

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

PALETLİ ARAÇ TAŞIYICI TEKERLERİ İÇİN TİTREŞİM ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YUSUF ÖZGÜN ÖZDEMİR

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. AHMET FEVZİ SAVAŞ

BİLECİK, 2022

10445195

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

PALETLİ ARAÇ TAŞIYICI TEKERLERİ İÇİN TİTREŞİM ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YUSUF ÖZGÜN ÖZDEMİR

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. AHMET FEVZİ SAVAŞ

BİLECİK, 2022

10445195

T.C.
BILECIK SEYH EDEBALI UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF SCIENCES
DEPARTMENT OF ENERGY SYSTEMS ENGINEERING

VIBRATION ANALYSIS FOR TRACKED VEHICLE ROADWHEELS

MASTER'S THESIS

YUSUF ÖZGÜN ÖZDEMİR

THESIS ADVISOR
ASSOC. PROF. DR. AHMET FEVZİ SAVAŞ

BILECIK, 2022

10445195

BEYAN

“Paletli Araç Taşıyıcı Tekerleri için Titreşim Analizi” adlı yüksek lisans tezimin yazımı sırasında bilimsel ahlak kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmının Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

Bu çalışmanın, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.	
DESTEK ALINMIŞTIR	DESTEK ALINMAMIŞTIR
Destek alındı ise;	
Destekleyen kurum;	
Desteğin Türü	Proje Numarası
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)	
2- TÜBİTAK	
Diğer;.....	
ETİK KURUL onayı var ise;	
ETİK KURUL karar tarih/sayı:	/.....

Yusuf Özgün ÖZDEMİR

...../...../2022

İmza

ÖN SÖZ

Yüksek Lisans eğitimim süresince sabrını, desteğini ve ilgisini hiç esirgemeyen değerli hocam Sayın Doç. Dr. Ahmet Fevzi Savaş'a katkı ve emekleri için teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Hayatın tüm aşamalarındaki desteklerinden ve sabırlarından dolayı attığım her adımda cesaret ve motivasyon sağlayan, yüksek lisans sürecimin en büyük destekçisi eşim Aydan Özdemir'e ve enerji kaynağım oğlum Ahmet Caner'e her zaman yanımda oldukları ve manevi desteklerini esirgemedikleri için teşekkür ederim.

Elbette ki tarif edilemeyecek ve asla ödenemeyecek emekleri adına değerli aileme sevgi ve saygılarımı sunarım.

Yusuf Özgün ÖZDEMİR

...../...../2022

ÖZET

PALETLİ ARAÇ TAŞIYICI TEKERLERİ İÇİN TİTREŞİM ANALİZİ

Paletli bir araca etki eden motor, palet, cer dişlisi, taşıyıcı teker gibi çok sayıda titreşim kaynağından biri olan taşıyıcı tekerlerden kaynaklanan titreşimin en aza indirgenmesi; araç içerisinde bulunan personelin konforu ve sağlığı, mekanik ve elektronik malzemeler ile bunlara ait bağlantıların; hasar, arıza oranı veya hızlı yorulmalarının azaltılması; muharip askeri paletli araçlar için ise özellikle atış kontrolü ve atış sıhhati açısından büyük önem arz etmektedir. Ancak günümüzde basit yapıları, düşük arıza oranları ve düşük maliyetleri nedeniyle yaygın olarak kullanılmaya devam eden pasif süspansiyon sistemlerinde enerji depolama özelliği olmadığından bu sistemlerde taşıyıcı tekerlerin hareketinin kontrolünün yapılması mümkün olamamaktadır. Bu nedenle pasif süspansiyon sistemi kullanılan araçlarda bulunan taşıyıcı tekerlerin malzemesi ve tasarımı, taşıyıcı tekerler nedeniyle araç üzerinde oluşan titreşimin azaltılması açısından daha da önemli olmaktadır. Bunun yanı sıra sistemlerin daha ucuza mal edilmesi, ağırlığının azaltılması, ömrünün uzatılması gibi pek çok nedenden dolayı da iyileştirilmesi amacıyla tasarım ve malzeme değişikliklerine ihtiyaç duyulabilmektedir. Uygulanacak tasarım ve malzeme değişiklikleri sonucunda araç üstü veri toplanması ve bu verilerin analizi yapılarak tasarımın optimize edilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada alüminyum taşıyıcı tekerler ve tasarımı gerçekleştirilerek bilgisayar destekli simülasyon programlarında analizleri yapılmış, prototipleri üretilmiş çelik taşıyıcı tekerler kullanılarak, çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerler nedeniyle araç üzerinde oluşan gerçek titreşim verilerinin karşılaştırılması amacıyla araca etki eden diğer titreşim kaynakları olabildiğince sabit tutularak değişik hız ve yol parametrelerinde araç üstü veri toplama sistemi ile tek ve üç eksenli ivme ölçerler kullanılarak veri toplaması gerçekleştirilmiş, bu veriler işlenerek farklı hız ve yol parametrelerinde test sonuçları değerlendirilmiştir. Çalışma ile her iki taşıyıcı tekerin titreşim genlikleri ve karakteristiklerinin birbirine çok yakın olduğu ve birbirlerinin yerine kullanılmalarının personel, ekipman ve diğer hususlar yönünden uygun olduğu değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Taşıyıcı Teker, Paletli Araç, Titreşim Analizi.

ABSTRACT

VIBRATION ANALYSIS FOR TRACKED VEHICLE ROADWHEELS

Minimizing the vibration caused by roadwheels, which is one of the many vibration sources such as engine, track, sprocket, roadwheels acting on a tracked vehicle; the comfort and health of the crew in the vehicle, the connections of electronic and mechanical parts; reduction of damage, failure rate or rapid fatigue; for combat military tracked vehicles, it is of great importance especially in terms of fire control and fire safety. However passive suspension systems, which are widely used today due to their simple structures, low failure rates and low costs, don't have the energy storage feature, and it is not possible to control the movement of roadwheels in these systems. For this reason, the material and design of the roadwheels in vehicles using the passive suspension system become even more important in terms of reducing the vibration on the vehicle due to the roadwheels. In addition, there may be a need for design and material changes in order to improve the systems due to many reasons such as cheaper cost, reduction in weight, and prolongation of life. As a result of the design and material changes to be applied, on-vehicle data should be collected and the design should be optimized by analysing these data. In this study, data collection was carried out using the data acquisition system and single and triaxial accelerometers, and these data were processed and the test results were evaluated at different speed and road parameters by using aluminum roadwheels, and steel roadwheels whose prototypes were produced by analysing in computer aided simulation programs, in order to compare the actual vibration data on the vehicle due to steel and aluminum roadwheels, other vibration sources affecting the vehicle were kept as constant as possible and on the vehicle at different speed and road parameters. With the study, the vibration amplitudes and characteristics of both roadwheels are very close to each other and they are used interchangeably. It was considered to be suitable in terms of equipment and other aspects.

