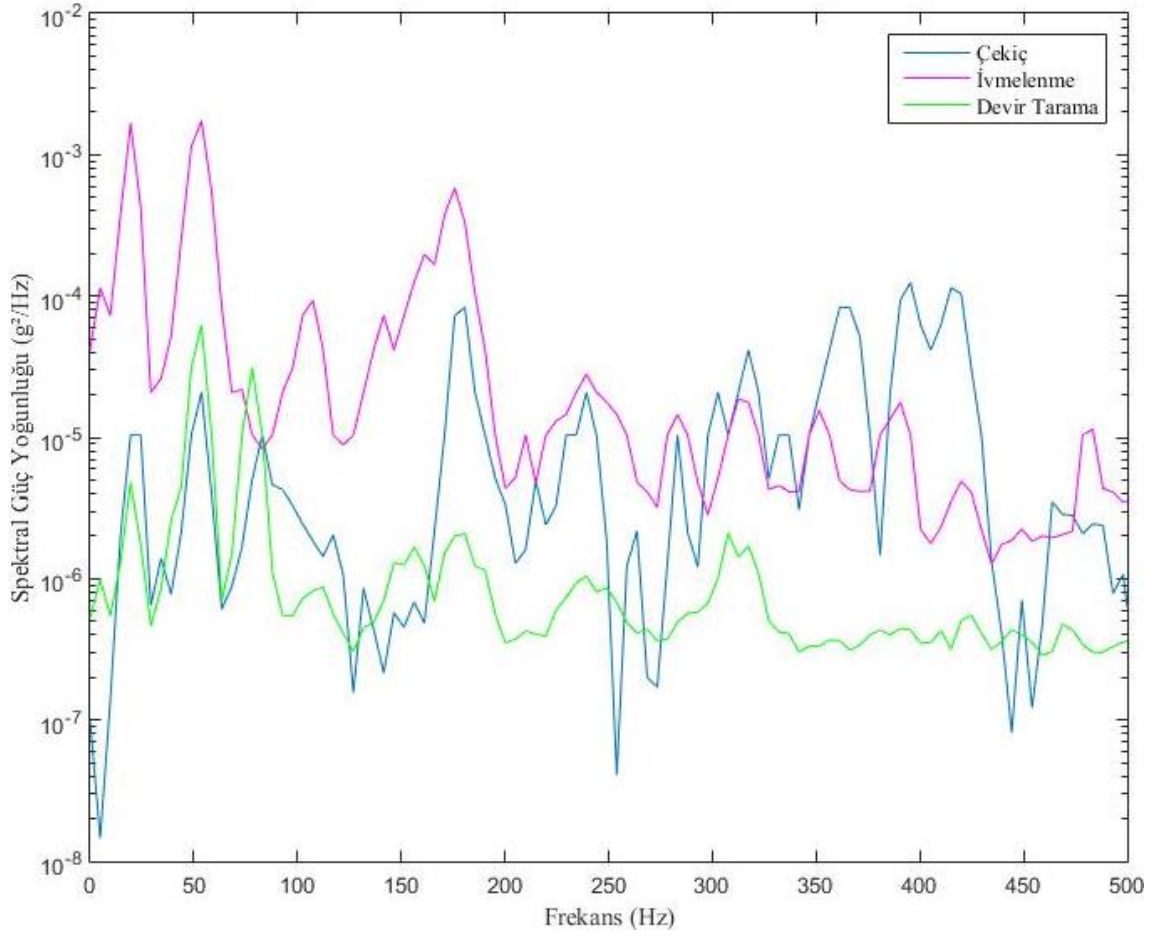
Her üç testte de ivme verileri g biriminde elde edilmiştir. Elde edilen zamana bağlı ivme değerlerinin Hızlı Fourier Dönüşümü yapılarak değerler frekans alanına dönüştürülmüştür. Her üç testin birbirleri ile uyumlu olduğunun görülebilmesi için 500 Hz'ye kadar frekans alanında Spektral Güç Yoğunlukları elde edilmiştir. Rastgele titreşim testi Spektral Güç Yoğunluğu (SGY) veya Spektral İvme Yoğunluğu (SİY) ile tanımlanır. Birimi $(m/s^2)^2/Hz$ veya g^2/Hz 'dir. SGY, titreşim enerjisinin frekansa göre dağılımını açıklar (Wang, 2010).

Şekil 3.5'te kule sağ bölgesinin çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde elde edilen SGY'si görülmektedir. Her üç testte de 20 Hz 55 Hz ve bölgelerinde enerjinin birlikte yükseldiği görülmektedir. Bununla birlikte 20 Hz ve 55 Hz bölgesindeki enerjinin özellikle ivmelenme testinde yüksek enerji seviyesine sahip olduğu görülmektedir. Şekil 3.5'de bu üç testte de 100 Hz'ye kadar enerji seviyelerindeki değişimin uyumlu olarak değiştiği görülmektedir. 100 Hz ve üstündeki değerlerde devir taraması testinde elde edilen SGY'nin çekiç ve ivmelenme testlerine göre düşük olduğu görülmektedir. Bu durum gövde yapısının titreşimine neden olan ana tahrik kuvvetinin cer dışlısı kaynaklı olduğunu doğrulamaktadır.



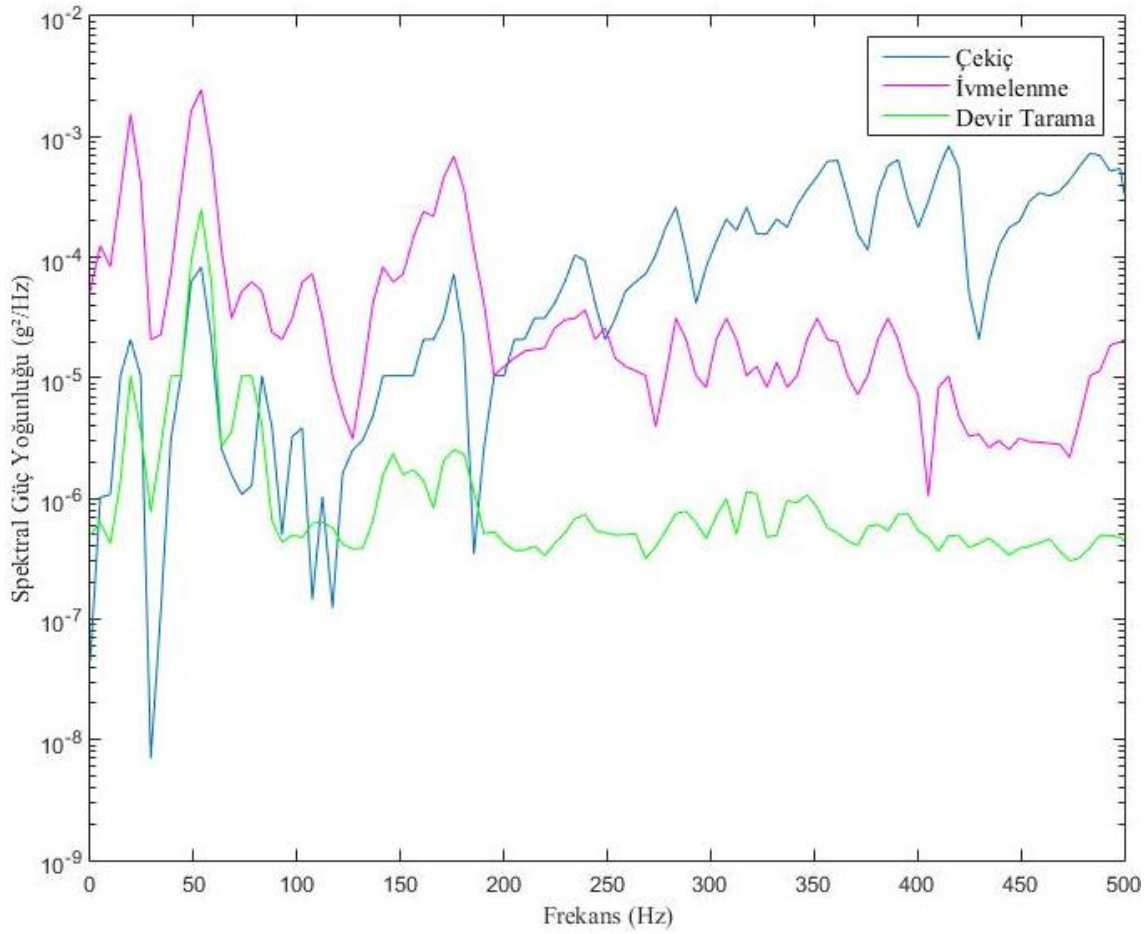
Şekil 3.5 Çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde kule sağ bölgesi

Şekil 3.6'da kule sol bölgesinin çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde elde edilen SGY'si görülmektedir. Her üç testte de 20 Hz 55 Hz ve bölgelerinde enerjinin birlikte yükseldiği görülmektedir. 20 Hz ve 55 Hz bölgesindeki enerjinin özellikle ivmelenme testinde yüksek enerji seviyesine sahip olduğu görülmektedir. Şekil 3.5 Çekiç ve devir taraması testlerinde 75 Hz bölgesindeki enerji seviyesindeki yükselme devir taraması testinde görülmemektedir. Bu durum cer dişlisi tarafından 75 Hz'de bir tahrik kuvveti oluşturulmadığını göstermektedir. 110 Hz bölgesinde ivmelenme testinde enerjinin seviyesinin yükselmesine rağmen çekiç ve ivmelenme testlerinde enerji seviyesinde yükselme görülmemektedir. Ayrıca 175 Hz bölgesinde çekiç ve ivmelenme testinde enerji seviyesinin yükselmesine rağmen devir testinde bu bölgede enerjinin yükselmemesi ana tahrik kaynağının cer dişlisi olduğuna işaret etmektedir.



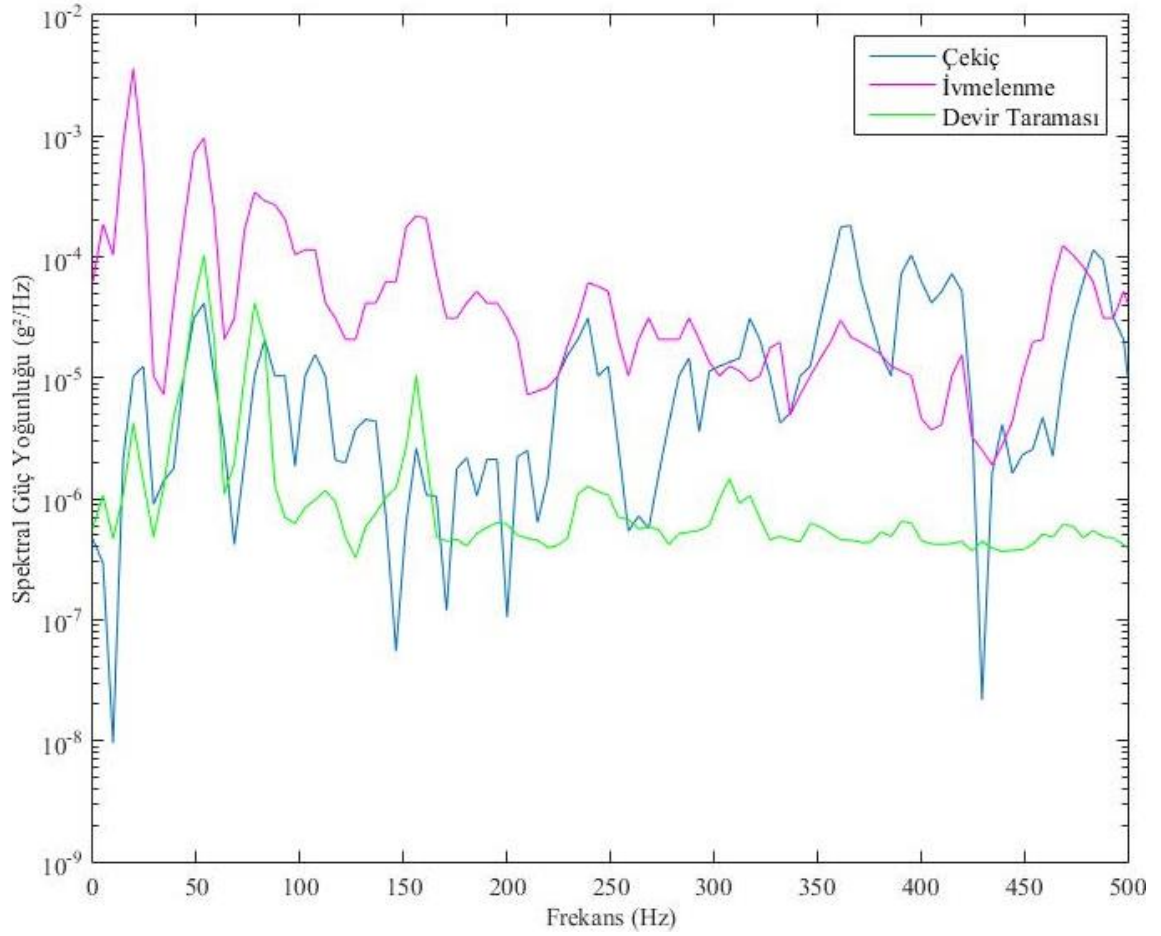
Şekil 3.6 Çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde kule sol bölgesi

Şekil 3.7’de tavan sağ bölgesinin çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde elde edilen SGY’si görülmektedir. Her üç testte de 20 Hz 55 Hz ve bölgelerinde enerjinin Şekil 3.5 ve Şekil 3.6’da olduğu gibi birlikte yükseldiği görülmektedir. 20 Hz ve 55 Hz bölgesindeki enerjinin özellikle ivmelenme testinde yüksek enerji seviyesine sahip olduğu görülmektedir. Şekil 3.5 Şekil 3.7’de Şekil 3.6’dakine benzer olarak 175 Hz bölgesinde çekiç ve ivmelenme testinde enerji seviyesinin yükselmesine rağmen devir testinde bu bölgede enerjinin yükselmemesi ana tahrik kaynağının cer dişlisi olduğuna işaret etmektedir.



Şekil 3.7 Çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde tavan sağ bölgesi

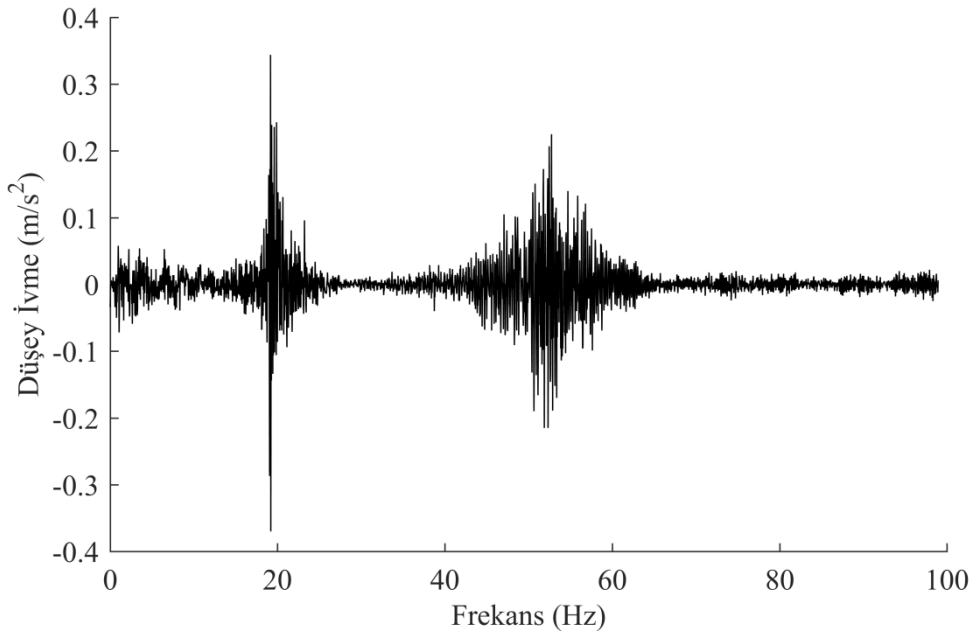
Şekil 3.8'da tavan sol tavan sağ bölgesinin çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde elde edilen SGY'si görülmektedir. Bu bölgede Şekil 3.7'de görülen tavan sağ bölgesi ile benzer olarak çekiç ve ivmelenme testinde 20Hz, 55Hz ve 175 Hz bölgelerinde enerji seviyesi birlikte yükselmemektedir.



Şekil 3.8 Çekiç, devir taraması ve ivmelenme testlerinde tavan sol bölgesi

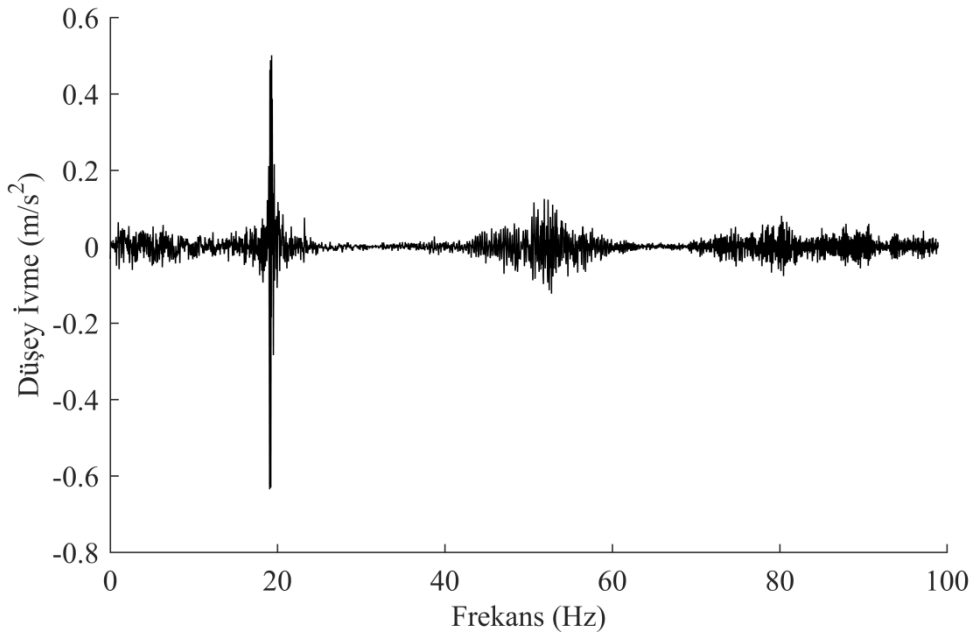
Bu verilerden anlaşılacağı üzere 100 Hz altında enerjinin en fazla olduğu bölgenin olan 20 Hz ve 55Hz bölgelerinde olduğu görülmüştür. Bu bölgelerde titreşim ivme değerlerinin de en fazla olacağı değerlendirilmiştir. Bu sebep ile titreşimin rafine edilmesinin hedeflendiği bölge olan 100 Hz'ye kadar olan bölgenin incelenmesi amacı ile test verilerinin Hızlı Fourier Dönüşümü yapılarak frekansa göre ivme (m/s²) değerleri elde edilmiştir.

Şekil 3.9'de kule sağ ivmeölçer sonucu görülmektedir. 20 Hz bölgesinde $\pm 0,37$ m/s² seviyelerinde ivmeler oluştuğu görülmektedir. 45Hz ve 65 Hz aralığında düşey ivmenin yükseldiği bir bölge olduğu ve 55 Hz bölgesinde ivmenin azami seviyeye çıkarak 0,2 m/s² seviyelerine çıktığı görülmektedir.



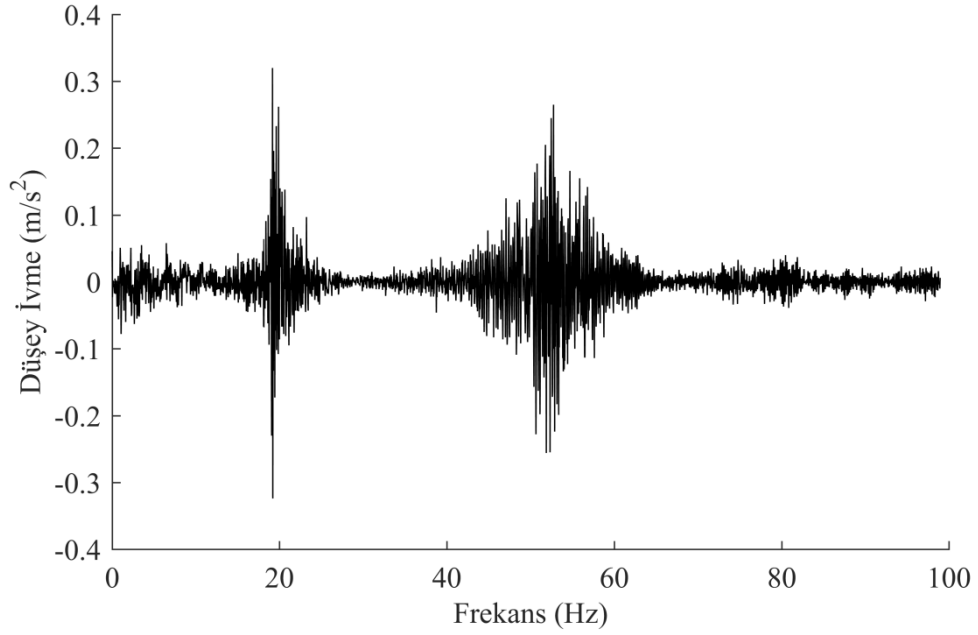
Şekil 3.9 Kule sağ ivmeölçer test sonucu

Kule sol ivmeölçer test sonucu Şekil 3.10'de görülmektedir. 20 Hz bölgesinde kule sağ bölgesi ile benzer olarak ivme değerinde yükselme görülmektedir. Bu değer kule sağa göre daha fazla olup $\pm 0,6 \text{ m/s}^2$ mertebesinde olduğu görülmektedir. 55 Hz bölgesinde görülen ivme artışı ise Şekil 3.9 ile benzer olarak $\pm 0,2 \text{ m/s}^2$ seviyesindedir.



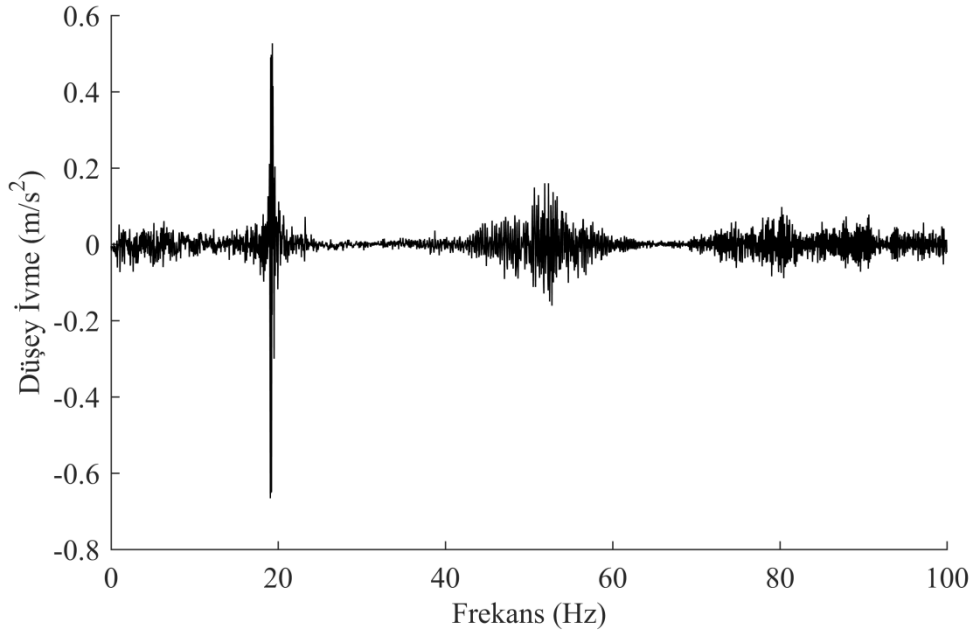
Şekil 3.10 Kule sol ivmeölçer test sonucu

Şekil 3.11’da tavan sağ ivmeölçer test sonucu görülmektedir. Tavan sağ bölgesinde kule sağ ve sol bölgeleri ile benzer olarak 20 Hz ve 55 Hz frekans bölgelerinde ivmenin arttığı görülmektedir. 20 Hz bölgesinde $\pm 0,32 \text{ m/s}^2$ ve 55 Hz bölgesinde $\pm 0,27 \text{ m/s}^2$ mertebesinde ivme değerleri olduğu görülmektedir.



Şekil 3.11 Tavan sağ ivmeölçer test sonucu

Şekil 3.12’de tavan sol ivmeölçer test sonucu görülmektedir. Tavan sol bölgesinde diğer kule ve tavan bölgelerine benzer olarak 20 Hz ve 55 Hz frekans bölgelerinde ivmenin arttığı görülmektedir. 20 Hz bölgesinde $\pm 0,6 \text{ m/s}^2$ ve 55 Hz bölgesinde $\pm 0,18 \text{ m/s}^2$ mertebesinde ivme değerleri olduğu görülmektedir.



Şekil 3.12 Tavan sol ivmeölçer test sonucu

Tüm bu test sonuçları incelendiğinde tavan bölgesinde 20 Hz ve 55 Hz bölgesinde iki mod olduğu ve ivme değerlerinin 20 Hz bölgesinde azami $\pm 0,6 \text{ m/s}^2$ ve 55 Hz bölgesinde azami $\pm 0,3 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmüştür (Çizelge 3.1.).

Çizelge 3.1 Şekil 3.9, Şekil 3.10, Şekil 3.11 ve Şekil 3.12 maksimum ivmeleri

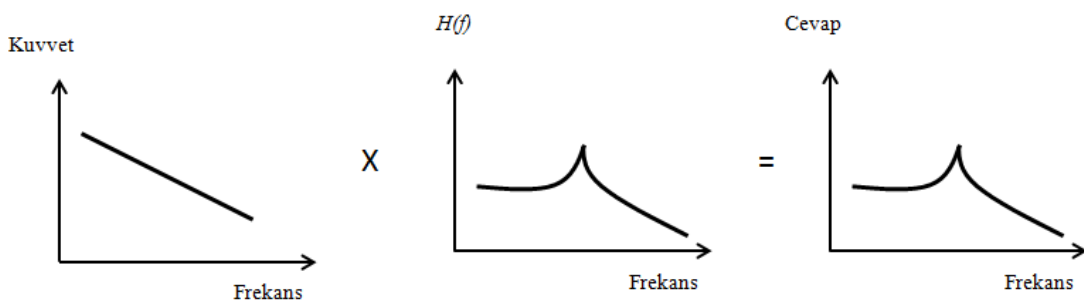
Bölge	Kule sağ	Kule sol	Tavan sağ	Tavan sol
ivme (m/s^2), 20 Hz	$\pm 0,37$	$\pm 0,6$	$\pm 0,32$	$\pm 0,6$
ivme (m/s^2), 55 Hz	$\pm 0,2$	$\pm 0,2$	$\pm 0,27$	$\pm 0,18$

Bu modların oluşmasındaki sebep yapının geometrisi, yapı malzemesine ve aracın konfigürasyonunda bulunan KB'lerin kütleli özelliklerine bağlıdır. Gerçek prototipin malzemesi ST52 çeliğidir. Bu malzemenin elastisite modülü ise $2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ 'dir. Yapının geometrisi, malzemesi veya aracın konfigürasyonu değiştiğinde bu testlerde tespit edilen yüksek genlikli frekans bölgeleri farklı frekanslara kayabilir.

3.2. Modal Analiz

Bir yapısal sistemin tasarlanmasındaki temel noktalardan birisi de tasarım parametrelerindeki değişime karşı sistemin verdiği cevaptır. Tahrik kuvvetlerinin ve yapıda oluşan ivme genliklerinin zamana göre değişimine bakmak yerine frekansa göre değişimlerini incelemek daha kolay anlaşılır olmaktadır. Tahrik kuvveti frekansı ile doğal frekans çakıştığında yapı artan genlik ile daha şiddetli bir tepki verecektir. Bu duruma rezonans denir ve bu frekansa da rezonans frekansı denir (Rao ve Ratnam, 2012). Rezonans frekansına yakın frekanslarda oluşan tahrik kuvvetlerinin yapısal titreşim üzerindeki etkisi çok daha fazla olur. Bu kuvvetler rezonans frekanslarından uzaklaştıkça etkilileri azalır.

Modal analiz, rezonansların karakteristik değerlerini belirlemek için kullanılan matematiksel bir araçtır. Gerçek yapıdan alınan ölçümlere dayanarak veya sistemin sayısal modelini kullanarak ilgili dinamik özellikler elde edilebilir Şekil 3.13. Bu bilgi elde edildiğinde tasarımda oluşabilecek rezonans bölgelerinden kaçınılabılır. Bu sayede titreşim nedeni ile meydana gelebilecek olumsuz etkiler azaltılabilir. Günümüzde modal analiz, test ekipmanları ve yazılımlardaki gelişmelere paralel olarak tasarım aşamalarının standart bir parçası olmuştur (Wnah, 2010).



Şekil 3.13 FCF'ye kuvvet girdisi yapıldığında sistemin cevabı (Wang, 2010)

Modlar, bir yapının öz nitelikleri olup, malzeme özelliklerine (kütle, sönümlenme ve sertlik) ve yapının sınır koşullarına göre belirlenir. Her mod, doğal (modal veya rezonans) frekans, modal sönümlenme ve bir mod şekli (modal parametreler) ile tanımlanır. Bir yapının malzeme özellikleri veya sınır koşulları değişirse, modları değişir. Örneğin, bir

yapıya kütle eklenirse, titreşim karakteri değişir. Modal analiz yapılması ile elde edilmek istenen sonucun netleştirilmesi gerekir. Sisteme etkiyen kuvvetlerin azaltılması ile sisteme etkiyen kuvvetlere yapısal cevabın optimize edilmesi konularını birbirinden ayırmak gerekir.

Yapının dinamik özelliklerinin belirlenmesi üç aşamaya ayrılabilir. İlk adım, yapı için kütle, katılık ve sönümlenme dağılımını tanımlamak anlamına gelen bir uzaysal model olarak da adlandırılan bir fiziksel model oluşturmaktır. İkinci adım bu modelden mod frekanslarının, sönümlerin ve mod şekillerinin çıkarılmasıdır. Bu adımda modal model elde edilir. Son olarak, titreşim cevabı modal modele tahrik kuvvetleri uygulayarak türetilir (Thomson ve Dahleh, 1997). Aynı şekilde, test verisine dayanan modal analizde, bir yapının bir tahrik kuvvetine verdiği frekans cevabı ölçülür. Akustik veya titreşim tepkisi, tahrik kuvvetine bölünerek bir transfer fonksiyonu hesaplanır. Daha sonra bu transfer fonksiyonlarından modal parametreler elde edilir (Ewins, 2001). Prensipte olarak frekans cevap fonksiyonlarını test tabanlı modelden türetmek de mümkündür, ancak bu yöntem nadiren uygulanır.

Testte elde edilen titreşim verisi kullanarak Bilgisayar Destekli Analiz ortamında hız azaltan bölgeden yapıya etkiyen kuvvet nedeni ile oluşan yapıya ait Frekans Cevap Fonksiyonu bulunabilmesi için aşağıdaki cevap belirleme formülü kullanılacaktır.

$$\{X(\omega)\} = [H(\omega)]\{F(\omega)\} \quad (3.1)$$

Burada $[X(\omega)]$ yapıda tahrik kuvveti nedeniyle oluşan Titreşim Cevap Vektörünü, $[H(\omega)]$ Frekans Cevap Fonksiyonu Matrisi'ni (FRF- Frequency Response Function) ve $\{F\}$ de yapıya etkiyen Dinamik Kuvvet Vektörü'nü ifade etmektedir.

Kaynaklı gövde yapısının titreşim kaynaklarının oluşturduğu kuvvete karşı verdiği tepki frekansa bağlı olarak değişmektedir. Değişik frekanslardaki zorlamalara karşı verilen bu tepkiler, kaynaklı yapının tasarım ve malzeme özelliklerine göre farklılaşabilir. Bu kaynaklı gövde yapısının Frekans Cevap Fonksiyonlarıdır. Frekans Cevap Fonksiyonları,

kaynaklı gövde yapısının karakteristik özelliklerinin belirlenmesi için Bilgisayar Destekli Analiz Yöntemi ile hesaplanacaktır.

Titreşime neden olan baskın kuvvetin hız azaltan bölgesinden kaynaklı olduğu değerlendirilmektedir (Bakınız Bölüm 2). Tavan bölgesinde oluşan Titreşim Cevap Vektörünü ($[X(\omega)]$) bulabilmek için cer dişlisi tarafından oluşturulan kuvvetin bulunması gerekmektedir. Hız azaltan bölgesinde oluşan kuvveti belirlemek için kullanılacak bağıntı ise (3.1) denkleminin tersinin alınması ile elde edilir. (3.1) denkleminin tersi alınarak (3.2) denklemi elde edilmiştir.

$$\{F(\omega)\} = [H(\omega)]^{-1}\{X(\omega)\} \quad (3.2)$$

Kaynaklı gövde yapısının Frekans Cevap Fonksiyonları ve yapıya uygulanan kuvvetler bulunduktan sonra ikisinin çarpılmasıyla kaynaklı gövde yapısına uygulanan tahrik kuvveti nedeniyle tavan bölgesinde oluşan titreşimlerin özellikleri belirlenebilecektir. (3.1) denklemi bu amaç için kullanılacaktır.

Cer dişlisinin tahrik kuvveti nedeniyle oluşan cevap vektörü gerçek ilk örnek üzerinde yapılan testlerde, cer dişlisi bölgesine en yakın nokta olan hız azaltan bölgesinden alınan veriler ile elde edilecektir. Frekans cevap fonksiyonu matrisinin tersi ise Bilgisayar Destekli Analiz yönetimi ile elde edilecektir. Dolayısı ile (3.2) denklemi kullanılarak cer dişlisinin oluşturduğu tahrik kuvveti LMS Virtual.Lab (Siemens, 2014) programı kullanılarak bulunabilecektir. Bu kuvvetler aracın sonlu elemanlar modeline uygulanarak tavan bölgesinin frekans cevabı bulunacaktır. Kuvvetlerin elde edilmesini müteakip yapısal değişiklikler yapıldığında oluşabilecek ivmeler sanal ortamda görülebilecektir. Bu sayısal modelde elde edilen veriler test verileri ile karşılaştırılarak Bilgisayar Destekli Analiz modeli doğrulanacaktır. Modelin doğrulanmasını müteakip modele uygulanan yapısal değişikliklerin neden olduğu doğal frekans ve modlarda oluşacak ivmeler görülebilecektir.

Frekans Cevap Fonksiyonları, Paletli Zırhlı Aracın kaynaklı gövde yapısına 0-100 Hz frekans aralığında uygulanan cer dişlisi tahrik kuvveti ile bu tahrik kuvvetine karşılık oluşan tepkinin oranlanması ile elde edilecektir.