Key Words: Roadwheels, Tracked Vehicle, Vibration Analysis.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖN SÖZ.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ VE KAVRAMLAR	2
2.1. Literatürün Değerlendirilmesi	2
2.2. Tezin Kapsam ve Amaçları.....	3
2.3. Süspansiyon Sistemleri.....	4
2.3.1. Pasif Süspansiyon Sistemleri.....	4
2.3.2. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri	4
2.3.3. Aktif Süspansiyon Sistemleri	5
2.4. Araca Etki Eden Süspansiyon Kaynaklı Titreşimler	5
2.4.1. Palet Kaynaklı Titreşimler.....	5
2.4.2. Taşıyıcı Teker Kaynaklı Titreşimler	6
2.4.3. Cer Dişlisi Kaynaklı Titreşimler	6
2.4.4. Gergi Teker Kaynaklı Titreşimler	7
2.5. Titreşim Kavramı	7
2.5.1. Titreşim Tanımı	7
2.5.2. Mekanik Titreşimler	7
2.5.2.1. Kararlı Titreşim	8

2.5.2.2. Rastlantısal Titreşim	8
2.5.3. Titreşim Analizi.....	9
2.6. Welch Metodu	10
3. MATERYAL VE METOT	11
3.1. Taşıyıcı Tekerler	11
3.1.1. Taşıyıcı Tekerlere Etkiyen Kuvvetler	11
3.1.2. Çelik Taşıyıcı Tekerler	12
3.1.3. Alüminyum Taşıyıcı Tekerler	15
3.2. Testlerin Uygulanması	16
3.2.1. Veri Alınan Noktalar	17
3.2.2. Test Parkurları ve Test Hızları.....	19
3.3. Test Verilerinin İşlenmesi	20
4. TEST SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	24
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	62
KAYNAKÇA	64

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 3.1. Kullanılan ivmeölçerlerin teknik özellikleri	17
Tablo 3.2. Veri alınan noktalar	18
Tablo 3.3. Test parkurları ve test hızları.....	19



ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 2.1. Pasif süspansiyon sistemi.....	4
Şekil 2.2. Paletli araç süspansiyon sistemi.....	5
Şekil 2.3. Taşıyıcı teker üzerinde titreşim oluşumu.....	6
Şekil 2.4. Tek serbestlik derecesindeki mekanik sistem.....	8
Şekil 3.1. Taşıyıcı Teker Üzerine Gelen Çarpma Kuvveti Bileşenleri	12
Şekil 3.2. Takviye çemberi üzerindeki gerilme dağılımı	13
Şekil 3.3. Taşıyıcı teker üzerindeki gerilme dağılımı	13
Şekil 3.4. Sonlu elemanlar yöntemiyle tasarımı ve analizi yapılan çelik ring takviyeli taşıyıcı teker.....	15
Şekil 3.5. Alüminyum taşıyıcı teker.....	15
Şekil 3.6. 1 adet üç eksenli ivmeölçer şoförün yanında, gövde zemini üzerinde	18
Şekil 3.7. 1 adet üç eksenli ivmeölçer araç tavanı üzerinde.....	18
Şekil 3.8. 1 adet tek eksenli ivmeölçer sağ taraftaki üçüncü askı koluna	19
Şekil 3.9. 1 adet tek eksenli ivmeölçer sol taraftaki üçüncü askı koluna.....	19
Şekil 3.10. Test parkurları.....	20
Şekil 3.11. APG asfalt parkur	20
Şekil 3.12. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker SoMat-Infield Programı ivme zaman grafiği.....	21
Şekil 3.13. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker ivme zaman grafiği	21
Şekil 3.14. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker PSD grafiği.....	22
Şekil 3.15. Tasarlanan alçak geçiren filtre	22
Şekil 3.16. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker filtrelenmiş ivme zaman grafiği	23
Şekil 3.17. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker filtrelenmiş veri PSD grafiği	23

Şekil 4.1. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z eksen)	24
Şekil 4.2. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z eksen)	25
Şekil 4.3. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z eksen)	25
Şekil 4.4. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z eksen)	26
Şekil 4.5. Düz Asfalt Parkur Sağ Taşıyıcı Teker z eksen RMS grafiği	26
Şekil 4.6. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z eksen).....	27
Şekil 4.7. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z eksen).....	27
Şekil 4.8. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z eksen).....	28
Şekil 4.9. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z eksen).....	28
Şekil 4.10. Düz Asfalt Parkur Sol Taşıyıcı Teker z eksen RMS grafiği.....	29
Şekil 4.11. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri tavan (x eksen)	30
Şekil 4.12. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri tavan (x eksen)	30
Şekil 4.13. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri tavan (x eksen)	31
Şekil 4.14. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Tavan (x eksen)	31
Şekil 4.15. Düz Asfalt Parkur Tavan x eksen RMS grafiği	32
Şekil 4.16. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)	33
Şekil 4.17. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)	33
Şekil 4.18. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)	34
Şekil 4.19. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)	34
Şekil 4.20. Düz Asfalt Parkur Tavan y eksen RMS grafiği	35
Şekil 4.21. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)	35
Şekil 4.22. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)	36
Şekil 4.23. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)	36
Şekil 4.24. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)	37
Şekil 4.25. Düz Asfalt Parkur Tavan z eksen RMS grafiği	37
Şekil 4.26. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (x eksen)	38

Şekil 4.27. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (x ekseni)	38
Şekil 4.28. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Gövde (x ekseni)	39
Şekil 4.29. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Gövde (x ekseni)	39
Şekil 4.30. Düz Asfalt Parkur Gövde x ekseni RMS grafiği	40
Şekil 4.31. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (y ekseni)	41
Şekil 4.32. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (y ekseni)	41
Şekil 4.33. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Gövde (y ekseni)	42
Şekil 4.34. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Gövde (y ekseni)	42
Şekil 4.35. Düz Asfalt Parkur Gövde y ekseni RMS grafiği	43
Şekil 4.36. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (z ekseni).....	44
Şekil 4.37. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (z ekseni).....	44
Şekil 4.38. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Gövde (z ekseni).....	45
Şekil 4.39. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Gövde (z ekseni).....	45
Şekil 4.40. Düz Asfalt Parkur Gövde z ekseni RMS grafiği.....	46
Şekil 4.41. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z ekseni).....	47
Şekil 4.42. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z ekseni).....	47
Şekil 4.43. APG Asfalt Parkur Sağ Taşıyıcı Teker z ekseni RMS grafiği.....	48
Şekil 4.44. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z ekseni)	48
Şekil 4.45. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z ekseni)	49
Şekil 4.46. APG Asfalt Parkur Sol Taşıyıcı Teker z ekseni RMS grafiği	49
Şekil 4.47. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (x ekseni).....	50
Şekil 4.48. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (x ekseni).....	50
Şekil 4.49. APG Asfalt Parkur Tavan x ekseni RMS grafiği.....	51
Şekil 4.50. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (y ekseni).....	51
Şekil 4.51. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (y ekseni).....	52
Şekil 4.52. APG Asfalt Parkur Tavan y ekseni RMS grafiği.....	52

Şekil 4.53. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)	53
Şekil 4.54. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)	53
Şekil 4.55. APG Asfalt Parkur Tavan z eksen RMS grafiği	54
Şekil 4.56. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (x eksen)	54
Şekil 4.57. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (x eksen)	55
Şekil 4.58. APG Asfalt Parkur Gövde x eksen RMS grafiği	55
Şekil 4.59. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (y eksen)	56
Şekil 4.60. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (y eksen)	56
Şekil 4.61. APG Asfalt Parkur Gövde y eksen RMS grafiği	57
Şekil 4.62. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (z eksen)	57
Şekil 4.63. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (z eksen)	58
Şekil 4.64. APG Asfalt Parkur Gövde z eksen RMS grafiği	58