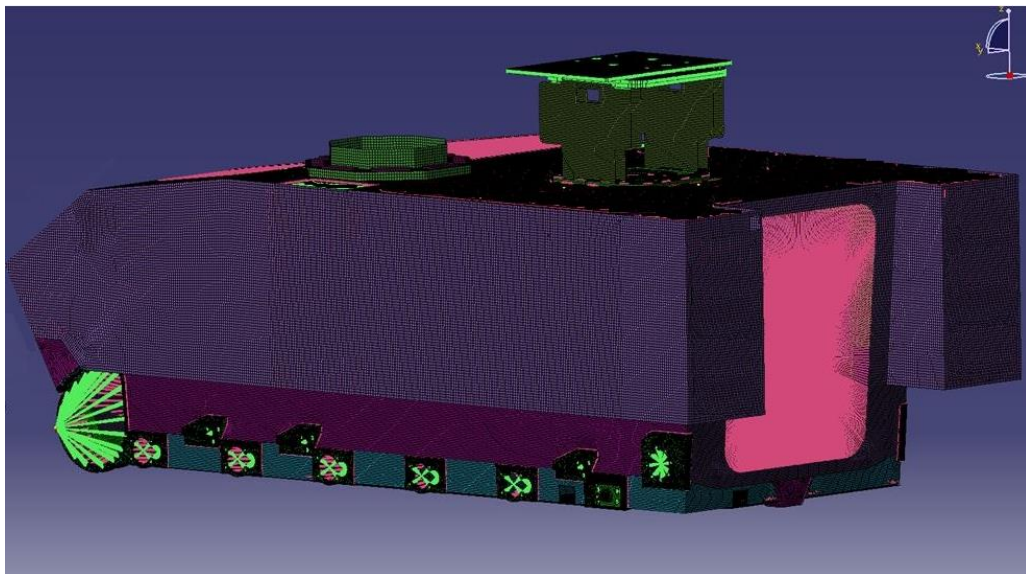
3.1.7 Sayısal model üzerinden modal analiz

Bu tezde analiz çalışmalarında temel alınan veri CATIA programında oluşturulan aracın 3 boyutlu katı modelidir. CATIA'da oluşturulan 3 boyutlu katı modelde tüm alt sistemler gerçek ölçekli olarak modellenmiştir. Testlerden önce araç prototipi üzerinde konfigürasyon kontrolü ve ağırlık ölçümü çalışması yapılarak, araç prototipinin 3 boyutlu katı model ile uyumluluğu kontrol edilmiştir. Bu kontrol sonrasında 3 boyutlu katı modelin fiziksel özelliklerinin gerçek prototip ile uyumlu olduğu görülmüştür. CATIA'da oluşturulan katı model HyperMesh programı kullanılarak sonlu elemanlar modeline dönüştürülmüştür. HyperMesh sonlu eleman modelleme yazılımıdır. HyperMesh'in ile karmaşık katı modellerin yüzey ve hacim meshlerinin oluşturulması mümkündür. Yapı üzerindeki kaynak bağlantısı ve benzeri bir boyutlu elemanlar oluşturulabilmektedir. Geometri üzerinde meydana gelen değişiklikler (delik çaplarının, radyüslerin, yüzey formlarının vb. değiştirilmesi) , sonlu eleman modeli üzerinden gerçekleştirilmekte ve 3 boyutlu katı modelin tekrar meşlenmesi gereksinimi ortadan kalmaktadır. Yapılan sonlu elemanlar modeli toplam olarak 943.183 elemandan oluşmaktadır. Bu elemanların 411.219 âdeti kabuk, 526.270 âdeti ise katı olarak modellenmiştir.

Sayısal model kısaca bir yapının bilgisayar ortamında hazırlanmış modeli olarak tanımlanabilir. Bir sayısal model, kabul edilen varsayımlar çerçevesinde gerçek yapının davranışını temsil ederek onun hakkında fikir verir. Sayısal modellerin oluşturulması için sıkça kullanılan yöntem Sonlu Elemanlar Metodudur. Sonlu elemanlar teorisine göre karmaşık bir yapı basit ve sonlu sayıda elemanın birleşiminden oluşmuş kabul edilir. Bu kabul, sayısal modelin gerçek yapı gibi sürekli değil de ayırık bir sistem olması demektir. Yapının ayırık elemanlardan oluşuyor olması nedeniyle ilgilenilen sistem kütle ($[M]$), direngenlik ($[K]$) ve sönüm ($[C]$) matrislerinden oluşmaktadır. Sonlu elemanların yapının geometrik şekline uygun olarak bir araya getirilmiş, aynı zamanda malzeme özelliklerini

ve sınır koşullarını kapsayan durumuna Sonlu Elemanlar Modeli (SEM) denir (Uslu, 2006).

Dinamik analiz programı olarak OptiStruct kullanılmıştır. OptiStruct, statik ve dinamik yükler altında, lineer ve non-lineer yapısal problemlerin çözümüne yönelik modern sonlu eleman çözücüsüdür. OptiStruct, tüm araç modelinin etkili ve verimli gürültü ve titreşim analizleri (NVH) için gerekli olan gelişmiş özellikleri içermektedir. OptiStruct'dan alınan verileri kullanarak modal parametreler (doğal frekans, mod şekilleri, sönüm) LMS Virtual.Lab programından yararlanılmıştır. LMS Virtual.Lab mekanik sistemlerin yapısal, gürültü ve titreşim, akustik, yorulma, mekanik sistem dinamikleri, korelasyon, optimizasyon analizlerini simülasyonunu yapmak için tek bir ara yüz kullanan tümleşik bir yazılımdır. Test sonuçlarına göre Sonlu eleman modelinin (Şekil 3.11) doğrulanmasına olanak vererek bu modeller üzerinden daha güvenilir analizlerin yapılabilmesini sağlar. Bu yöntem ile dinamik karakteristiği doğrulanan model üzerinde değişiklikler yapılarak yeniden tasarlanan kaynaklı gövde yapısının modal parametrelerinin bulunabilmesi hedeflenmiştir. Analiz sonuçlarının test verileri ile karşılaştırılması için ise MATLAB kullanılmıştır. MATLAB (The MathWorks, 2016), teknik bir programlama dilidir. Bu programla algoritma geliştirme, sayısal hesaplamalar ve veri analizleri yapılabilmektedir. MATLAB kullanılarak teknik problemler çözülebilir, ayrıca değişik amaçlara yönelik algoritmalar oluşturulabilir.



Şekil 3.11. Sonlu Elemanlar Modeli

3.1.8 Cer dışlisine etki eden kuvvetlerin hesaplanması

Kuvvetin öngörülmesi problemi tersine çözebilmek için kullanılacak adımlardan ilkidir. ZPA kaynaklı yapısına uygulanan tahrik kuvvetlerini bulmak amacı ile gerçek prototip üzerinde yapılan testlerde ölçülen titreşimler ile sayısal model üzerinden alınan Frekans Cevap Fonksiyonlarını (FCF) kullanılacak ve sisteme etkiyen kuvvetler bulunmaya çalışılacaktır.

Titreşim verilerine dayalı kuvvet belirleme metotları arasından bu tezde kullanılmak Kuvvet Belirleme Metodu (Wang, 2002) seçilmiştir. Uygulamalar, sayısal ortamda deneysel veriler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal uygulamalar çerçevesinde, üzerine etkiyen tahrik kuvvetinin belirleneceği yapı ilk önce sonlu elemanlar programında modellenmiştir. Bu yapı üzerinde kuvvet belirleme çalışmasında kullanılmak üzere belirli sayıda düğüm noktası alınmış ve bu düğüm noktalarının her birinden tahrik uygulanarak ve her birinden cevap ölçülerek FCF belirlenmiştir.

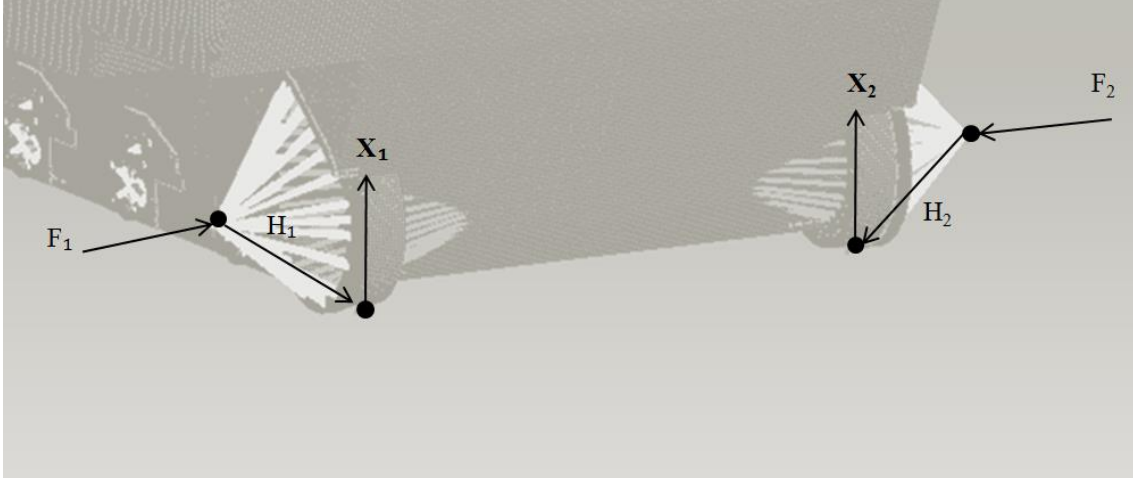
Cer dışlisinden gövdeye etki eden kuvvetler bulunması için ivmelenme testinde hızazaltan bölgesinden x,y,z eksenlerinde ölçülen ivme değerleri kullanılmıştır. İvme okunan bölgenin hız azaltan olarak seçilmesinin başlıca sebebi bu bölgenin cer dışlisine en yakın bölge olması dolayısı ile paletin kordal hareketi nedeni ile oluşan kuvvete en yakın bölge olmasıdır. Kuvvetin etki ettiği bölgeye en yakın bölgeden ivme okunarak model hatalarından kaynaklanabilecek sapmaların en aza indirilmiştir. Kuvvetin bulunması için (3.3) denklemi kullanılmış ve aşağıdaki adımlar izlenmiştir.

$$\{F(\omega)\} = [H(\omega)]^{-1}\{X(\omega)\} \quad (3.3)$$

1. Titreşim Cevap Vektörü $[X(\omega)]$ bilinmektedir.
2. Sistemin Frekans Cevap Fonksiyonu $[H(\omega)]$ sayısal modelden elde edilmiştir
3. Cer dışlisinden etkiyen kuvvet $\{F\}$ bilinmemektedir.

Cer dışlisinden gövde yapısına etkiyen kuvveti belirleyebilmek için ivmelenme testlerinde hız azaltan bölgesinden toplanan ivme verisi kullanılmıştır. Sayısal ortamda

Fourier Dönüşümü uygulanarak frekans alanına geçilmiştir. FTF matrisinin tersi ile birlikte yapı üzerinden ölçülen titreşimler kullanılarak cer dişlisinden yapıya etki eden F_1 ve F_2 kuvvetleri hesaplanmıştır.

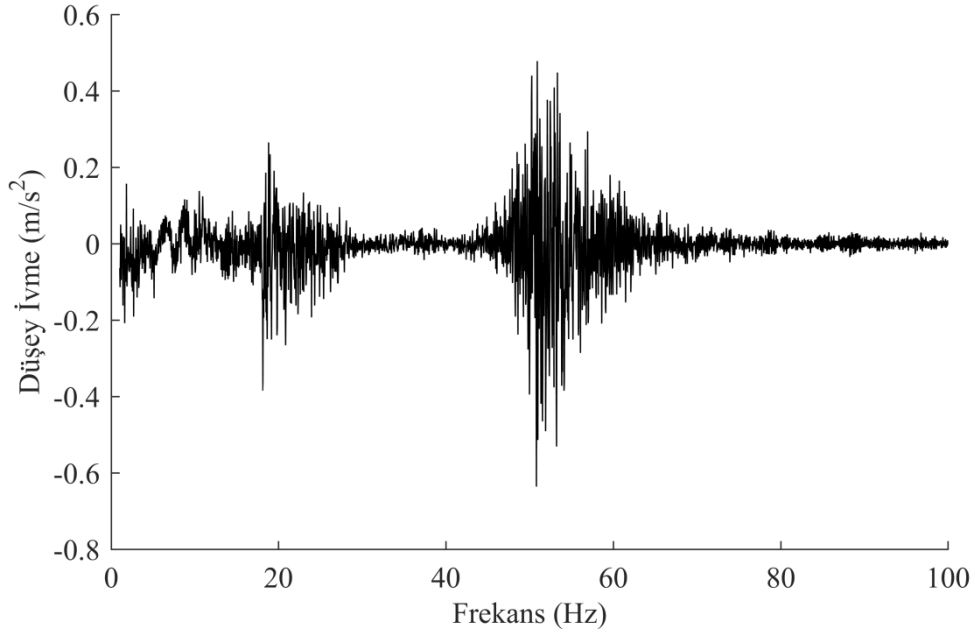


Şekil 3.14 Cer dişlisinden gövde yapısına etkiyen kuvvetlerin elde edilmesi

3.1.9 Sayısal modelin doğrulanması

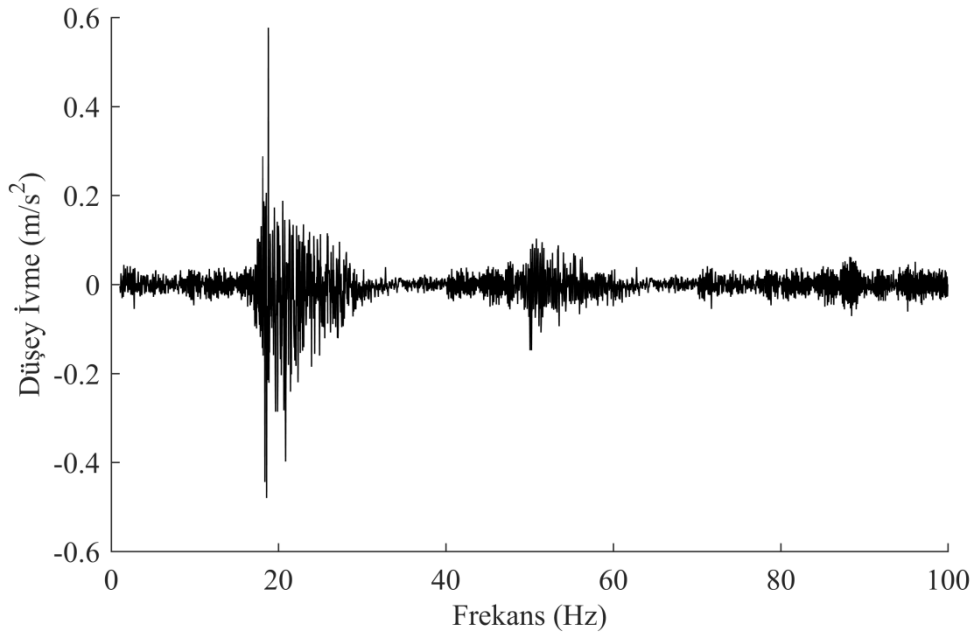
Sonlu Elemanlar Modeli testte elde edilen veriler ile doğrulanmalıdır (Sun vd., 2015). Kuvvetin elde edilmesi ile birlikte testte tavan bölgesinden ölçülen ivme değerlerinin sayısal ortamda elde edilecek ivme değerleri ile karşılaştırılabilmesi imkânı doğmuştur. Sayısal model üzerinde yapılan uygulamalarda cer dişlisi bölgesinden yapı tahrik edilerek daha önce gerçek prototip ile yapılan testler sayısal ortamda tekrar edilmiştir. Sayısal ortamda simülasyonu yapılan testlerde, kaynaklı gövde yapısının üst kısmında bulunan tavan yapısı ve kule ara yüzü üzerinden ivme değerleri okunmuştur. Sayısal ortamda elde edilen ivme değerlerinin okuduğu noktaların konumları, testlerde yerleştirilen ivmeölçer konumları ile aynıdır.

Kule sağ bölgesinden okunan analiz sonucu Şekil 3.15'de görülmektedir. Analiz sonucu incelendiğinde 20 Hz ve 55 Hz frekanslarında rezonans bölgeleri olduğu görülmektedir.



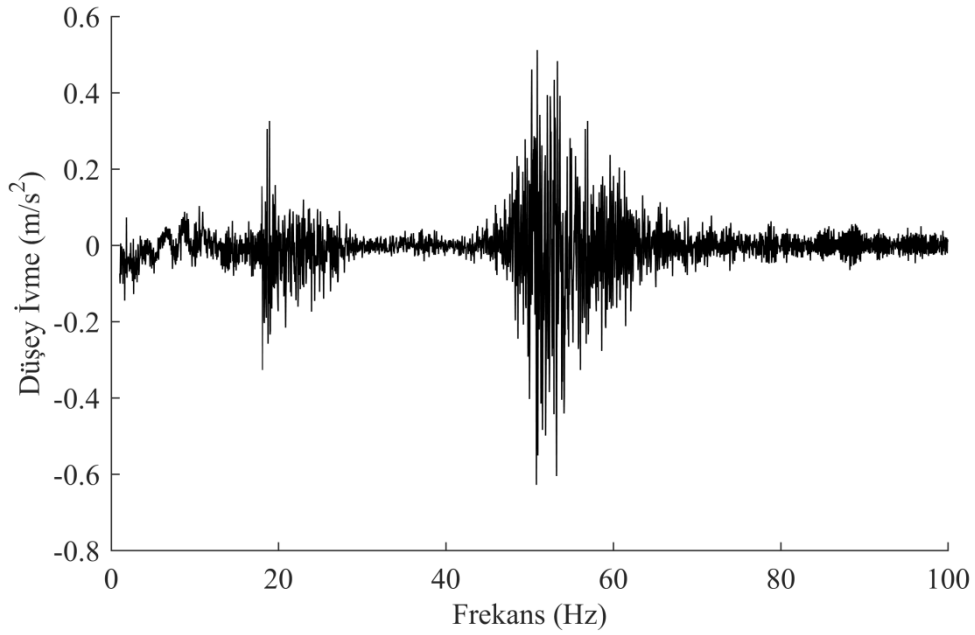
Ŗekil 3.15 Kule Sağ analiz sonucu

Kule sol bölgesinden okunan analiz sonucu Ŗekil 3.16'da görölmektedir. Analiz sonucu incelendiğinde 20 Hz ve 55 Hz frekanslarında rezonans bölgelerinin olduğu, bununla birlikte kule sol bölgesinde 55 Hz'de kule sağ bölgesine nispeten düşük ivme değerleri görölmektedir.



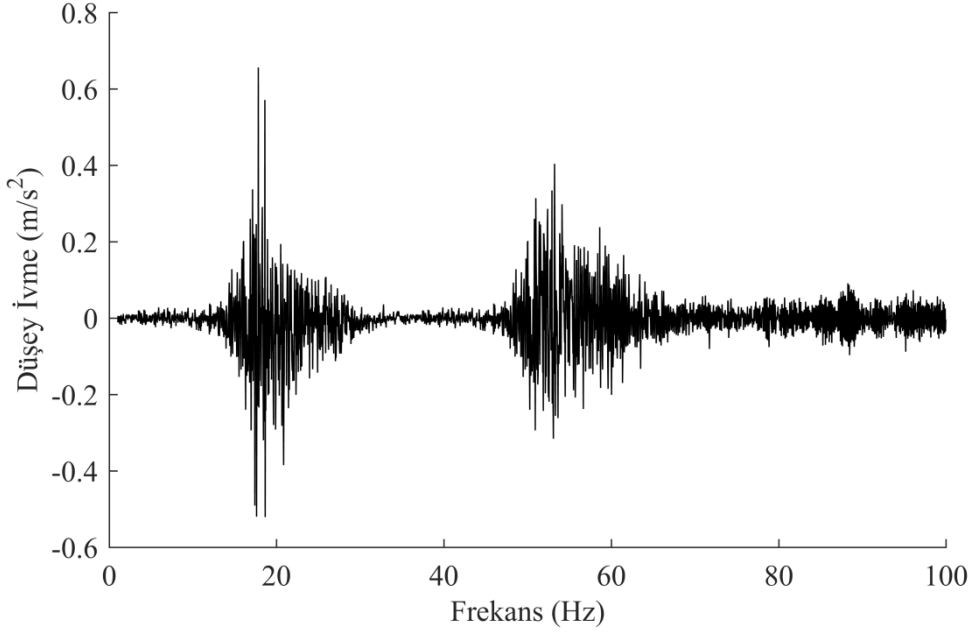
Şekil 3.16 Kule sol analiz sonucu

Tavan sağ bölgesinden okunan analiz sonucu Şekil 3.17'de görülmektedir. Analiz sonucu incelendiğinde 20 Hz ve 55 Hz frekanslarında rezonans bölgeleri oluştuğu görülmektedir.



Şekil 3.17 Tavan Sağ analiz sonucu

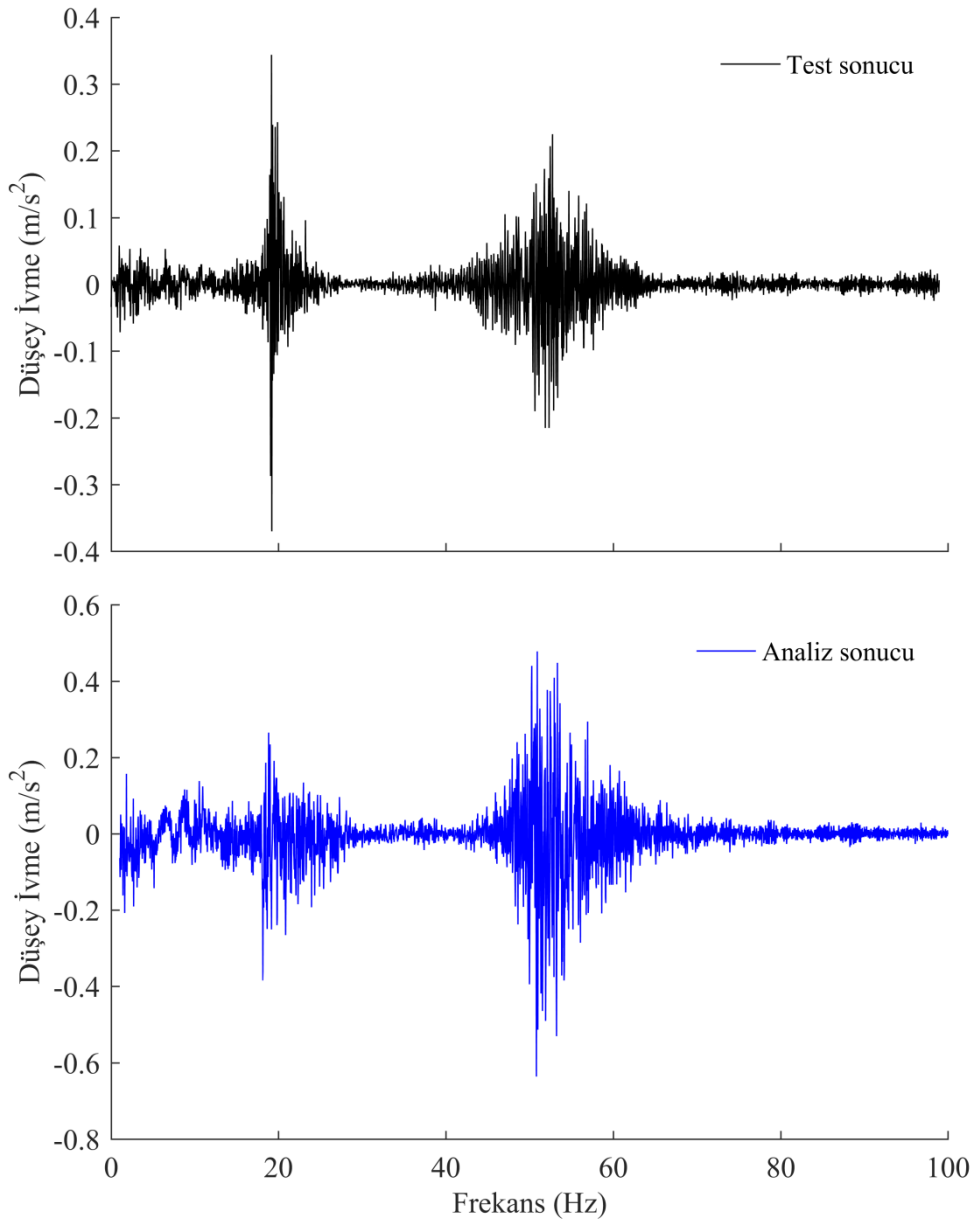
Tavan sol bölgesinden okunan analiz sonucu Şekil 3.17'de görülmektedir. Analiz sonucu incelendiğinde 20 Hz ve 55 Hz frekanslarında rezonans bölgeleri olduğu görülmektedir.



Şekil 3.18 Tavan Sol analiz sonucu

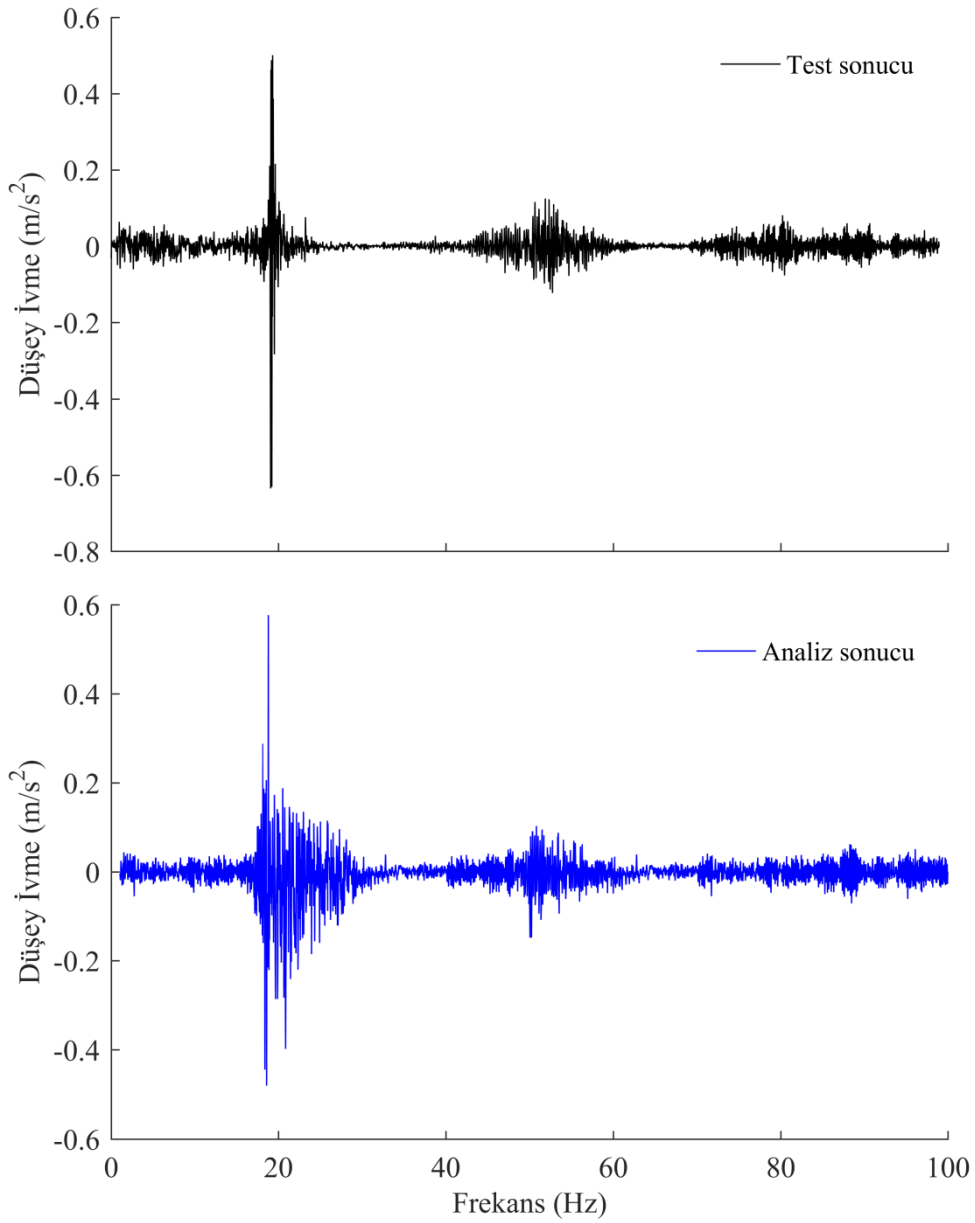
Tavan ve kule bölgelerinden alınan ivme değerlerinin Şekil 3.15, Şekil 3.16, Şekil 3.17 ve Şekil 3.18'de birbirleri ile uyumlu olarak 20 Hz ve 55 Hz bölgelerinde ivme değerlerinin yükseldiği (rezonans bölgesi) görülmektedir. Analiz sonucundan elde edilen bu ivme değerleri aşağıda test sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Şekil 3.19'da kule sağ analiz ve test sonucu görülmektedir. Analiz sonucunda elde edilen ivme eşdeğerleri test sonucunda elde edilen ivme değerleri ile uyumlu olarak 20 Hz ve 55 Hz bölgelerinde yükselmektedir. Bu durum kule sağ bölgesinde analiz sonucu ile test sonucunun korelasyonunun elde edildiği göstermektedir.



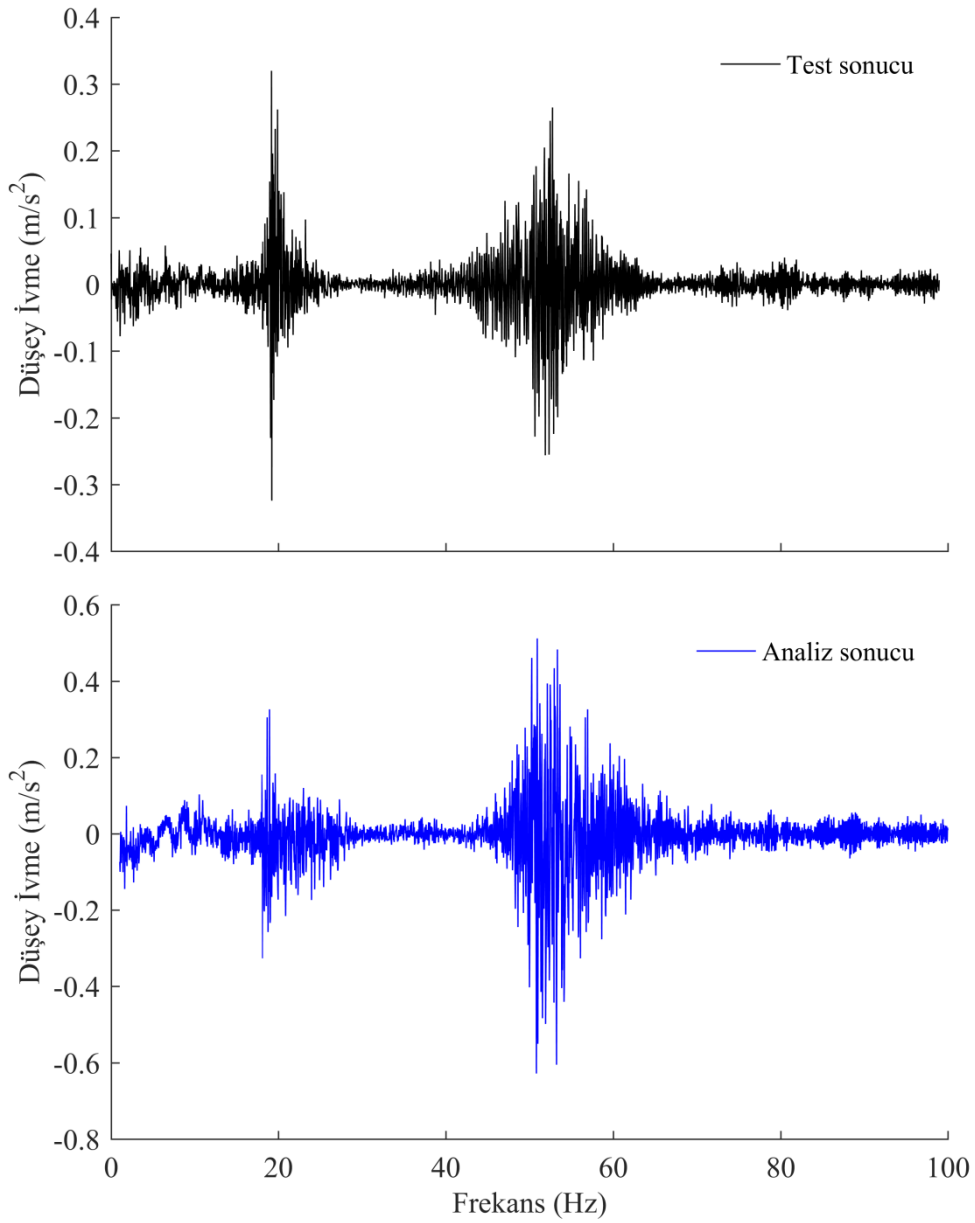
Ŗekil 3.19 Kule sağ analiz ve test sonucu

Ŗekil 3.20'de kule sol analiz ve test sonucu görülmektedir. Analiz sonucunda elde edilen ivme değerleri test sonucunda elde edilen ivme değerleri ile uyumlu olarak 20 Hz ve 55 Hz bölgelerinde yükselmektedir. Bu durum kule sol bölgesinde analiz sonucu ile test sonucunun korelasyonunun elde edildiği göstermektedir.



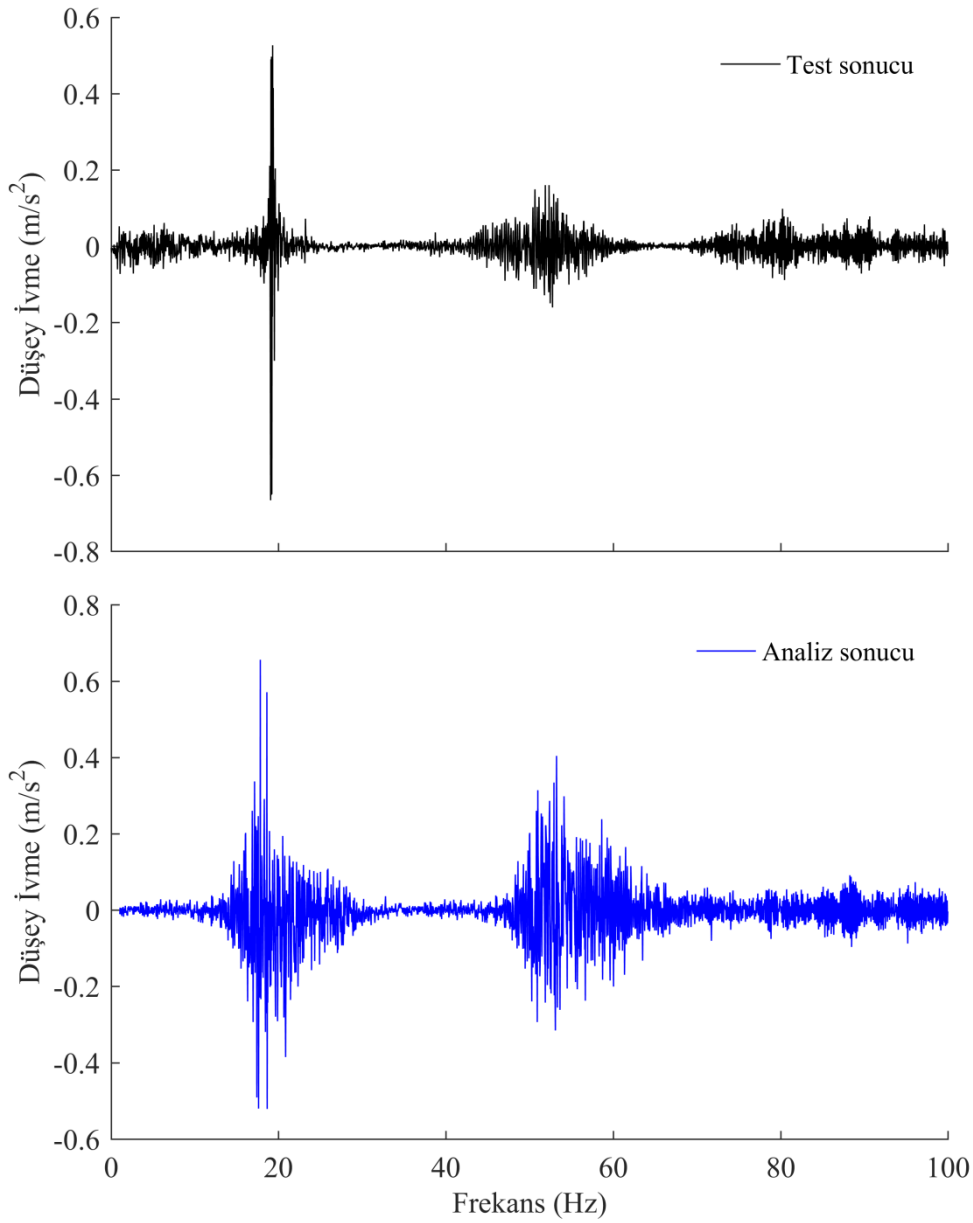
Ŗekil 3.20 Kule Sol analiz ve test sonucu

Ŗekil 3.21'de tavan sağ analiz ve test sonucu görülmektedir. Analiz sonucunda elde edilen ivme değerleri test sonucunda elde edilen ivme değerleri ile uyumlu olarak 20 Hz ve 55 Hz bölgelerinde yükselmektedir. Bu durum tavan sağ bölgesinde analiz sonucu ile test sonucunun korelasyonunun elde edildiği göstermektedir.



Şekil 3.21 Tavan Sağ analiz ve test sonucu

Şekil 3.22'de tavan sol analiz ve test sonucu görülmektedir. Analiz sonucunda elde edilen ivme değerleri test sonucunda elde edilen ivme değerleri ile uyumlu olarak 20 Hz ve 55 Hz bölgelerinde yükselmektedir. Bu durum tavan sol bölgesinde analiz sonucu ile test sonucunun korelasyonunun elde edildiği göstermektedir.