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

Simgeler

m	: Kütle
c	: Sönümleme katsayısı
k	: Süspansiyon yayı katsayısı
$F(t)$	: Tahrik fonksiyonu
$y(t)$	: Sistemin yer değiştirme cevabı
F_e	: Çarpma kuvveti
$^{\circ}\text{C}$	: Santigrat derece
K	: Cer dişlisi ve palet padı arasındaki yay katsayısı
v_1	: Palet padı düşey hızı
Ω	: Ohm
η_{tt}	: Taşıyıcı teker emniyet katsayısı
η_{tc}	: Takviye çemberi emniyet katsayısı

Kısaltmalar

PSD	: Power Spectral Density (Güç Spektral Yoğunluğu)
RMS	: Root Mean Square (Karelerin Ortalamasının Karekökü)
APG	: Aberdeen Proving Ground (Stabilizasyon Test Parkuru)
Km	: Kilometre
mA	: Miliamper
V	: Volt
dB	: Desibel
ITOP	: International Test Operations Procedure (Uluslararası Test Uygulamaları Prosedürü)
GPa	: Giga Pascal
MPa	: Mega Pascal

1. GİRİŞ

Paletli bir araçta motor, palet, cer dişlisi, taşıyıcı teker gibi çok miktarda titreşim kaynağı vardır. Bu titreşimin azaltılması araç içerisinde bulunan personelin konforu ve sağlığı, mekanik ve elektronik malzemeler ile bunlara ait bağlantıların; hasar, arıza oranı veya hızlı yorulmalarının azaltılması; askeri paletli araçlar için ise özellikle atış kontrolü ve atış sıhhati açısından önemlidir (Hung vd., 2011:68).

Paletli bir aracı oluşturan sistemlerin daha ucuza mal edilmesi, ağırlığının azaltılması, ömrünün uzatılması gibi pek çok nedenden dolayı; iyileştirilmesi amacıyla tasarım ve malzeme değişiklikleri gerekebilmektedir. Bu değişikliklerden kaynaklı titreşimlerin mevcut personel ve ekipman sağlığını olumsuz etkilememesi de önemli bir tasarım doğrulama kriteridir (DoD, 1993:7-2).

Paletli araçlardaki titreşim kaynaklarından en önemlisi olan süspansiyon sistemleri ile ilgili olarak günümüzde basit yapıları nedeniyle düşük arıza oranına ve düşük maliyete sahip pasif süspansiyon sistemleri yaygın olarak kullanılmaya devam etmektedir. Ancak enerji depolama özelliği olmayan bu sistemlerde taşıyıcı tekerlerin hareketinin kontrolünün yapılması mümkün değildir. Bu nedenle pasif süspansiyon sistemi kullanılan araçlarda bulunan taşıyıcı tekerlerin malzemesi ve tasarımı, taşıyıcı tekerler nedeniyle araç üzerinde oluşan titreşimin azaltılması açısından daha da önemli olmaktadır (Hartka, 1998:25).

Bu çalışmada, tasarımı gerçekleştirilmiş ve bilgisayar destekli simülasyon programlarında analizleri yapılarak prototipleri üretilmiş çelik taşıyıcı tekerler ve alüminyum taşıyıcı tekerler kullanılarak, çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerler nedeniyle araç üzerinde oluşan gerçek titreşim verilerinin karşılaştırılması amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda, araca etki eden diğer titreşim kaynakları olabildiğince sabit tutularak, değişik hız ve yol parametrelerinde araç üstü veri toplama sistemi ile tek ve üç eksenli ivmeölçerler kullanılarak veri toplaması gerçekleştirilmiştir. Bu veriler işlenerek her bir hız ve yol değerinde test sonuçları değerlendirilmiştir.

2. LİTERATÜR ÖZETİ VE KAVRAMLAR

2.1. Literatürün Değerlendirilmesi

Literatürde lastik tekerlekli araçların süspansiyon sistemleri ile ilgili pek çok çalışma bulunmasına rağmen paletli araç süspansiyon sistemleri ile ilgili yapılmış az sayıdaki çalışmaların bazılarında aşağıda bahsedilmiştir. Buna göre; paletli araçların kullanılmasının avantaj ve dezavantajları, yürüyüş aksamalarının geliştirilmesi amacıyla zaman içerisinde yapılan çalışmalar, analiz ve simulasyon programlarının oluşturulması, süspansiyon sistemlerinin kontrol edilebilmesi amacıyla yapılan çalışmalar, tasarımı tamamlanarak bilgisayar destekli simulasyon programları ile analizleri gerçekleştirilen sistemlerin gerçek koşullarda test edilerek toplanan verilerle analizlerinin karşılaştırılması amacıyla yapılan çalışmalar incelenmiştir.

Cleare (1971) palet kullanımı ile birlikte zeminle temas yüzeyi artacağından paletin toprağa gömüleceği bu nedenle manevra kabiliyetinin azalacağı, hareket için güç ihtiyacının artacağı, paletlerin birleşim noktalarında aşınmaların olacağı, ancak aracın kütlesi arttıkça palet kullanımının daha avantajlı olacağını savunmuştur. Bu kapsamda bir tankın değişik hız ve yol durumlarında her bir taşıyıcı tekerinin yere yaptığı basıncı gösteren bir tablo oluşturarak aracın ağırlık merkezinin hareket ile nasıl kaydığını göstermiştir.

Wong (2001) değişik yol parametrelerinde paletli bir aracın taşıyıcı tekerlerinin palet baklalarına yaptığı basıncı ölçerek tasarım girdilerinin aracın genel performansına etkisini analiz edebilen bir simülasyon programı (NTVPM-85) geliştirmiştir.

Choi ve diğerleri (2001) aracın düşey yöndeki hızını ve taşıyıcı tekerlerinin açılma hızını değişken olarak kabul ettikleri kontrol sistemi ile paletli bir araç üzerinde titreşim kontrolü üzerine çalışmalar gerçekleştirmiş bu kapsamda değişik yol parametrelerinde bilgisayar simülasyonları ile titreşimi azaltmak amacıyla kontrol performansları değerlendirilmiştir. Kontrolcü olan ve olmayan durumlarda yapılan simülasyonlar karşılaştırıldığında araca etki eden dikey ivme ve kafa vurma hareketi ivmesinin kontrolcü kullanılan durumda ciddi oranda düştüğü gözlemlenmiştir.

Zheng-Dong (2002) paletli araçların dinamik simülasyonlarını gerçekleştirmeyi amaçladığı bir matematiksel modeli oluşturabilmek için palet, taşıyıcı teker ve yol durumu arasındaki bağlantıları kullanmıştır.

Yamakawa ve Watanabe (2004) iki farklı araç hızında dikey ivme ve kafa vurma hareketlerinin değişim hızını karşılaştırmak için yaptıkları analizlerde; oluşturdukları

matematiksel model ile simülasyon ve gerçek koşulları kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde gerçek durum ile matematiksel modelin verilerinin yakın karakteristikte olmalarına karşın sayısal olarak farklılıklar içerdiği bunun sebebinin de gerçek durumda süspansiyonun çalışmasına bazı noktalarda palet tarafından engel oluşturulması olduğu sonucuna varmışlardır.