Şekil 3.22 Tavan Sol analiz ve test sonucu

Tavan ve kule bölgelerinden alınan ivme değerlerinin analiz ve test sonuçları karşılaştırıldığında Şekil 3.19, Şekil 3.20, Şekil 3.21, ve Şekil 3.22’de görüldüğü gibi birbirleri ile uyumlu olarak 20 Hz ve 55 Hz bölgelerinde ivme değerlerinin yükseldiği (rezonans bölgesi) görülmektedir. Bu durum Sonlu Elemanlar Modelinin teste elde edilen veriler ile doğrulandığını açıkça göstermektedir. Sonlu Elemanlar Modeli doğrulandığı için bu aşamadan sonra yapılacak gövde yapısı iyileştirme çalışmalarında kullanılabilir.

Palette kordal hareketten kaynaklanan titreşimi azaltan bir tasarım iyileştirmesi yapıldığında, yol tekeri, gergi tekeri ve cer dişlisi daha az titreşim üretecektir. Eğer palette yapılan tasarım iyileştirmesi titreşimi azaltma hedeflerinin karşılanması için tek başına yeterli olmuyor ise titreşim yayılım yolunda yapılacak tasarım iyileştirmeleri titreşimin azaltılmasına ilave olarak katkıda bulunacaktır (DoD A, 1993). Gerçek prototip test aracında kordal hareketi en aza indiren yapıya sahip kauçuk paletler kullanılmıştır. Kullanılan bu paletle birlikte özel olarak kauçuk ile kaplanmış yol tekeri, gergi tekeri ve cer dişlisi kullanılmaktadır. Bu sebep ile prototip testleri yapılan araçta, palet hareketinden kaynaklanan metal metale bir çarpma meydana gelmemektedir. İlave olarak palet, baklalar yerine band şeklinde sürekli bir yapıya sahip olduğundan taşıyıcı tekerler in oluşturduğu titreşimde büyük ölçüde bastırılmıştır. Ancak yine de paletin cer dişlisine vuruşları sebebi ile ortaya çıkan bir titreşim oluşmaktadır. ZPA'da baskın olarak oluşan cer dişlisi kaynaklı titreşim ve güç grubu kaynaklı titreşim güç grubunun yerleştirildiği bölgede oluşmaktadır.

Bu sebep ile gövde yapısında tasarım değişikliği yapılarak, baskın titreşimlerin ana kaynaklarının, titreşimden etkilenen bölmeden ayrılması sağlanacaktır. Titreşim yolunda titreşim genliklerini azaltacak kauçuk malzeme kullanılması, titreşimin etkilerini en aza indirmek için gövde yapısında yapılacak iyileşmenin temel prensibi olarak belirlenmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Çalışmanın bu safhasında iyileştirilmiş (optimize edilmiş) gövde yapısı modeli geliştirilecektir. Gerçek prototip üzerine etki eden ve daha önce nümerik yolla hesaplanmış olan kuvvetlerin iyileştirilmiş gövde yapısına uygulanmasıyla, iyileştirilmiş ZPA gövde yapısı davranışı belirlenecek, ayrıca araca ait doğal frekans ve genlik değerleri hesaplanacaktır. Bu safhada yeni bir konsepte sahip ZPA kaynaklı gövde yapısı tasarlanacaktır. Yeni geliştirilen kaynaklı gövde yapısının fiziksel özelliklerindeki iyileşme Bilgisayar Destekli Analiz ortamında doğrulanan model ile test edilerek bozucu etkilerdeki iyileşme gösterilecektir.

Bu bölümde yapılan çalışmalar için kullanılacak işlem akışı aşağıdadır;

1. Doğrulanmış sayısal model üzerinde yapısal iyileştirmeleri (optimizasyonun) yapılması,
2. İyileştirilmiş araç modeli kullanılarak analizlerin tekrar edilmesi,
3. Yeni model ve eski model ile yapılan analiz sonuçlarının karşılaştırılarak sonuçların değerlendirilmesi.

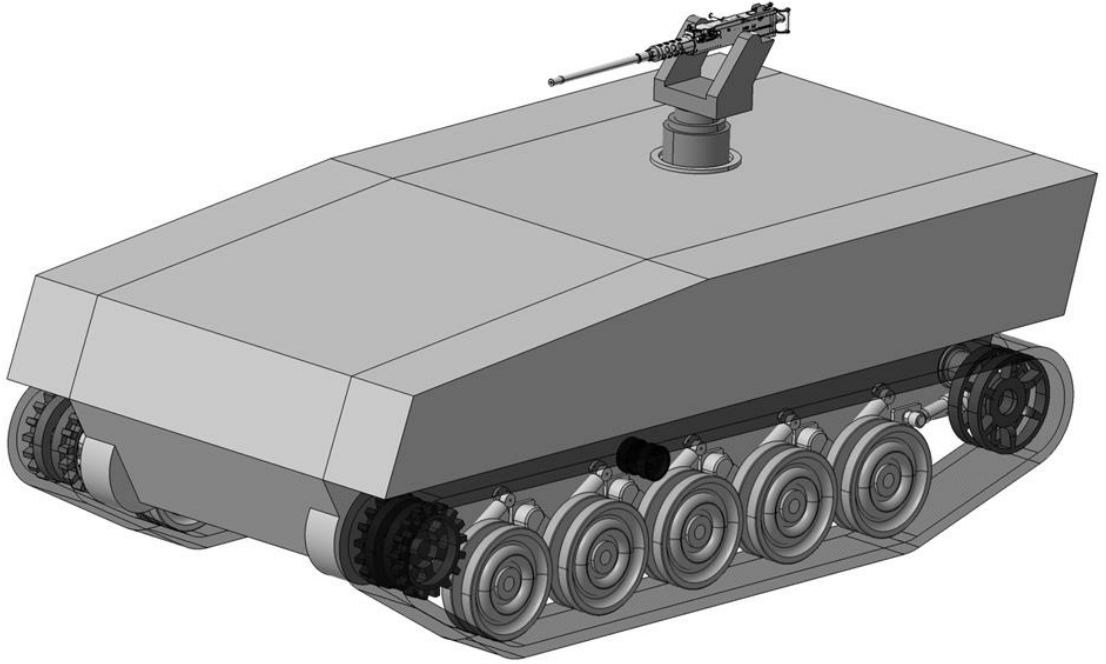
Alt sistemlerin çalışırken oluşturdukları titreşimin tahrik frekansı ile gövde yapısının doğal frekansı ile çakışması, alt sistemlerin performans kaybına ve hatta görevlerini yapamaması sorununa yol açabilmektedir. Bu çakışmayı önlemek için doğal gövde yapısının doğal frekansının artırılması istenir. Gövde yapısının doğal frekans değerini arttırmak için en çok uygulanan yöntem yapının katılık değerinin artırılmasıdır. Kaynaklı gövde yapısı sönümlenme katsayısı tüm yapıda sabit olduğundan ve ağırlık artışı sınırlı olduğu için gövde yapısının Frekans Cevap Fonksiyonu en çok katılık değerinden etkilenir. Çelik ve alüminyum gibi paletli araç gövde malzemeleri, 0,0001 ila 0.01 Aralığında olan düşük doğal sönümlenme katsayılarına sahiptir. Gövde yapısının sönümlenme katsayısının düşük olması nedeni ile düşük frekanslarda gövde yapısının tepkisi, kütle veya sönümlenmeden daha çok katılık değişikliklerine karşı daha hassastır. Orta frekanslarda gövde yapısının kendi titreşim modları üretilen titreşimi kontrol eder. Yüksek frekanslarda yüksek derecede modal örtüşmeler meydana gelir, bu sebeple yüksek

frekanslarda rezonanslar ayrı ayrı tanımlanamaz (DoD A, 1993). Bununla birlikte kaynaklı gövde yapısı geometrisi de yapının doğal frekansını etkiler. Yapı üzerinde bulunan bakım erişim kapakları mürettebat kapakları gibi tasarım gereklilikleri nedeni ile oluşan boşluklar gövde yapısının doğal frekanslarını değiştirirler (Gupta vd., 1995). Yapının doğal frekansının değiştirilmesi matematiksel model iterasyonlarıyla veya mühendislik yaklaşımlarının yapılması ile gerçekleştirilmektedir (Çelik, M., Aykan, M., 2004).

Mevcut uygulamalarda gövde katılık değerinin artırılması için yapılan tasarım çözümleri genellikle kaynaklı gövde yapısının tavan bölgesine yapılan takviye ve kaynaklı ilave parçalardan oluşmaktadır. Kaynaklı ilave parçalar paletli zırhlı aracın iç hacminde kayıplara neden olur. Ayrıca tavan yapısının desteklenmesi için yapılan kolon şeklinde kullanılan parçalar var olan kullanılabilir hacmin fonksiyonelliğini kısıtlar. Faydalı hacim olarak kullanılan bölgenin içindeki destek çubukları iç hacmin bölünmesine ve kullanışsız hale gelmesine neden olmaktadır. Kullanılan sac kalınlıklarının artırılması da kullanılan yöntemler arasındadır. Tüm bu yöntemler istenilmeyen şekilde sistem seviyesi ağırlığın artmasına ve kullanılabilir hacmin azalmasına sebep olmaktadır.

4.1 Gereksinim Analizi

Zırhlı Paletli Araçların gövde yapıları genellikle kaynaklı RHA (Rolled Homogeneous Armor) veya Alüminyum plakaların kaynaklı olarak birleştirilmesi ile elde edilen tek parça (Monocoque) yapılarıdır Şekil 4.1. Testlerde kullanılan ZPA prototipi kaynaklı gövde yapısı ST52 çelik malzemeden üretilmiştir. Güç grubu, süspansiyon sistemi, kule/silah sistemleri gibi ana alt sistemler kaynaklı gövde yapısının hassas işlenmiş yüzeylerine mekanik olarak bağlanmaktadır. Elektronik komponentler, yangın söndürme sistemi, yaşam destek sistemi, yardımcı güç grubu ve bunun gibi diğer tüm Konfigürasyon Birimleri tek parça olan kaynaklı gövde yapısına kaynaklanan montaj provizyonları kullanılarak cıvata ile bağlanırlar. Bu alt sistemler tarafından üretilen titreşimler gövde yapısı kaynaklı ve tek parça olduğundan tüm gövde yapısını ve gövdeye bağlı diğer alt sistemleri etkiler.



Şekil 4.1 Tek parça (Monocoque) kaynaklı gövde yapısına sahip ZPA

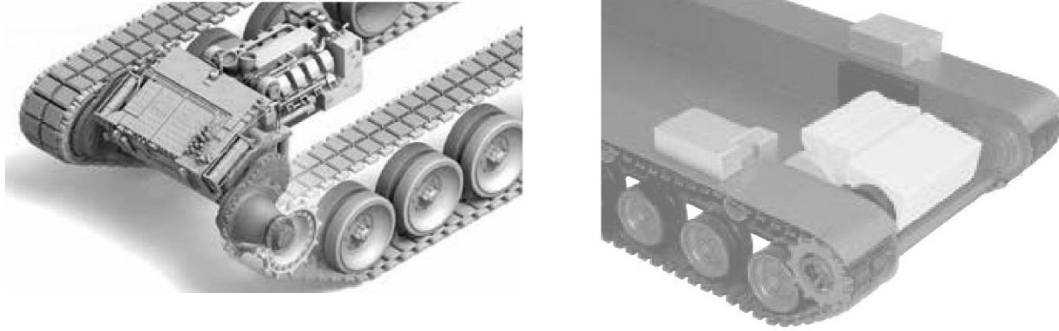
Gövde yapısı mekanik tasarımının üç hedefi vardır (USAMC, 1971);

- 1) İzin verilen ağırlık sınırlamaları dahilinde tasarımın fonksiyonel gereksinimlerini karşılamak için hacmin mantıklı ve verimli kullanımı,
- 2) Hedeflenen kinematik ve dinamik sonuçları elde etmek için birbiri ile ilişkili kuvvetlerin, kütlelerin ve hareket eden parçaların doğru olarak yerleştirilmesi,
- 3) Sistem için öngörülen yüklere ve kuvvete maruz kaldıklarında tüm yapısal ve fonksiyonel parçaların katılık ve elastik davranışlarının detaylı olarak ortaya konulması

4.1.1 Tasarım bileşenleri

ZPA gövde yapısının şekli güç grubunun yerleşiminden etkilenmektedir. Cer dışı eksen ZPA tasarımında koordinat merkez noktası (sıfır noktası) olarak alınır. Diğer tüm konfigürasyon birimleri güç grubunun yerleşimine göre konumlandırılırlar. ZPA’larda Güç Grubu genellikle sürüş istikametine göre öne veya geriye yerleştirilir Şekil 4.2. Değişen

güç grubu yerleşimi nedeni ile hız azaltanın ve dolayısı ile Her iki güç grubu yerleşiminde de güç grubunun olduğu bölme gövde yapısı ile aynı malzemeden üretilen ayırma duvarı ile mürettebat ve silah sistemi ara yüzünün bulunduğu bölgeden ayrılır. Ayırma duvarı kaynaklı yapının bir parçası olarak zırh çeliğinden üretilir. Bu yüzden tek parça yapının bir parçası olarak davranır ve titreşimi iletir.



Şekil 4.2 Güç grubu gövde önünde ve gövde gerisinde (Anomim B, 2017).

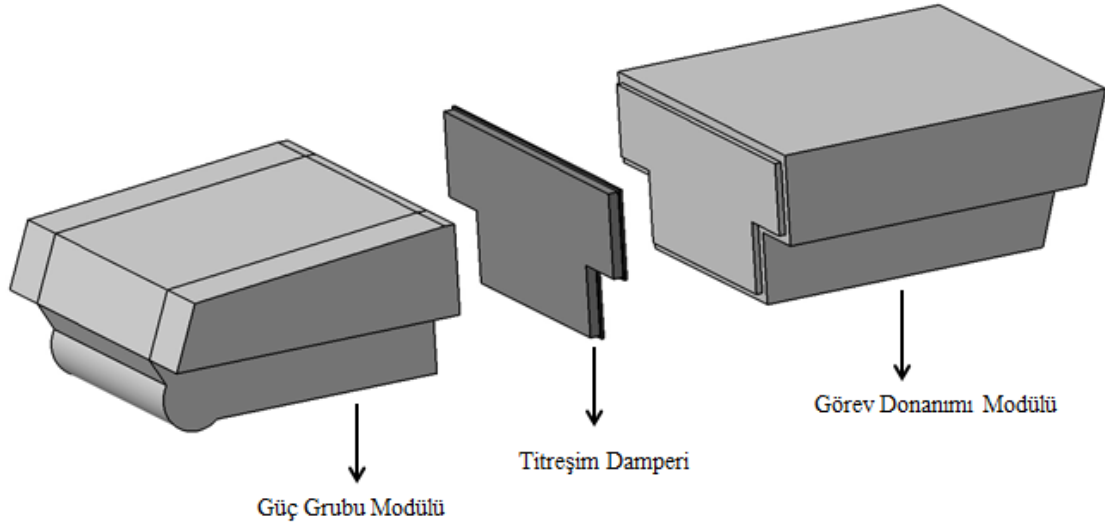
Güç grubunun yerine göre süspansiyon sistemi alt komponentlerinin yerleri değişmektedir. ZPA'ların süspansiyon sistemi tasarımındaki kritik parametreler; Gergi tekerine göre 5nci taşıyıcı tekerin (son taşıyıcı teker) konumu, cer dişlisine göre 1nci tekerin konumu (ilk taşıyıcı teker), yaklaşma açısı, uzaklaşma açısı ve ortadaki taşıyıcı tekerlerin konumlarıdır. Gövde yapısı genellikle % 60 eğim (31 °) ve 0,6-1,2 metre dik engel geçişi yapabilmek üzere tasarlanır (Barton vd., 2000). Uzaklaşma açısı veya zemin ile gövde gerisi arasındaki açı sadece, cer dişlisi ve yol tekeri pozisyonunu belirledikten sonra bulunabilir. Cer dişlisinin konumu temel olarak motor ve transmisyonun konumuna bağlı olarak yerleştirilen hız azaltanlara bağlıdır (Shabbir ve Hui-yan, 2017).

Gövde yapısının tasarımını etkileyen faktörlerden birde mürettebatın yerleşimidir. Özellikle şoförün konumu yerleşimi tasarımı etkilemektedir. Mevcut ZPA tasarımlarında şoförün gövde yapısının önünde aracı düz periskoplar ile yönlendirebilecek şekilde hâkim bir noktada konumlandırılmaktadır. Şoförün yerleşimi için gereken yaklaşık 1,1 m³'lük (Gillingham ve Patel, 2013) hacim güç grubunun öne yerleşimini doğrudan etkilemektedir. Bununla birlikte her bir personel için gövde yapısında 0.85 m³'lük hacim gerekmektedir. Personelin giriş ve çıkışı için gerekli kapaklar ve kapılarda gövde yapısını etkiler.

Kapakların oluşturduğu boşluklar sebebi ile gövde yapısının titreşim karakteristiği etkilenir.

4.1.2 Optimize edilmiş gövde yapısı konsepti

Gövde yapısı geliştirilirken titreşim genliklerinin silah sistemlerinin bağlandığı ara yüzün ve mürettebat olduğu bölümde azaltılması hedeflenmiştir. Bu amaç ile paletli araçlar için yeni bir gövde yapısı konsepti geliştirilmiştir. Bu konseptte göre ZPA kaynaklı gövde yapısı iki modül olarak tasarlanmıştır. Gövde yapısı, Güç Grubu Modülü ve Görev Donanımı Modülü olmak üzere iki temel bölüme ayrılmıştır Şekil 4.3. Güç grubu ve diğer alt sistemlerin olduğu bölüm Güç Grubu Modülü (GGM), silah sisteminin bağlantı ara yüzü ve mürettebatın olduğu bölüm ise Görev Donanımı Modülü (GDM) olarak isimlendirilmiştir



Şekil 4.3 Kaynaklı gövde yapısının modüllere ayrılması

Bu iki modül birbirlerinden fiziksel olarak ayrı olarak tasarlanmıştır. Bununla birlikte mekanik olarak birbirlerine bağlanarak ZPA gövde yapısını oluştururlar. Güç grubunun bağımsız hareketini sağlamak için GGM'nin boyu, güç grubunu ve 3ncü süspansiyon istasyonunu içine alacak şekilde tasarlanmıştır.

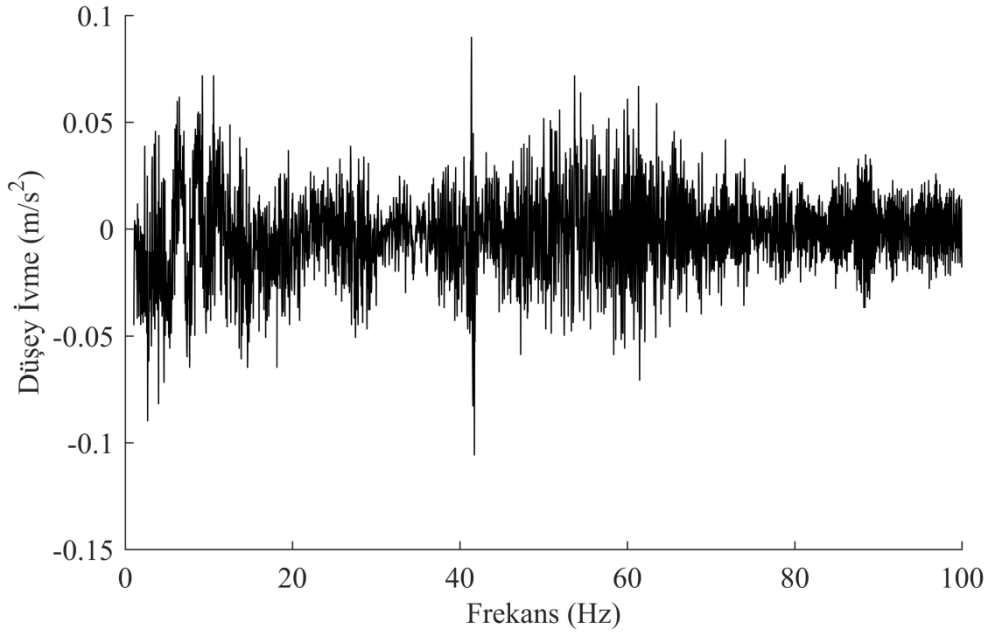
Temel titreşim kaynakları olan cer dişlisi ve güç grubunun, titreşimden etkilenen silah sistemi ve personelden izole edilmesi amaçlanmıştır. Bu neden ile GGM ve GDM'yi birbirinden ayıran bağlantı bölgesinde kauçuk titreşim damperi kullanılmıştır. Kullanılan kauçuk materyalin sönümlenme katsayısı 0,075'dir. Güç Grubu Modülünden aktarılan titreşimin genliğinin kauçuk malzeme ile sönümlenmesi hedeflenmiştir. Sönümlenme, enerjinin titreşen bir yapıdan dağılımıdır. Bu bağlamda, dağılma terimi, enerjinin diğer enerjiye dönüşümü ve dolayısıyla titreşim sisteminden enerjinin alınması anlamına gelir. Mekanik enerjinin dönüştürüleceği enerji türü, sisteme ve dağılmaya neden olan fiziksel mekanizmaya bağlıdır (DoD, 1996).

Gövde hareketleri nedeni oluşabilecek kesme ve gerilme kuvvetleri için detaylı çözüm bu çalışma kapsamı içerisinde değerlendirilmemiştir. Kullanılan bağlantı komple bir sönümlenme sistemi olarak düşünülmüş ve GDM üzerine bağlanan kule sistemine etkileyen titreşimin bastırılması hedeflenmiştir.

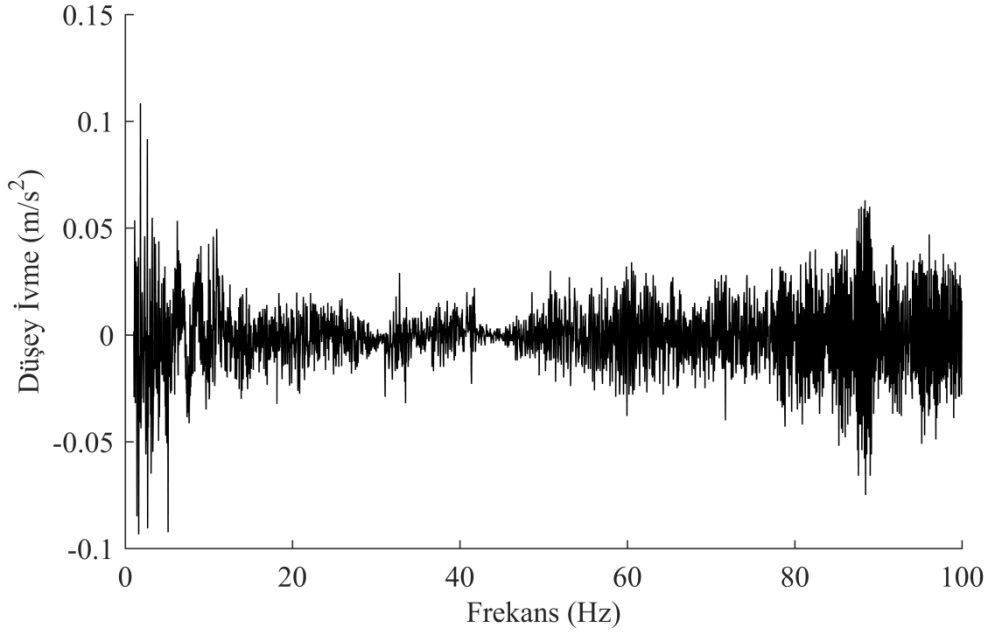
4.2 İyileştirilmiş gövde modeli titreşim analizi

ANSYS (Academic Research, 2016) yazılımı kullanılarak iyileştirilmiş gövde modeli LMS Virtual.Lab ortamına taşınmıştır. Böylece cer dışısından gövdeye etkileyen kuvvetler modele uygulanmıştır. Takiben, tavan ve kule bölgesinde oluşan ivmeler sayısal ortamda hesaplanmıştır.

Kule sağ (Şekil 4.4), ve kule sol (Şekil 4.5) bölgelerinde görülen ivme değerlerinin $\pm 0.05 \text{ m/s}^2$ seviyesine bastırıldığı görülmektedir. Ayrıca bu bölgelerde oluşan titreşimin belirgin rezonans bölgelerinin olmadığı anlaşılmıştır.

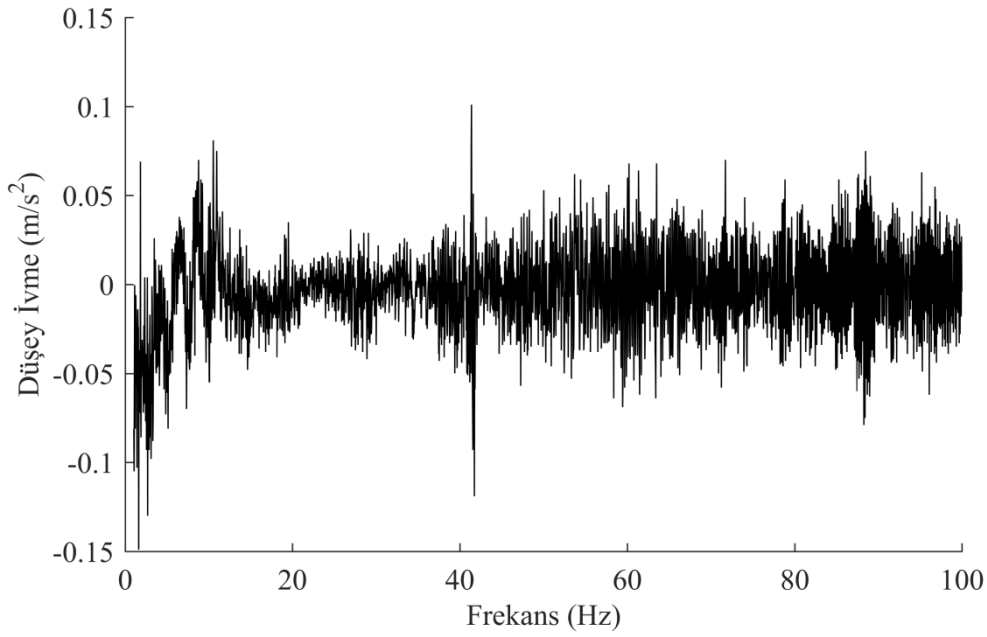


Şekil 4.4 Kule Sağ iyileştirilmiş gövde yapısı analiz sonucu

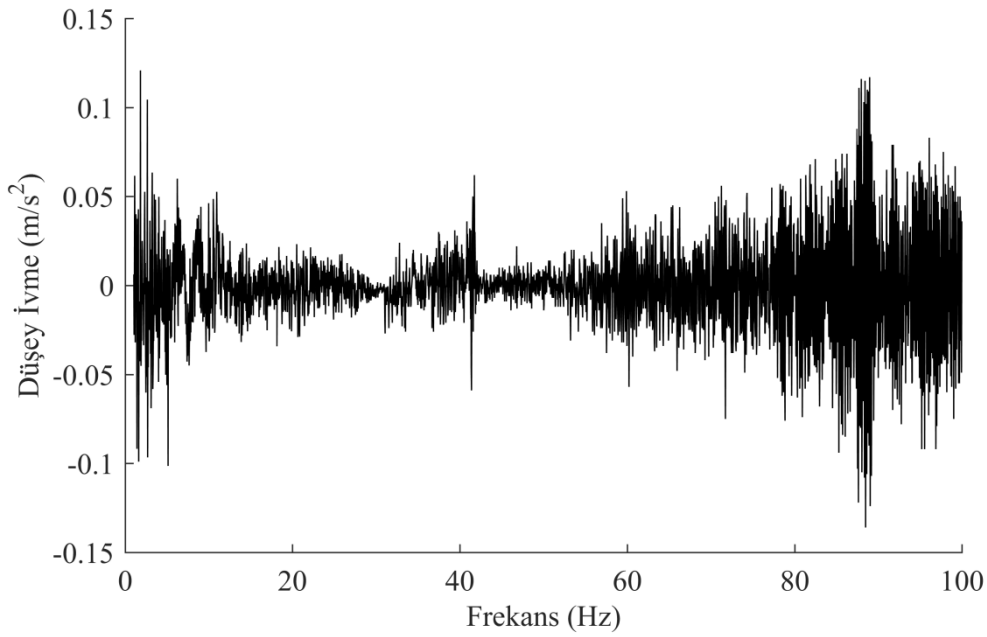


Şekil 4.5 Kule Sol iyileştirilmiş gövde yapısı analiz sonucu

Tavan sağ (Şekil 4.6) ve tavan sol (Şekil 4.7) bölgesinde görülen ivme değerlerinin $\pm 0.05 \text{ m/s}^2$ seviyesine bastırıldığı görülmektedir. Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te görülen sonuçlara benzer olarak tavan sağ ve tavan sol bölgelerinde oluşan titreşimin belirgin rezonans bölgelerinin olmadığı anlaşılmıştır.

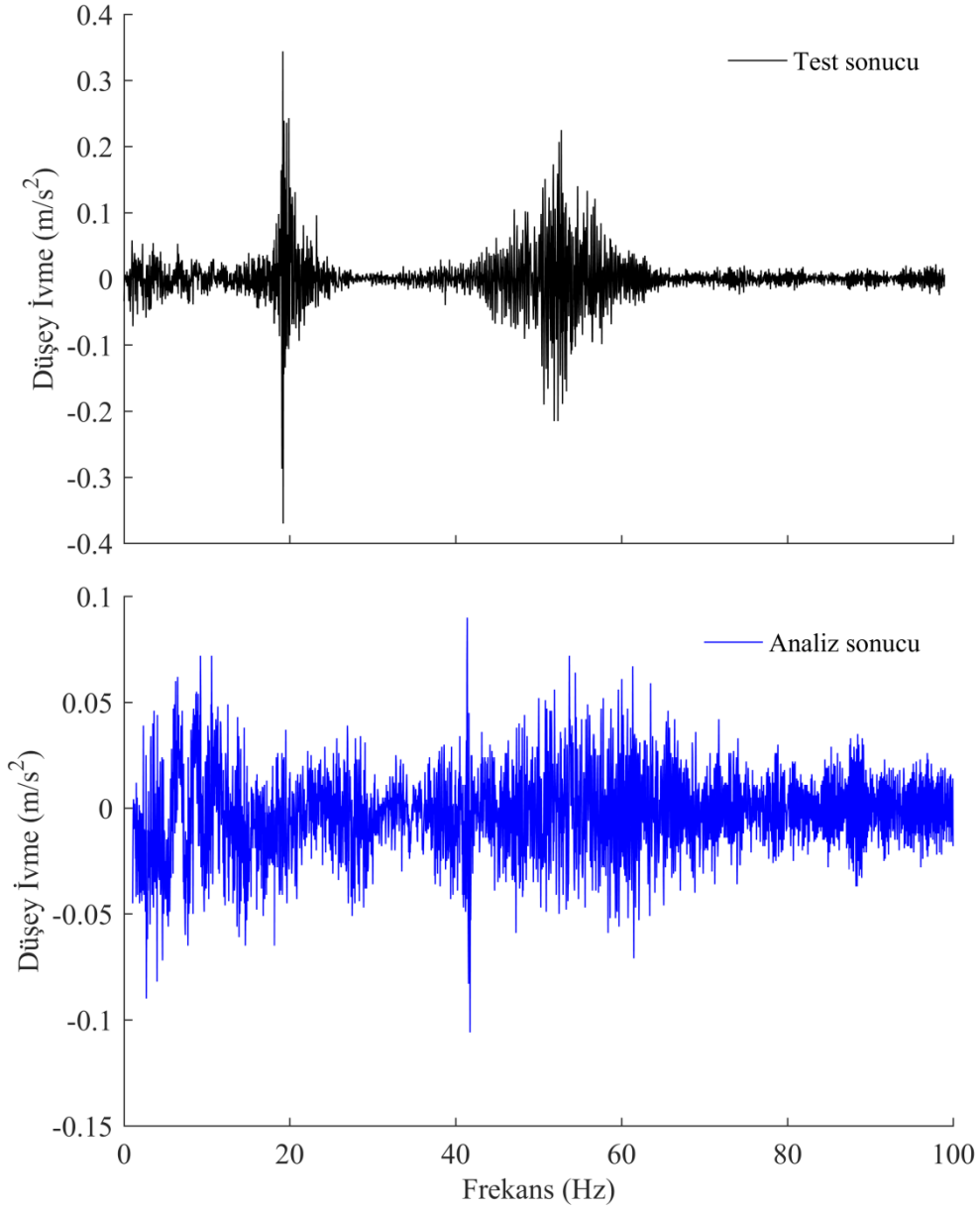


Şekil 4.6 Tavan Sağ iyileştirilmiş gövde analiz sonucu



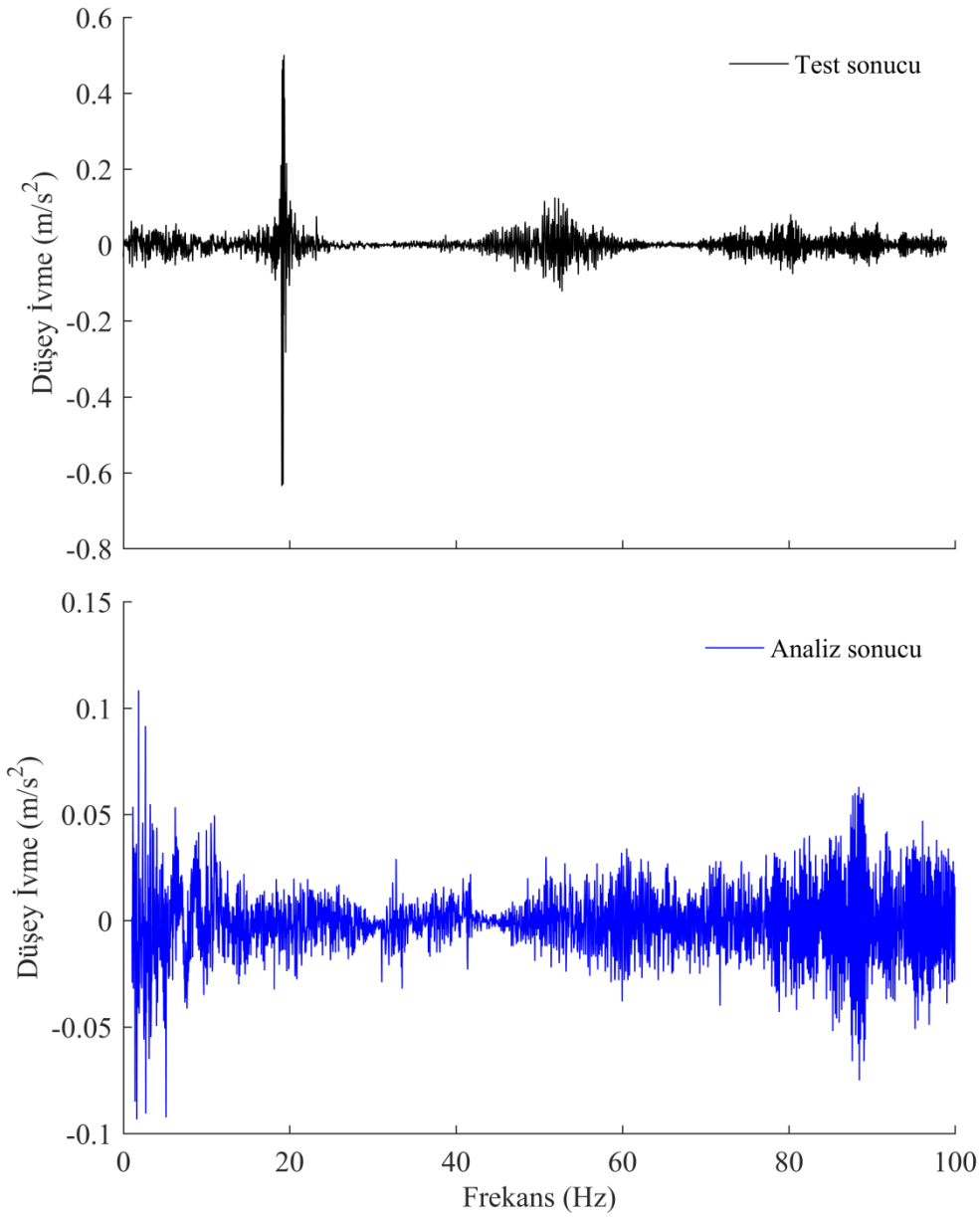
Şekil 4.7 Tavan Sol iyileştirilmiş gövde analiz sonucu

Şekil 4.8'da kule sağ iyileştirilmiş gövde analiz ve test sonucu birlikte görülmektedir. Kule sağ bölgesinde testlerde görülen 20Hz ve 55Hz frekanslarında meydana gelen rezonans bölgelerinin iyileştirilmiş gövde ile yapılan analiz sonuçlarında oluşmadığı görülmüştür.