Choi ve diğerleri (2005) modelledikleri kontrol edilebilir süspansiyon sistemini kullanarak tasarladıkları kontrol sistemini istenmeyen ivmeleri filtreleyerek optimum hale getirmişler ve paletli bir araçta dikey yöndeki ivmenin değişimini zaman ve frekansa bağlı olarak hesaplamışlardır.

2.2. Tezin Kapsam ve Amaçları

Bilgisayar destekli simülasyonlar sonucu yapılan hesaplamalar sadece geometrik bir karşılaştırmadan ibaret olup, metal şekillendirme sırasında oluşabilecek gerilmelerin bu çalışmaya olumlu ya da olumsuz hangi yönde katkı yapacağı önceden deneysel bir çalışma olmaksızın tahmin edilemediğinden, bu çalışmalar sonrasında mutlaka deneysel bir çalışma ile bu hesaplamaların doğrulanması gereklidir.

Yapılan çalışmada;

Paletli araçlarla ilgili yapılmış daha önceki çalışmalar incelenmiş ve bu kapsamda;

Alüminyum taşıyıcı tekerlerin paletli bir araç üzerine montajı yapılarak 10, 20, 30, 40 km/saat hızlarda düz asfalt parkurda; 10 ve 20 km/saat hızlarda APG asfalt parkurda araç üstü veri toplaması gerçekleştirilmiş, bu veriler işlenerek her bir hız ve yol durumunda ivme-zaman, PSD ve RMS grafikleri oluşturulmuştur.

Aynı paletli araç üzerinde diğer ortam şartları olabildiğince sabit tutularak bilgisayar destekli simülasyon programlarında analizleri yapılarak tasarım ve prototip imalatı gerçekleştirilen çelik taşıyıcı tekerlerin, montajı gerçekleştirilmiş, 10, 20, 30, 40 km/saat hızlarda düz asfalt parkurda; 10 ve 20 km/saat hızlarda APG asfalt parkurda araç üstü veri toplaması gerçekleştirilmiş, bu veriler işlenerek her bir hız ve yol durumunda ivme-zaman, PSD ve RMS grafikleri oluşturulmuştur.

Elde edilen veriler karşılaştırılarak; gerçek ortam şartlarında her iki malzemeden üretilmiş taşıyıcı tekerlerin birbirlerinin yerine kullanılabilir olduğu doğrulanarak, çelik taşıyıcı tekerin tasarımı optimize edilmeye çalışılmıştır.

2.3. Süspansiyon Sistemleri

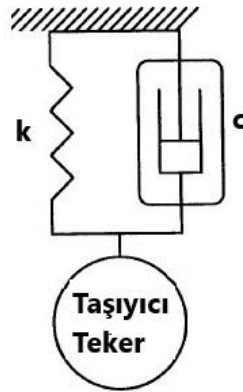
2.3.1. Pasif Süspansiyon Sistemleri

Günümüzde basit yapıları nedeniyle arıza oranlarının ve maliyetlerinin düşüklüğü bu sistemlerin çok yaygın bir kullanım alanı bulmasını sağlamıştır. Ancak yapısında enerji depolayan veya uygulayan herhangi bir eleman bulunmaması, bu tip süspansiyon sistemlerinde özellikle yüksek hız gerektiren durumlarda ve bozuk arazi koşullarında titreşimin yoğun bir şekilde oluşmasına neden olmaktadır. Bu nedenle pasif süspansiyon sistemlerinin kullanıldığı araçlarda oluşan titreşimin etkilerini en aza indirebilmek için malzeme seçimi ve tasarım daha da önemli hale gelmektedir (Hartka, 1998: 25).

Şekil 2.1.'de pasif süspansiyon sisteminin basit bir modeli gösterilmektedir. Burada;

k: Süspansiyon yayı katsayısı

c: Sönümleyici katsayısıdır.



Şekil 2.1. Pasif süspansiyon sistemi

Kaynak: (Hartka, 1998: 27)

2.3.2. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemlerinin dezavantajlarından olan enerji depolanamama ve uygulanamama nedeniyle kontrol edilemezlik yarı aktif süspansiyon sistemlerinde düşük enerji tüketimine sahip kontrolörler vasıtasıyla çözüme kavuşturulmuştur.

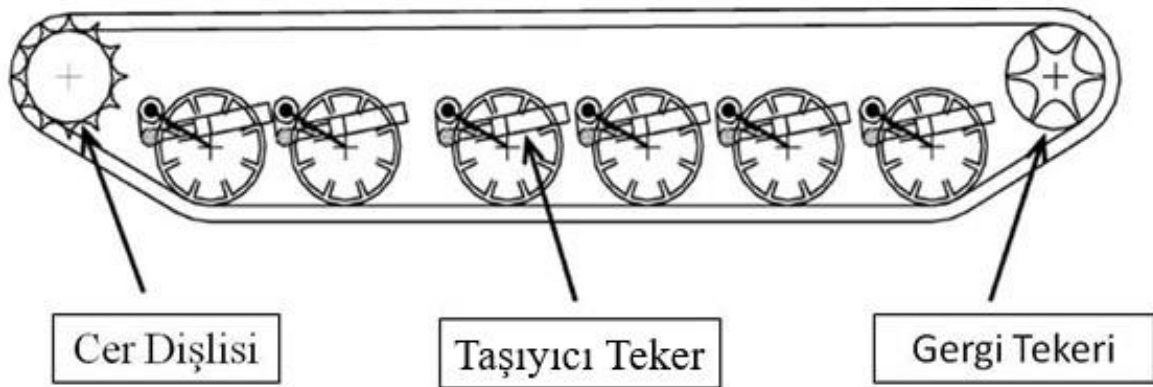
Bu sistemlerde kontrolcü tarafından genelde sönümleyici elemana değişen yol durumlarına göre uygulanan harici güçle sönümleyici katsayısı değiştirilmekte ve titreşimi en aza indirecek şekilde kontrol edilmektedir (Hartka, 1998: 28).

2.3.3. Aktif Süspansiyon Sistemleri

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinin daha gelişmiş versiyonu kabul bu sistemlerde değişik yol durumlarına göre enerji depolanabilmekte ve yine değişen yol durumlarına göre depolanan enerji kullanılabilmektedir. Bunun için yarı aktif sistemlerdeki yay ve sönümleme elemanının yanı sıra servo mekanizmaları da kullanılmakta ve bu durum maliyet ve sistem karmaşıklığını yüksek oranlarda arttırmaktadır. Servo elemanının uyguladığı kuvvetle titreşimi sönümlemeye çalışan sistemler için enerji ihtiyacı da çok yüksek seviyelere çıkmaktadır. Sistem karmaşıklığı dolayısıyla arıza oranı ve arıza giderilme sürelerinin artma ihtimali, yüksek maliyet ve enerji ihtiyacı gibi sebeplerle henüz çok yaygın kullanım alanları oluşmamakla birlikte geliştirilme amacı olan Formula 1 araçlarında değişik tipleriyle kullanılmaya devam etmektedir (Hartka, 1998: 34).

2.4. Araca Etki Eden Süspansiyon Kaynaklı Titreşimler

Paletli bir araca etki eden titreşimlerin en önemli kaynağı olan süspansiyon sisteminin temel yapısı Şekil.2.2.'de gösterildiği gibidir. Şekilde görülen cer dişlisi vasıtası ile aracın güç grubundan gelen hareket palet sistemine aktarılmaktadır. Palet sisteminin gerginliğinin ayarlanması amacıyla kullanılan ve araç gövdesine bağlı durumdaki gergi tekeri ve yine cer kovanı ve hızazaltan vasıtasıyla araç gövdesine bağlantısı bulunan cer dişlisinin arasında hareket eden palet sistemi taşıyıcı tekerlerle de sürekli temas halindedir.



Şekil 2.2. Paletli araç süspansiyon sistemi

2.4.1. Palet Kaynaklı Titreşimler

Palet sarmalı, süspansiyon sistemini oluşturan tüm elemanlarla birebir temas halinde olmasından dolayı; cer dişlisi ve gergi tekerinin etrafında dönüşü esnasında oluşan kordal hareket nedeni vuruşlardan, zeminden gelen darbe etkisinden, taşıyıcı tekerlerin palet

baklalarının arasından geçişi sırasındaki titreşimlerden etkilenmekte ve süspansiyon sisteminde oluşan titreşimin ana kaynağı olmaktadır (DoD, 1993: 4-3).

Palet kaynaklı titreşimlerin en büyük nedenini ise kordal harekete neden olan ve (2.1) denklemi ile hesaplanan kuvvet kaynaklı olarak oluşan titreşimler meydana getirmektedir.

$$F_e = \sqrt{mKv_1^2} \quad (2.1)$$

m = Palet padı kütlesi, kg

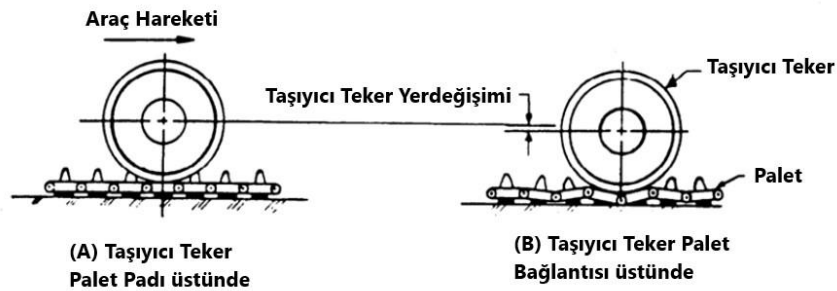
F_e = Çarpma kuvveti, N

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

v_1 = Palet padı düşey hızı, m/s

2.4.2. Taşıyıcı Teker Kaynaklı Titreşimler

Taşıyıcı tekerler palet sarmalı ile sürekli temas halindedir. Palet baklalarının taşıyıcı tekerlere temas eden iç yüzeyi ve taşıyıcı tekerlerin dış yüzeyi titreşimi azaltmaya yönelik olarak kauçuk kaplama olmasına rağmen, palet baklaları arasındaki boşluklar nedeniyle titreşim meydana gelmektedir. Bu titreşim, sert yüzeylerde çok daha yüksek olmakla beraber yumuşak yüzeylerde palet padlarının toprağa gömülmesi nedeniyle daha düşük olmaktadır. Taşıyıcı tekerlerde oluşan titreşim, taşıyıcı tekerlerin araca bağlı olduğu süspansiyon üniteleri üzerinden araç gövdesine iletilmektedir (DoD, 1998:4-6).



Şekil 2.3. Taşıyıcı teker üzerinde titreşim oluşumu

Kaynak: (DoD, 1993: 4-6)

2.4.3. Cer Dişlisi Kaynaklı Titreşimler

Cer dişlisi, palet ile doğrudan temas halinde olmasından dolayı oluşan titreşimi bağlı olduğu cer dişlisi kovanı ve hızazaltan üzerinden araç gövdesine iletmektedir.

2.4.4. Gergi Tekerı Kaynaklı Titreşimler

Gergi tekerı, palet ile teması sonucu oluşan kordal hareket nedeni ile titreşim oluştırmakta ve araç gövdesine bağlantılı olduğu mekanizma ile bu titreşimi araç gövdesine iletmektedir.

2.5. Titreşim Kavramı

Konuşabilmek için ses tellerinin titreşimi, duyabilmek için kulak zarının titreşimi insan hayatı için ne kadar önemli ve istenen bir durumsa mekanik sistemlerde titreşim bir o kadar istenmeyen bir kavramdır.

Günümüzde kullanılan mekanik sistemlerin daha hafif olması çabasıyla tasarım çalışmalarında hafif ve mukavemetli malzeme seçimleri, buna bağlı olarak kullanılan parçaların kesitlerinin küçülmesine ve daha elastik bir yapıya neden olmuştur.

Bu elastik yapı; sistemlerin zorlayıcı kuvvetler altında, yapılarının bozulmasına, malzeme yorulmalarına, daha kırılğan olmalarına dolayısıyla titreşime maruz kalmalarına neden olmaktadır.

Zorlayıcı kuvvetlerin titreşim frekanslarıyla bu kuvvetlere maruz kalan sistemlerin doğal frekanslarının çakışması durumunda oluşan rezonans titreşimleri özellikle motor, pompa, fan, kompresör gibi sistemlerin titreşim genlikleri için tahrip edici etkiler meydana getirmektedir. Bu tip istenmeyen durumlarla karşılaşmamak için tasarım aşamasında zorlayıcı kuvvetlerin frekans spektrumu incelenerek rezonans titreşimlerinin engellenmesi amacıyla titreşim analizleri gerçekleştirilmesi gerekmektedir (Emir, 2019: 15).

2.5.1. Titreşim Tanımı

Titreşim, bir sistemin denge konumunun etrafında yaptığı ve belli zaman aralıklarında tekrarlayan periyodik hareketleridir. Bu hareketlerin tekrarları arasında geçen zaman peryot, hareketin saniyedeki tekrar sayısı peryodun tersi olan frekans, denge konumuna göre yapılan en fazla yer değiştirme genlik kavramları ile adlandırılmaktadır (Kaya, 2018: 15).

Bir sistemi oluştıran potansiyel enerji depolayan elemanların ve kinetik enerji depolayan elemanların arasında enerji dönüşümü gerçekleşmesi ile birlikte sistemde titreşim oluşmaktadır.

2.5.2. Mekanik Titreşimler

şekil 2.4.'de gösterilen tek serbestlik derecesindeki mekanik sistemler için;

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = F(t) \quad (2.2)$$

m: kütle, kg

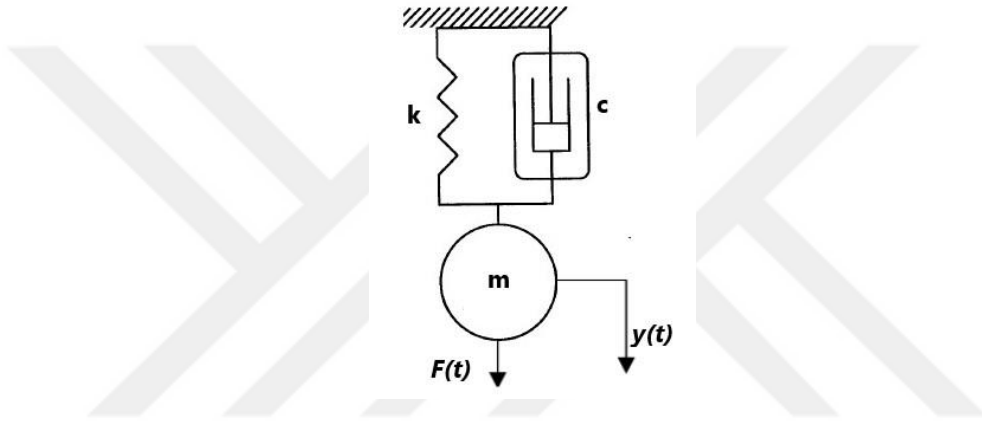
c: sönümleme katsayısı, Nsn/m

k: süspansiyon yayı katsayısı, N/m

F(t): Tahrik kuvveti, N

y(t): Sistemin yer değıştirme cevabı, m

(2.2) hareket denklemleri ile ifade edilen mekanik titreşimler çoklu sistemler için bu denklemler temel alınarak elde edilir.