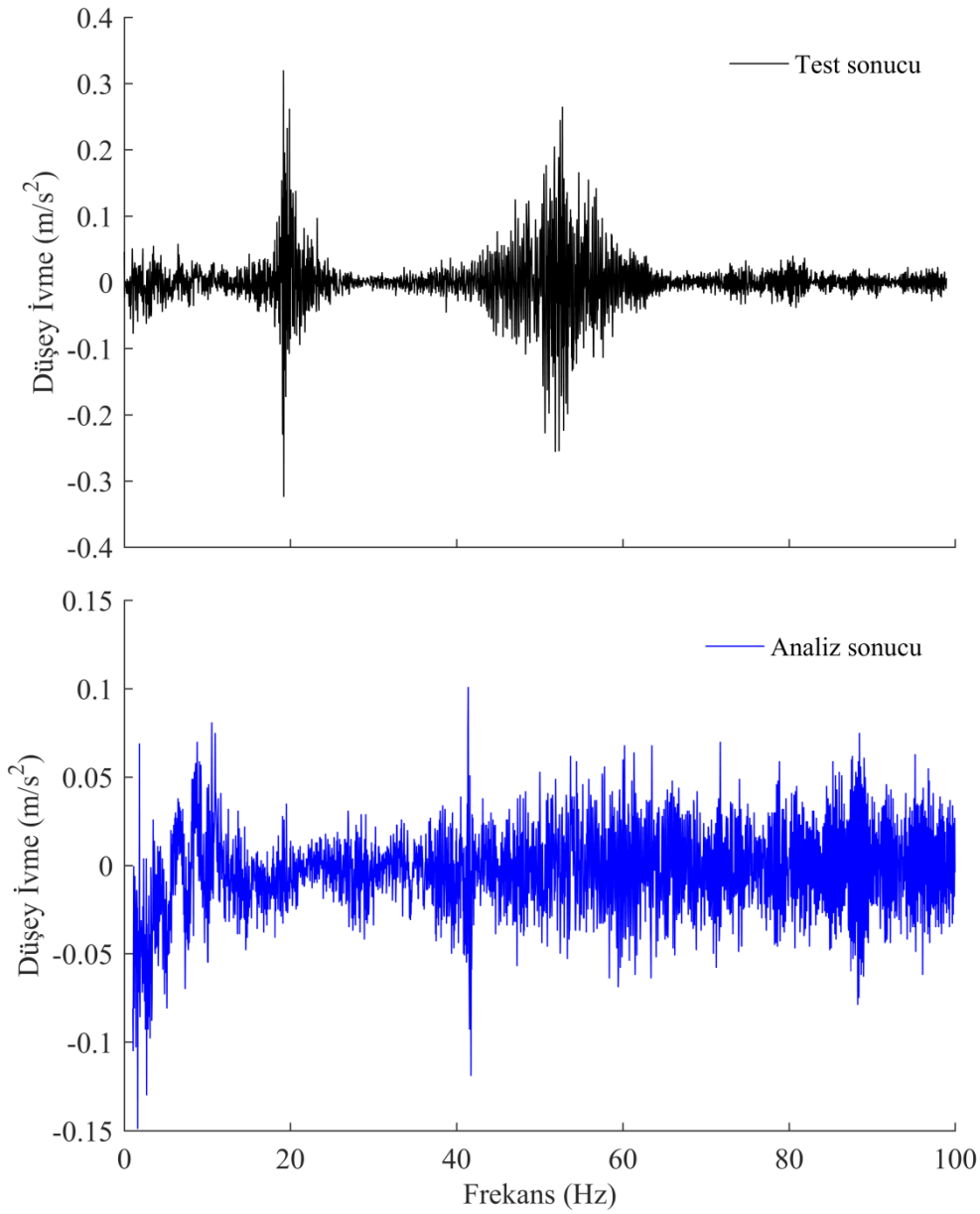
Ŗekil 4.8 Kule sağ iyileŖtirilmiŖ gövde analiz ve test sonucu

Ŗekil 4.9'da kule sol iyileŖtirilmiŖ gövde analiz ve test sonucu birlikte görülmektedir. Kule sağ bölgesinde testlerde görülen 20Hz ve 55 Hz frekansında meydana gelen rezonans bölgelerinin iyileŖtirilmiŖ gövde ile yapılan analiz sonuçlarında oluŖmadıđı grlmüŖtr.



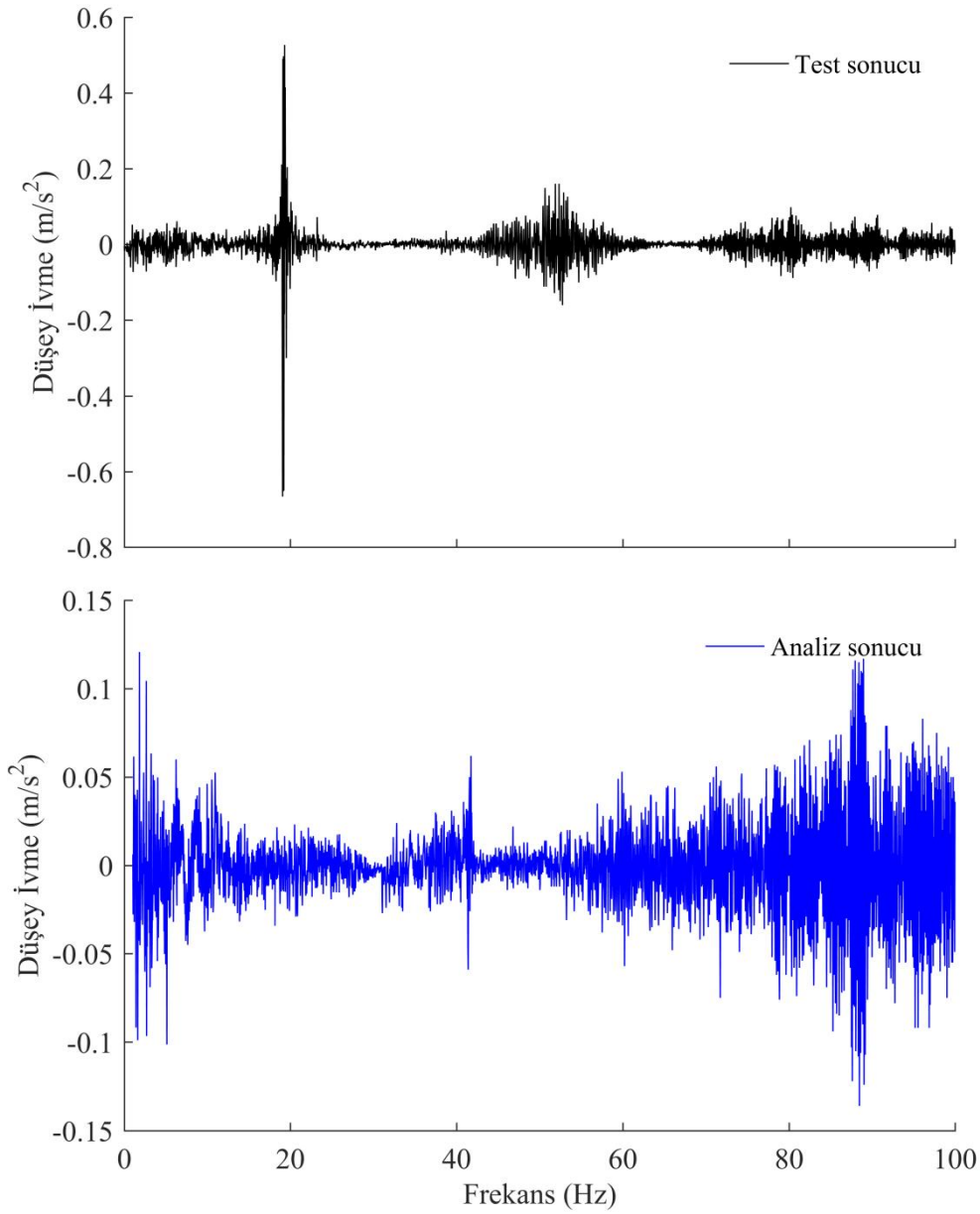
Şekil 4.9 Kule Sol iyileştirilmiş gövde analiz ve test sonucu

Şekil 4.10'de tavan sağ iyileştirilmiş gövde analiz ve test sonucu birlikte görülmektedir. Kule sağ bölgesinde testlerde görülen 20Hz ve 55Hz frekanslarında meydana gelen rezonans bölgelerinin iyileştirilmiş gövde ile yapılan analiz sonuçlarında oluşmadığı görülmüştür.



Ŗekil 4.10 Tavan Sağ iyileŖtirilmiŖ gövde analiz ve test sonucu

Ŗekil 4.11'da kule sol iyileŖtirilmiŖ gövde analiz ve test sonucu birlikte görülmektedir. Kule sağ bölgesinde testlerde görülen 20Hz frekansında meydana gelen rezonans bölgesinin iyileŖtirilmiŖ gövde ile yapılan analiz sonuçlarında oluŖmadığı grlmüŖtr.



Şekil 4.11 Tavan Sol iyileştirilmiş gövde analiz ve test sonucu

Tavan ve kule bölgelerinden alınan ivme değerlerinin iyileştirilmiş gövde analiz ve prototip araç test sonuçları karşılaştırıldığında Şekil 4.8, Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de görüldüğü gibi birbirleri ile uyumlu olarak 20 Hz ve 55 Hz bölgelerinde ivme değerlerinin bastırıldığı ve rezonans bölgelerinin iyileştirilmiş gövde yapısında oluşmadığı anlaşılmaktadır. Bu durum iyileştirilmiş gövde yapısında yapılan tasarım değişikliklerinin gövde yapısının titreşim karakteristiğinin iyileştirildiğini göstermektedir.

4.3 İyileştirilmiş Gövde Yapısının Sağladığı Avantajlar

İyileştirilmiş gövde yapısı konseptinin ZPA gövde yapısında meydana gelen titreşimleri azaltmasının yanı sıra aracın diğer temel özelliklerine de olumlu katkısı bulunmaktadır. ZPA birçok alt sistemden (konfigürasyon birimi) oluşan bir sistemdir. ZPA yeni gövde yapısı konsepti avantajları sistemlerin sistemi kapsamında değerlendirilmiştir. Sistemlerin sistemi (System of System) , birbirinden bağımsız ve kullanışlı sistemlerin, farklı fonksiyonları olan daha büyük bir sisteme entegre edildiğinde ortaya çıkan sistemlerin bir kurgusu veya düzenlemesi olarak tanımlanır (DoD, 2008). Farklı konfigürasyonlarda ve farklı fonksiyonlara sahip birden fazla ZPA sistemlerin sistemini oluşturur.

Modüler gövde tasarımı mevcut teknoloji seviyesi ve üretim yöntemleri kullanılarak üretilebilir. Yeni gövde yapısının sağladığı avantajlar; modülerlik, hareket kabiliyeti, beka ve lojistik başlıkları altında değerlendirilmiştir.

4.3.1 Modülerlik

ZPA'lar tanklardan farklı olarak Zırhlı Muharebe Aracı, Havan Aracı, Hava Savunma Aracı, İstihkâm Aracı ve buna benzer pek çok farklı konfigürasyon ile kullanılabilir. Bu konfigürasyon değişiklikleri nedeni ile gövde yapısı gerisi yapısı etkilenmektedir. Aynı araç ailesine mensup ZPA'larda genellikle güç grubu bölmesi ve şoför bölmelerinde farklılık bulunmamaktadır. Gövde yapısı mevcut durumundan daha karmaşık hale gelse de yeni geliştirilen gövde yapısının sağladığı avantajlar değerlendirildiğinde bunun kabul edilebilir bir durum olduğu görülmektedir.

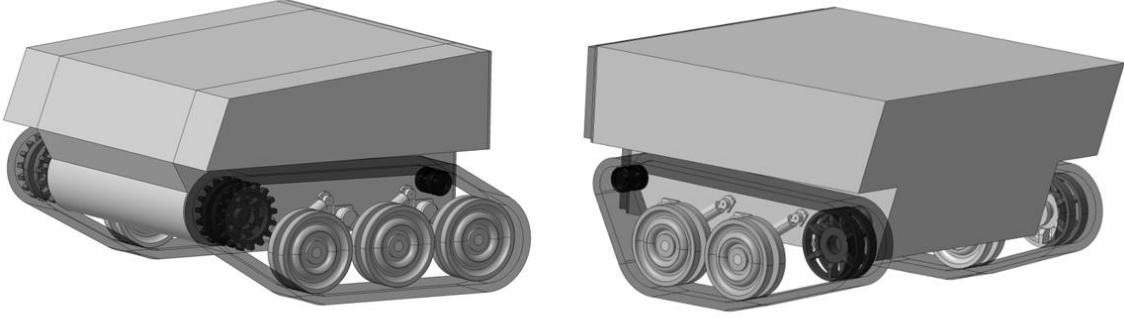
Gövde yapısının Güç Grubu Modülü ve Görev Modülü olarak iki modül olarak tasarlanması, modüllerin konfigürasyonlarının kullanıcı tarafından ihtiyaca göre düzenlenebilmesini sağlamaktadır. Hareket kabiliyetini sağlayan güç grubu, yakıt sistemi, hız azaltan ve cer dişlileri bulunmaktadır. Bununla birlikte hidrolik sistem, yaşam destek sistemi, yardımcı güç ünitesi gibi yardımcı sistemlerde GGM'de bulunmaktadır. Bu alt sistemler dışında kalan ve ZPA'nın sistemler sistemi kapsamında fonksiyonlarını belirleyen silah sistemi, personel ve buna benzer görev donanımları ise GDM'de

bulunmaktadır. Şoför dâhil tüm mürettebat Görev Donanımı Modülüne yerleştirilmiştir. Güç Grubu modülünde personel bulunmamaktadır. GGM'nin yönlendirilmesi uzaktan (drive by wire) yapılabilecektir. Şoför bölmesi GDM'de olduğu için şoförün düz periskoplar ile görüşü zayıflasa da günümüz araçlarında düz periskoplara ilave olarak termal ve TV kameralar kullanıldığı ve gece koşullarında şoför sadece termal kamera görüntüsü ile ilerlediğinden bir dezavantaj olarak değerlendirilmemiştir.

Güç Grubu Modülü bağımsız (Görev Donanımı Modülünün Olmadığı Durum) hareket kabiliyetine sahiptir. Palet modüllerin mekanik olarak ayrılmasından önce birleşim yerlerinden (palet baklası) iki parçaya ayrılmaktadır. Bu palet parçaları modüllerin bağımsız hale gelen süspansiyon sistemleri üzerine sarılarak tekrar montajlanmaktadır. GGM bağımsız olarak hareket ederken (Şekil 4.12) ZPA'dan beklenen taktik hareket kabiliyeti fonksiyonlarını karşılaması beklenmez. Bununla birlikte paletli olduğu için gelişmiş bir hareket kabiliyetine sahip olduğu açıktır.

Yeni geliştirilen konsept insansız araçlara uygulanabilir niteliktedir. Gelecekte muharebe sahasında etkin olarak birçok insansız araç bulunması beklenmektedir. GGM konseptinde insan faktörünün bir tasarım kriteri olmaması ve tasarımın modüler olması insansız araçların kolaylıkla türetilebileceği anlamına gelmektedir. Ayrıca robotlarda olduğu gibi, modüller insansız olarak tasarlandığında Mobil Konfigürasyon Değişikliği (Moubarak ve Ben-Tzvi, 2012) uygulanarak birden fazla modül birbiri ile irtibatlı hale getirilebilir

GGM ve GDM farklı kombinasyonlarda kullanılabilirdiğinden kullanılacak güç grubu ihtiyaca göre değiştirilebilir. Günümüzde ZPA'larda kullanılan güç kaynakları fosil yakıt ile çalışmaktadır. Fosil yakıtın önümüzdeki dönemlerde azalacağı da (Chapman, 2014) düşünülür ise ZPA'larda mevcut güç gruplarının alternatif enerji kaynakları ile çalışan güç grupları ile değiştirilmesi bir zorunluluk haline gelebilir. GGM'nün modüler olması ZPA'nın gelecekteki enerji kaynaklarına daha kolay adaptasyonunu sağlar. Bu sayede sadece GGM değiştirilerek GDM'nin daha uzun yıllar görev yapabilmesi sağlanabilecektir.



Şekil 4.12 ZPA Güç Grubu Modülü bağımsız hareketi

4.3.2 Hareket Kabiliyeti

Hareket kabiliyetinin üç aşaması bulunmaktadır. Bunlar sırası ile stratejik, operasyonel ve taktik hareket kabiliyeti olarak isimlendirilirler. Stratejik hareket kabiliyeti aracın operasyon yapacağı bölgeye ulaştırılmasıdır. Taşımacılık kabiliyeti olarak ta bilinir. Küçük ve hafif araçların stratejik hareket kabiliyetleri yüksektir. Havadan indirilebilen araçlar bunlara örnektir. Operasyonel hareket kabiliyeti aracın kendi imkânları ile farklı hızlarda kat edebildiği mesafedir. Bu kriter için menzil ve yolda çıkabildiği hız miktarı önemlidir. Taktik hareket kabiliyeti aracın arazide gösterdiği engel geçiş ve dik engel, hendek geçiş, yan eğim dik eğim geçebilme özelliklerine bağlıdır. Operasyonel ve taktik hareket kabiliyeti gereksinimleri aracın değişik askeri harekât alanlarında hareket etme zorunluluğu olduğundan azami şartları sağlamalıdır (Khalil ve Hitchcock, 1998).

4.3.2.1 Stratejik

ZPA'da bulunan GGM ve GDM modüler olarak ayrılabilmesi için taşıma için ağırlık ve boyut limitleri azaltılabilmektedir. Bu sebep ile tek parçalı gövde yapısına kıyas ile kara, deniz ve hava taşımacılığı açısından stratejik hareket kabiliyeti artmıştır. ZPA hava indirme harekâtı ile modüller halinde paraşüt ile uçaktan atılabilir. Modüller indirme bölgesinde tekrar birleştirilerek göreve hazır hale getirilebilir.

4.3.2.2 Operasyonel

Birden fazla GDM birbirlerinin peşi sıra bağlanarak bir adet GGM ile hareket ettirilebilirler. Ayrıca GGM bağımsız (Görev Donanımı Modülünün olmadığı durum) hareket kabiliyetine sahiptir. Bu özellikler ZPA'nın operasyonel hareket kabiliyeti arttırmıştır.