Şekil 2.4. Tek serbestlik derecesindeki mekanik sistem

Mekanik titreşimler, kararlı (deterministik) veya rastlantısal titreşim olarak sınıflandırılabilir.

2.5.2.1. Kararlı Titreşim

Periyodik hareket yapan dönel makine elemanları gibi sistemlerde oluşturulan hareket denklemlerinde $F(t)$ tahrik fonksiyonu aynı şartlar altında her tekrarlanan test için yaklaşık aynı değerde elde edilebildiğinden bu sistemlerde kararlı titreşim varlığından söz edilebilmektedir.

2.5.2.2. Rastlantısal Titreşim

Bir mekanik sisteme ait oluşturulmuş hareket denklemlerinde $F(t)$ tahrik fonksiyonunun aynı şartlar altında her tekrarlanan test için yaklaşık aynı değerde elde edilemediği durumda bu titreşime rastlantısal titreşim adı verilir

Tahrik ve sistem cevapları için her yapılan test ve ölçümde farklı sonuçlar elde edilmesinden dolayı rastlantısal titreşim kavramında zaman düzleminde olasılık ve istatistik içeren oto korelasyon fonksiyonları kullanılmaktadır.

Tahrik frekansı ve rezonans frekansları arasındaki bağlantıların daha net görülebilmesine olanak sağlayan frekans düzlemine geçiş için Fourier dönüşümü kullanılarak rastlantısal titreşimin güç spektral yoğunluğu elde edilir.

Paletli araçlarda yürüyüş aksamının hareketi sonucu araç gövdesine iletilen rastlantısal titreşimin aracın hızına bağlı olarak değişmesinden dolayı araç üzerinden farklı hızlarda ivme verileri toplanarak toplanan bu verilerin Güç Spektral Yoğunlukları oluşturulmalıdır (Demirkaya, 2020: 17).

2.5.3. Titreşim Analizi

Sistemler üzerinde oluşan titreşimin tamamen yok edilmesi imkânsız olduğu kadar, çoğu zaman bu iş için harcanacak enerjiye değmeyecek kadar da gereksizdir. Mühendislik çözümleri üretilirken sistem üzerindeki titreşimlerin mümkün olan en az seviyeye indirilmesi amacıyla sistemi oluşturan elemanlardan başlayan öncelikle parça bazında sonrasında ise sistem bazında titreşim analizleri yapılarak, sisteme etkiyen titreşimin optimum hale getirilmesi amaçlanır.

Bu kapsamda sistemin genel özelliklerinin belirlenebilmesi amacıyla ilk önce sistemi oluşturan parçaların ağırlık, kullanım amacı, boyutları, çalışma prensipleri v.b. özelliklerinin belirlendiği fiziki modeli oluşturularak sistemi oluşturan bütün elemanların özelliklerinin detaylı bir şekilde oluşturulacağı matematik modelin temeli kurgulanmış olur.

Matematik model, sisteme etkiyen bütün dış tahrik kuvvetlerini, sistemi oluşturan parçaların birbirine etkilerinin oluşturduğu kuvvetleri, parçaların doğal titreşimlerini içeren diferansiyel denklemlerin oluşturulması için kullanılır.

Sistem cevabı, sistemin diferansiyel denklemlerinin zaman düzleminde ya da sistemin karmaşıklığına bağlı olarak genelde frekans düzleminde çözülmesi ile oluşturulan hareket denklemleri kullanılarak elde edilmektedir (Kaya, 2008: 22).

Yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen değerler, öngörülemeyen imalat kaynaklı etkenler, dış ortam etkilerinin değişkenlik göstermesi gibi nedenlerle gerçek ortam şartlarında oluşan değerlerle farklılıklar içerebilmektedir.

Bu nedenlerden dolayı prototipi üretilen sistem üzerinden gerçek ortam şartlarında veri toplaması gerçekleştirilerek sisteme etki eden gerçek titreşim verileri elde edilmesi, bu verilerin analizlerinin gerçekleştirilerek PSD grafiklerinin oluşturulması ile tasarımın optimize edilmesi gerekmektedir.

2.6. Welch Metodu

Fourier dönüşümü tabanlı periyodogram yönteminin kullanılması ile zaman düzlemindeki sinyaller 2 ve üssü olacak şekilde çerçevelere bölünerek frekans bileşenlerinin PSD grafikleri elde edilmektedir.

Welch metodu, periyodogram yönteminin geliştirilmesi ile sinyallerin üst üste bindirilen bölümlere ayrılarak, her bölümün ayrı ayrı işlenerek sinyalin düzeltilmesi mantığına dayanan üst üste binmiş her bölüm için oluşturulmuş periyodogramların ortalamasının alındığı bir metot olup, değişik frekanslarda ve öngörülemeyen çok sayıda bileşeni olan sinyallerin PSD grafiklerinin oluşturulmasında klasik periyodogram yöntemine göre daha doğru sonuç vermektedir (Proakis, 1996).

3. MATERYAL VE METOT

3.1. Taşıyıcı Tekerler

Paletli araçların çeşitli parçalarında kullanılan emniyet katsayılarının 1.2 ile 2 değerleri arasında değiştiği görülmektedir. Ancak; genel yapılarda emniyet katsayısının 1.5 alınabileceği, dolayısıyla taşıyıcı teker tasarımlarında minimum emniyet katsayısının 1,5 değerine göre hesaplanmasının uygun bir yaklaşım tarzı olacağı değerlendirilmiştir (USAMC, 1971:4.6).

Bununla birlikte tasarımda geometrinin optimal ölçülerde olması kesit artışının en aza indirilmesi de taşıyıcı teker ağırlığının azaltılması bakımından önemli bir tasarım kriteri olarak karşımıza çıkmaktadır.

Ayrıca taşıyıcı tekerler, çalışma şartlarında karşılaşılabileceği yüklemekten dolayı plastik deformasyonlarla şekil değiştirebileceğinden tasarımın uygun malzeme seçimi ile tamamlanması gerekmektedir.

3.1.1. Taşıyıcı Tekerlere Etkiyen Kuvvetler

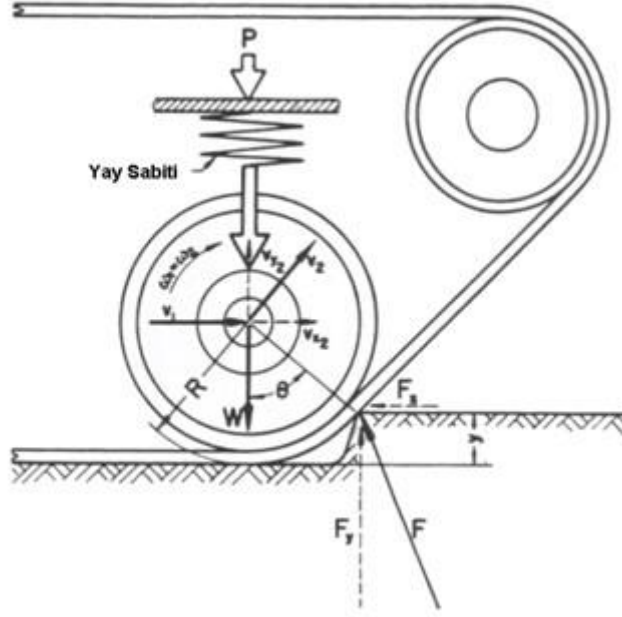
Paletli bir aracın arazide seyir halindeyken taşıyıcı tekerleri üzerine gelen çarpma kuvvetleri incelendiğinde; araç üzerindeki 1 numaralı taşıyıcı tekerin, karşısına çıkan bir engele çarpması durumunda ortaya çıkan kuvvet bileşenleri Şekil 3.1 'de gösterilmiştir. Buna göre taşıyıcı teker üzerinde oluşan kuvvetler:

$$F_x = \frac{Mv_1^2(\cos\theta - 1)}{R\theta} \quad (3.1)$$

$$F_y = \frac{Mv_1^2(\sin\theta)}{R\theta} + P + W + k_y \quad (3.2)$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (3.3)$$

şeklindedir.



Şekil 3.1. Taşıyıcı Teker Üzerine Gelen Çarpma Kuvveti Bileşenleri

Kaynak: (USAMC, 1971:4)

Burada ;

M : Araç kütlesi, kg

v_1 : Araç hızı, m/sn

P : Taşıyıcı teker üzerindeki statik yük, N

W : Taşıyıcı teker grubunun kütlesi, N

k_y : Süspansiyon sistemi tarafından oluşan yay kuvvetleri, N

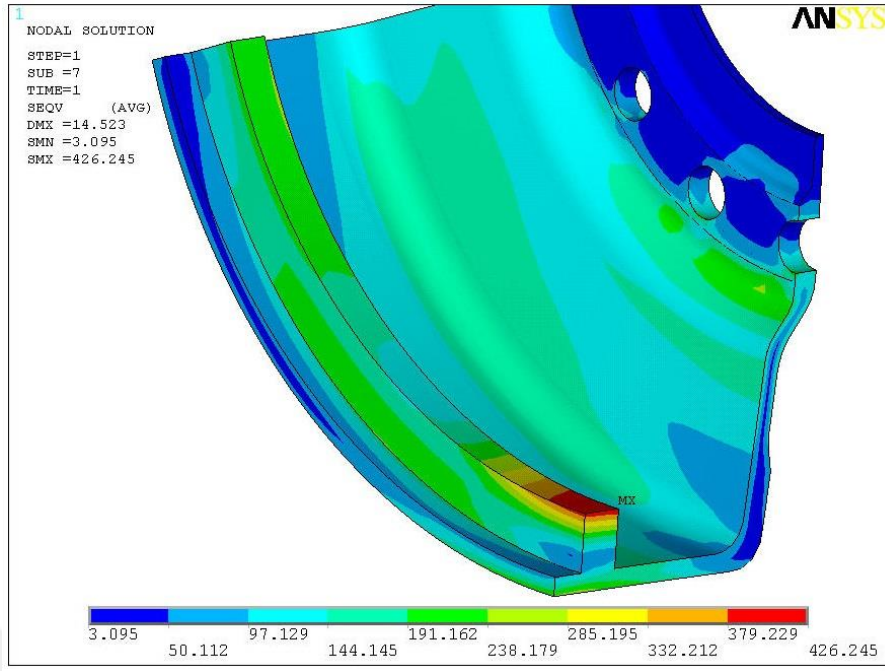
R : Yuvarlanma yarıçapı, m

y : Engel yüksekliği, m

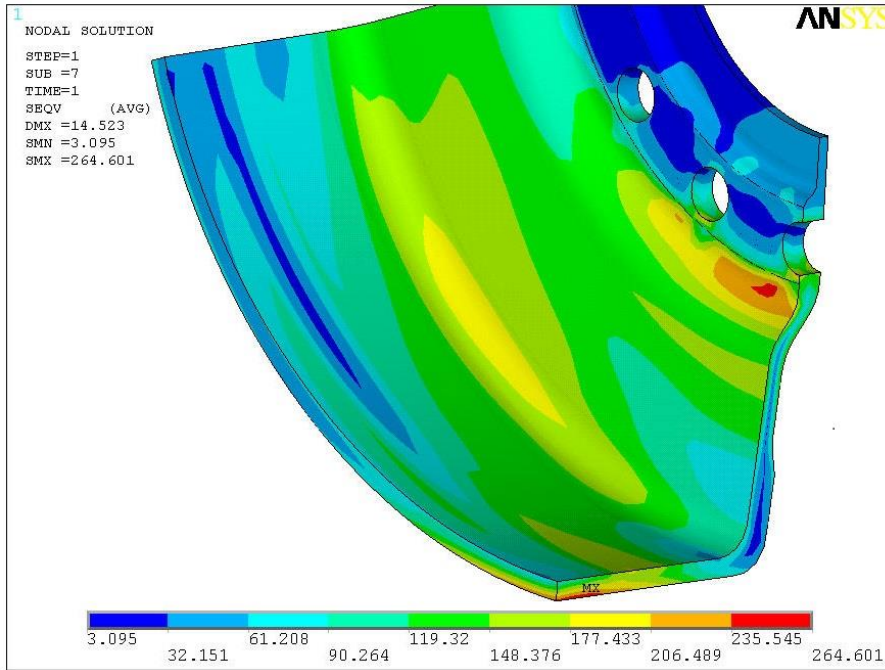
temsil etmektedir.

3.1.2. Çelik Taşıyıcı Tekerler

Bu proje kapsamında kullanılan paletli araç gereksinimleri doğrultusunda taşıyıcı tekerlere etkiyen bileşke kuvvet $F = 200$ kN olacak şekilde oluşturulan sonlu elemanlar modelinde eşdeğer gerilme dağılımları aşağıdaki gibi olmuştur.



Şekil 3.2. Takviye çemberi üzerindeki gerilme dağılımı



Şekil 3.3. Taşıyıcı teker üzerindeki gerilme dağılımı

Sonlu elemanlar analizinde oluşturulan modele göre;

Takviye çemberi üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı 426Mpa dır.

Taşıyıcı teker üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı 265Mpa dır.

Taşıyıcı teker ve takviye çemberi için emniyet katsayıları;

$$\eta_{tt} = \frac{Akma\ Dayanımı}{Maksimum\ Gerilme} \geq 1.5 \quad (3.4)$$

$$\eta_{t\zeta} = \frac{Akma\ Dayanımı}{Maksimum\ Gerilme} \geq 1.5 \quad (3.5)$$

Bu durumda seçilecek olan malzemenin akma dayanımları

Taşıyıcı teker malzemesi için minimum $1.5 \cdot 265 = 398$ MPa olmalıdır.