4.3.2.3 Taktik

Tasarımda şoförün konumu dikkate alınmadığından sürüş esnasında aracın önü ya da arkası arasında bir fark kalmamıştır. Aracın gövde yapısının yaklaşma ve uzaklaşma açıları önde ve arkada benzer şekilde tasarlandığı durumda, araç her iki yöne de benzer taktik hareket kabiliyeti ile hareket edebilir. Paletli araçlar için hâlihazırda var olan transmisyonlar iki yönde hareket sağlayabilecek yapıya sahiptirler (Anomim B, 2017).

Bununla birlikte taktik hareket kabiliyetinin artırılması için iki modül arasındaki bağlantı esnek hareketli (eklem şeklinde) şekilde tasarlanabilir. Güç Grubu Modülünde değişiklik yapılmadan aracın boyu uzatılabilir. Bu şekilde hendek geçme kabiliyeti artırılabilir (Barton vd., 2000).

4.3.3 **Beka**

Askeri planlama uzmanları ve analistler günümüzde askeri araçların en önemli özelliğinin Beka olduğunu değerlendirmektedirler (Elwel ve Silve, 2015). Güç grubu modülü koruma seviyesi ile görev modülü koruma seviyeleri farklı değerlendirilebilir. GGM'de personel olmadığı için koruma seviyesi daha düşük olacaktır. Daha düşük koruma seviyesi güç grubu bölmesinin ağırlığının azaltılabilmesine olanak sağlar. GDM'de personel bulunduğu durumda koruma yapılacak yüzeyler sadeleştiğinden zırh uygulaması daha mevcut araçlara göre daha kolay yapılabilir. Yeni gövde konsepti modüllere dayandığından teknolojidaki gelişmeler ve görev ihtiyaçlarına yönelik olarak araçların zırh konfigürasyonu değiştirilebilir.

Mürettebat ve koruma gerektiren kritik sistemleri, mühimmattan ve yakıttan yalıtılmış yüksek mekanik ve termal mukavemetli malzemelerden yapılmış kabin içine yerleştirmek iyi bir koruma çözümü olacaktır (Borkowski ve Rybak, 2007). GDM mürettebatı koruyan bir kapsül şeklinde tasarlandığından hidrolik sistem, yakıt sistemi gibi yanıcı ve parlayıcı hiç bir alt sistemi içerisinde barındırmaz. Bu durum tehdit mühimmatın patlaması veya çapması sonucunda oluşacak ikincil etkileri en aza indirir. GDM mürettebatın hayatta kalması için gerekli yangın söndürme tüpü, yaşam destek sistemi hava kanalları ve bunun gibi yaşamsal destek için gerekli olan alt sistemleri içerir.

Mayın ve el yapımı patlayıcı ile karşılaşıldığında patlamanın etkisi ile güç grubu modülü görev modülünden ayrılarak patlamanın neden olduğu blast etkisinin GM bölgesini etkilemesini önler. Bu ayrılmayı sağlayacak modüller arası bağlantı ise ayrı bir çalışma konusudur.

4.3.4 Lojistik avantajlar

Modüllerin değiştirilebilir olması, muharebe sahasında hasar alan veya arıza sebebi ile görevine devam edemeyen ZPA'ların tekrar aktif hale getirilebilmesi için gerekli süreyi kısaltır. Bu şekilde hedefin ele geçirilmesini müteakip yeni görev için hazırlıkları kapsayan Hedefte Tertiplenme ve Yeniden Teşkilatlanma faaliyetinin kısa süre içerisinde etkin olarak gerçekleştirilebilmesini sağlar.

ZPA'lardan oluşan birliğin görevi yerine getirebilmesi için gerekli yedek parça bulundurmamak yerine yedek olarak modül bulundurma konsepti arızaların giderilmesi için gerekli süreyi en aza indirir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, deneysel ve nümerik (sonlu elemanlar modeli) titreşim analizlerine dayalı olarak bir ZPA gövde yapısının iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu hedefe yönelik olarak yapılan çalışmalar üç adımda sunulmuştur.

Bölüm 2’de paletli araçlarda titreşim kaynakları ve etkileri incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde; süspansiyon sistemini oluşturan alt parçalardan kaynaklanan titreşimin en önemli kaynağı palet olduğu, palet titreşiminin baskın kaynağının ise kordal hareket sebebi ile cer dişlisinin palet üzerine sürekli vuruşları olduğu görülmüştür. Çelik gövdeli palet kullanıldığında kordal hareket ve palet adımları arasındaki boşluklar nedeni ile gergi tekeri, taşıyıcı teker ve var ise istikamet makaraları titreşime neden olmaktadır. Ancak kauçuk palet kullanıldığında, kauçuk paletin kordal hareketi azaltması sebebi ile gergi tekeri, taşıyıcı teker ve var ise istikamet makaraları kaynaklı titreşimin azaldığı ancak cer dişlisinin palette vuruşlarının devam ettiği açıktır. İlave olarak güç grubu, transmisyon hız azaltanlar ve soğutma sistemi de titreşime neden olmaktadır. Titreşim nedeni ile hareket halinde yapılan atışların İAVİ’si düşer. Mürettebatın uzun süre maruz kaldığı titreşim ise performans kaybına ve hastalıklara sebebe olur.

Bölüm 3’te ZPA gövde yapısının titreşim karakteristiğinin belirlenmesi için deneysel ve nümerik (sonlu elemanlar modeli) titreşim analizleri yapılmıştır. Öncelikli olarak ilk örnek araç gövde yapısı üzerinde belirlenen konumlardan üç asal eksen de ivme verileri toplanmıştır. Aracın, sonlu elemanlar metodu ile modeli oluşturulmuş ve araca ait Frekans Cevabı Fonksiyonu hesaplanmıştır. Takiben, testte elde edilen ivme değerleri ve araca ait (sonlu elemanlar modeli kullanılarak elde edilen) frekans cevabı fonksiyonu kullanılarak, cer dişlisinden gövde yapısına etki eden kuvvetler belirlenmiştir. Daha sonra, hesaplanan bu kuvvetlerin sonlu elemanlar modeline uygulanmasıyla (modal analizle) elde edilen nümerik ivme değerleri ile gerçek test ivme verileri kıyaslanarak aralarında

korelasyon sağlandığı gösterilmiştir. Böylece, sonlu elemanlar modelinin gerçek ZPA prototipine ait davranışı makul doğrulukta öngörebilir olduğu saptanmıştır.

Bölüm 4’de iyileştirilmiş (optimize edilmiş) gövde yapısı modeli geliştirilmiştir. Gerçek prototip üzerine etki eden ve daha önce nümerik yolla hesaplanmış olan kuvvetlerin iyileştirilmiş gövde yapısına uygulanmasıyla, iyileştirilmiş ZPA gövde yapısı davranışı belirlenmiş, ayrıca araca ait doğal frekans ve genlik değerleri hesaplanmıştır. Yeni bir konsepte sahip ZPA kaynaklı gövde yapısı tasarlanmıştır. Yeni geliştirilen kaynaklı gövde yapısının fiziksel özelliklerindeki iyileşme Bilgisayar Destekli Analiz ortamında doğrulanan model ile test edilerek bozucu etkilerdeki iyileşme gösterilmiştir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Altair Engineering A, 2016, H. U. M. Manual, HyperWorks.
- Altair Engineering B, 2016, OptiStcuct, Version 13.0., O. U. Guide, HyperWorks
- Ang, L. Y., Koh, Y. K., Lee, H. P., 2016, Acoustic Metamaterials: A Potential for Cabin NoiseControl in Automobiles and Armored Vehicles. *International Journal of Applied Mechanics*, 8(5).
- Anonim A, 2017, Cook Defence Systems, [http:// www. cookdefencesystems. co.uk /product.php](http://www.cookdefencesystems.co.uk/product.php), Erişim Tarihi: 06.02.2017
- Anonim B, 2017, RENK Transmissions, <http://www.renk.biz/vehicle-transmissions.html>, Erişim Tarihi: 24 04 2017.
- Assanis, D. N., Bryzik, W., Castainer, M. P., Darnell, I. M., Filipi, Z. S., Hulbert, G. M., et al. (1999). Modelling and Simulation of an M1 Abrams Tank with Advanced Truck Dynamics and Integrated Virtual Diesel Engine. *Mechanics of Structures and Machines*, 27(4), 453-505.
- Balla, J., Krist, Z., Cong, I. L., 2015, Infantry Fighting Vehicle in Case of Burst Firing. *Military Technologies (ICMT), 2015 International Conference on. IEEE*, p. 1-6
- Balla, J., Krist, Z. Le, C. I. ,1998, Experimental study of turret-mounted automatic weapon vibrations. *International Journal of Mechanics*.
- Barton, P. C., Bennett, M. D., Hall, L. C., Hetherington, J. G., 2000, *Wheels and Tracks Study*. Shrivenham: Cranfield University Engineering Systems Department Royal Military College of Science.
- Batel, M., Brüel- Kjør, 2002, Operational Modal Analysis- Another Way of Doing Modal Testing. *Sound and Vibration*, p. 22-27.
- Bauer, W., 2011, *Hydropneumatic Suspension Systems*. Berlin: Springer.
- Borkowski, W., Rybak, P., 2007, Modelling of Impact Strenght on Compat Vehicles. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 14(1), p.122-130.
- Butterfield, T. ,1965, Desing and Development Fighting Tanks, *Proceedings of The Instution of Mechanical Engineers Automobile Division*, 180 no:1, p. 159-189.
- Chapman, I., 2014, The end of Peak Oil? Why this topic is still relevant despite recent denials. *Energy Policy*(64), p. 93-101.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Çelik, M., Aykan, M., 2004, Tank Namlusunun Operasyonel Modal ve Deplasman Analizi. *Makine Tasarım ve İmalat Dergisi, Cilt 5(Sayı 3)*.
- DoD, 2015, MIL-STD-1474E, Design Criteria Standard Noise Limits, Department of Defence, USA.
- DoD, 2012, MIL-STD-1472G, Human Engineering, *Design Criteria Standard: Human Engineering*. Department of Defence, USA.
- DoD, 2008, Systems Engineering Guide for Systems of Systems, Washington: Department of Defence, USA
- DoD, 2006, MIL-STD-1366E, “Interference Standard For Transportability Criteria”, pp. 12-14, 31 Department of Defence, USA
- DoD, 1997, MIL-HDBK-61A, Configuration Management Guidance, Department of Defence, USA.
- DoD, 1996, MIL-HDBK-799(AR), Fire Control Systems-General, Department of Defence, USA, p. 7-2.
- DoD A, 1993, MIL-HDBK-767(MI), Desing Guidance For Interior Noise Reduction In Light-Armoured Tracked Vehicles. Department of Defence, USA, p. 7-2.
- DoD B, 1993, MIL-STD-499B, *Systems Engineering*, Department of Defence, USA
- Elwell, A., Silva, R. D. ,(2015). *Global Armored Vehicle Market Report*. London: Pimlico.
- Ewins, D. J., 2001, *Modal Testing, Theory, Practice and Application*. Research Studies Press.
- Gillingham, D. R., Patel, P. R. , 2013, *Method of Estimating the Principal Characteristics of an Infantry Fighting Vehicle from Basic Performance Requirements*. Alexandria, Virginia: The Institute for Defence Analyses.
- Gnilka, J.,Mezyk, A., 2017, Experimental Identification and Selection of Dynamic Properties of A High-Speed Tracked Vehicle Suspension System. *Maintenance and Reliability* , 19(1), 108-113.
- Gupta, A. D., Santiago, J. M., Meyer, C., 1995, Comparison Of Computational And Experimental Modal Analyses Of An Armoured Vehicle Hull With Multiple Access Openings. *Computers And Structures*, 56(2/3), p. 411-414.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Hihlinger, M., Glauch, U., Steger, G., 2002, Modelling and Simulation in the Design Process of Armored Vehicles. *Reduction of Military Vehicle Acquisition Time and Cost through Advanced Modelling and Virtual Simulation*. Paris.
- Hohl, G. H., 1986, Torsion-Bar Spring and Damping System of Tracked Vehicles. *Journal of Terramechanics*, 22(4), p. 195-203.
- Huh, K., Chung, C. C., Kim, I. M., Suh, M.-s. , 2004, Track Tension Controller Design and Experimental Evaluation in Tracked Vehicles. *Transactions of the ASME*, 126, 764-771.
- Hung, K. S., Chuan, T. T., Ann, A. L., 2011, Reducing Vibration in Armoured Tracked Vehicles. *DSTA Horizons*, 68.
- IEEE, 1998, IEEE STD 1220, IEEE Standard for Application and Management of the Systems Engineering Process, Institute of Electrical and Electronics Engineers
- Jin-qui, Z., Zhi-zhao, P., Lei, Z., Yu, Z., 2003, A Review on Energy-Regenerative Suspension Systems for Vehicles. *Proceedings of the World Congress on Engineering*(Vol III).
- Khalil, G., Hitchcock, J., 1998, Ground Vehicle Mobility Requirements Meeting the Challenges with Electric Drives. *Gas Turbine Engine Combustion, Emissions and Alternative Fuels*. Lisbon, Portugal.
- Korse, T., Sopouch, M., 2004, A New Timing Chain with No Chordal Action. *MTZ worldwide*(65).
- Madsen, J., Heyn, T., Negut, D., 2010, Methods for Tracked Vehicle System Modelling and Simulation, Technical Report.
- Mezyk, A., Switonski, E., Kciuk, S., Klein, W., 2011, Modelling and Investigation of Dynamic Parameters of Tracked Vehicles. *Mechanics and Mechanical Engineering*, 15(4), 115-130.
- Moubarak, P., Ben-Tzvi, B., 2012, Modular and reconfigurable mobile robotics. *Robotics and Autonomous Systems*, 60, p.1648-1663.
- Ogorkiewicz, R. M. (1991). *Technology of Tanks I-II*. Surrey: Jane's Information Group Limited.
- Rao, P. S., Ratnam, C., 2012, Experimental and Analytical Modal Analysis of Welded Structure Used For Vibration Based Damage Identification. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and mechanicsengineering*.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Soucy Defence, 2016, Rubber Track Systems and Components Engineering for Defense Vehicles, Brochure.
- Sacka, M. L., 2008, *A Systems Engineering Approach to Improving Vehicle NVH Attribute Management*. Master of Science in Engineering and Management at the Massachusetts Institute of Technology.
- Sandu, C., Freemant, J. S., 2002, Connectivityalgorithm for an extended rubber-band track model. *Heavy Vehicle Systems*, 9(4), 333-352.
- Scholar, C., Perkins, N. C., 1999, Efficient Vibration Modelling of Elastic Vehicle Track Systems. *Journal of Sound and Vibration*, 228(5), 1057-1078.
- Scholar, C., Ma, Z., Perkins, N., 1999, Modelling Tracked Vehicles Using Vibration Modes: Development And Implimentation. *Proceedings of the 1999 Noise and Vibration Conference*. Traverse City, Michigan.
- Siemens, 2014, LMS Virtual.Lab ; Version 13.1,
- Shabbir, S. T., Hui-yan, C., 2017, Design, Modeling and Virtual Validation of Mobility platform of Tracked Vehicle. *MATEC Web of Conferences 95, ICMME 2016*.
- Sun, W., Zhou, J., Gong, D., You, T., 2016, Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. *Advances in Mechanical Engineering*(8), p. 1-12.
- The MathWorks, 2016, MATLAB, Version R2015a
- Tauson, R. A., Doss, N. W., Rice, D. J., Tyrol, D. E., Davidson, D. (1995). *The Effect of Vehicle Noise and Vibration (Caused By Moving Operations) on Cognitive Performance in the Command and Control Vehicle*. Army Research Labratory .
- Thomson, W. T., Dahleh, M. D., 1997, *Theory of Vibration with Applications*. Prentice Hall.
- USAMC, 1971, ACMP 706-357, *Engineering Design Handbook Automative Bodies and Hulls, Headquarters, U.S. Army Material Command*
- USAMC, 1967, AMCP 706-356, *Engineering Design Handbook, Automotive Series, Automotive Suspensions, Headquarters, U.S. Army Material Command*
- USLU, A. A., 2006, *Titreşim Verileri Yardımıyla Bilinmeyen Tahrik Kuvvetlerinin Belirlenmesi*. İstanbul: Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Wang, B. T., 2002, Prediction Of Impactand Harmonic Forces Acting On Arbitrary Structures Theoretical Formulation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 16(6), p. 935-953.
- Wang, X. ,2010, *Vehicle Noise And Vibration Refinement*. Oxford Cabridge New Delhi: Woodhead Publishing Limited.
- Wong, J. Y., 2008, *Theory of Ground Vehicles*. John Winey, Sons, Inc.
- Yu, Y., Naganathan, N. G., Dukkipati, R. V., 2001, A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. *Mechanism and Machine Theory*, 36, p. 123-142
- Zheng, Y., Tan, Q.-C. T. (tarih yok). Dynamic Analysis of Upper Part in Tracked Vehicle. *The 2nd International Conference . 4*, s. 84-87. In Computer and Automation Engineering (ICCAE) on IEEE.

ÖZGEÇMİŞ

Ufuk Aybar 06.07.1977 yılında Pozantı'da doğdu. Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden lisans derecesini 2002 yılında, yüksek lisans derecesini ise 2004 yılında aldı. 30 Ağustos 2003 tarihinde Kara Harp Okulu Sutasak eğitimini tamamlayarak Tankçı Teğmen olarak mezun oldu. Aynı yıl Eğirdir Dağ Komando Okulundan ve 2004 yılında Subay Tank Sınıf Okulundan mezun oldu. 2004 - 2009 yılları arasında Tank Takım ve Tank Bölük Komutanı olarak görev yaptı. 2009 yılında TSK'dan kendi isteği ile ayrılarak Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş bünyesinde Türkiye'nin en büyük kara platform projesi kapsamında geliştirilen Altay Milli Tank Mekanik Sistem Mühendisi olarak çalışmaya başladı. Altay Milli Tank Projesi kapsamında projenin başlangıcı olan konsept tasarım aşamasından projenin tamamlandığı kalifikasyon testlerinin sonuna kadar tüm Sistem Mühendisliği süreçlerinde bizzat görev aldı. Ufuk Aybar, halen Altay Tank ve geliştirilen diğer zırhlı paletli araçların Ürün Yönetimi Grup Yöneticisi olarak Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş'de çalışmakta, aynı zamanda Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde doktora eğitimine devam etmektedir.