Takviye çemberi malzemesi için minimum $1.5 \cdot 426 = 639$ MPa olmalıdır.

3957 nolu çelik malzemenin akma dayanımı 420 MPa 'dır. Bu malzeme jant üretiminde kullanılan bir malzeme olduğundan taşıyıcı teker için 3957 nolu malzemenin seçilmesi durumunda emniyet katsayısı;

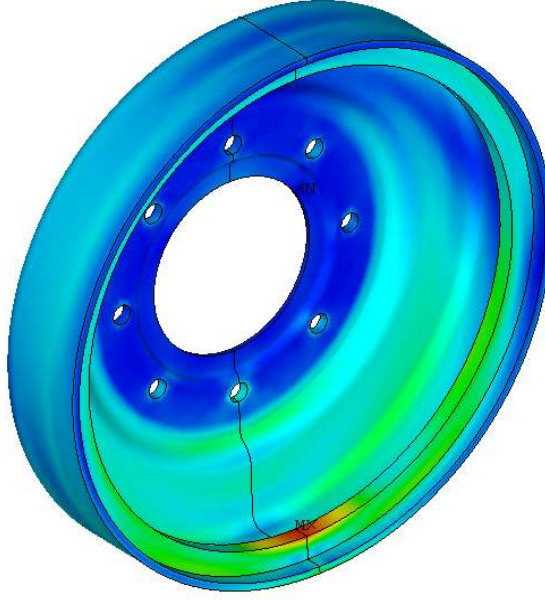
$$\eta_{pt} = \frac{Akma\ Dayanımı}{Maksimum\ Gerilme} = \frac{420}{265} \cong 1.58 \quad (3.6)$$

Takviye çemberi malzemesi olarak da akma dayanımı 675 Mpa olan 8620 nolu çelik malzemenin seçilmesi durumunda emniyet katsayısı;

$$\eta_{t\zeta} = \frac{Akma\ Dayanımı}{Maksimum\ Gerilme} = \frac{675}{426} \cong 1.58 \quad (3.7)$$

olacaktır.

Bu kapsamda; çelik taşıyıcı tekerlerin tasarımında emniyet katsayısı en az 1.5 olacak şekilde hesaplamalar yapılarak takviye çemberi kullanılması uygun görülmüş derin çekme imalat yöntemi ile 3957 numaralı malzeme kullanılarak taşıyıcı teker, 8620 numaralı malzeme kullanılarak takviye çemberi, tasarım ve imalatları gerçekleştirilerek kaynak edilmiş olup çelik taşıyıcı tekerin tasarım ve prototip imalatı tamamlanmıştır.



Şekil 3.4. Sonlu elemanlar yöntemiyle tasarımı ve analizi yapılan çelik ring takviyeli taşıyıcı teker

3.1.3. Alüminyum Taşıyıcı Tekerler

Hâlihazırda araç üzerinde kullanılmakta olan alüminyum taşıyıcı tekerler, çelik taşıyıcı tekerlere göre ağırlık bakımından daha hafif ve aşınma yüzeylerinin cıvatalarla monte edilebilen çelik plakalardan oluşması nedeniyle daha düşük yenileştirme maliyetlerine sahiptirler. Ancak mevcut durumda yurtiçi imalat yeteneği bulunmaması nedeniyle dışa bağımlı olunması alternatif malzeme arayışlarının temelini oluşturmaktadır.



Şekil 3.5. Alüminyum taşıyıcı teker

3.2. Testlerin Uygulanması

Testler, Paletli Araç Mekanik Titreşim Test Prosedürüne (ITOP 2-2-808(1)) uygun olarak icra edilmiştir. Buna göre; veri alınan noktalar, test hızları, test parkurları belirlenerek veri toplaması ve analizleri gerçekleştirilmiştir.

Araç titreşimleri palet gergi ayarına, yol durumuna ve hıza bağlı olarak değişmektedir. Testler esnasında belirtilen parametreler olabildiğince sabit tutulmuştur. Bu amaç doğrultusunda palet gergi ayarları test başlangıcında kontrol edilmiş ve aynı seviyeye getirilmiştir.

Testler, tüm test hızları ve parkurlarında öncelikle Alüminyum taşıyıcı tekerlerle gerçekleştirilmiş, daha sonra ivmeölçerin yerleri değiştirilmeksizin alüminyum taşıyıcı tekerler sökülerek yerlerine çelik taşıyıcı tekerler montaj edilerek tamamlanmıştır.

Gerçekleştirilen testler esnasında EDAQ sinyal toplama cihazı kullanılarak 4 farklı noktada, 8 kanaldan ivme bilgisi alınmıştır. Testlerde kullanılan algılayıcılar Tablo 3.1’de ve veri alınan noktalar Tablo 3.2, Şekil 3.6., Şekil 3.7., Şekil 3.8. ve Şekil 3.9.’da gösterilmiştir. Araç hareket yönüne dik yön y eksen, araç hareket yönü x eksen ve yer düzlemine dik yön z eksen olarak tanımlanmıştır.

Testlerin uygulanması esnasında kullanılan cihazlar;

1 adet EDAQ sinyal toplama cihazı

2 adet üç eksenli ivmeölçer

2 adet tek eksenli ivmeölçer

8 adet sinyal çevirici

8 adet kablo (4 adet 5m + 4 adet 10m)

1 adet 24V-12V adaptör

1 adet dizüstü bilgisayar

1 adet fotoğraf makinesi

Tablo 3.1. Kullanılan ivmeölçerlerin teknik özellikleri

	Seri no: 7066	Seri no: 7068	Seri no: 7027	Seri no:7045
Eksenel hassasiyet (mV/g)	10.0	9.8	X:10.7, Y:10.9, Z:10.5	X:10.0, Y:10.0, Z:10.0
Relatif enine hassasiyet (%)	< 3.4	< 2.2	X:<1.5, Y:<2.4, Z:<1.0	X:<1.4, Y:<2.2, Z:<1.2
Gürültü seviyesi 1 – 10,000 Hz (g)	< 0.0005	< 0.0005	< 0.0005	< 0.0005
Uygulanan voltaj (V)	+15 – +30	+15 – +30	+15 – +30	+15 – +30
Uygulanan akım (mA)	2 – 20	2 – 20	2 – 20	2 – 20
Çıkış bias voltajı (V)	8 – 11	8 – 11	8 – 11	8 – 11
Çıkış direnci (Ω)	< 500	< 500	< 500	< 500
Max. şok limiti $\pm$ (g piki)	5,000	5,000		
Genlik aralığı (g piki)			500	500
Rezonans frekansı (kHz)	> 45	> 45	> 30	> 30
Frekans aralığı (Hz) $\pm$ 1 dB	0.5-15,000	0.5 – 15,000	0.5 – 10,000	0.5 – 10,000
Sıcaklık aralığı ($^{\circ}$ C)	-40– +125	-40 – +125	-40 – +125	-40 – +125
Kablosuz ağırlık (gram)	8	8	34	34
Malzeme	Titanyum alaşımı	Titanyum alaşımı	Titanyum alaşımı	Titanyum alaşımı

3.2.1. Veri Alınan Noktalar

Araç üzerinde en çok titreşime maruz kalan bölgelere ivmeölçerler yerleştirilerek testler gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.2. Veri alınan noktalar

S.No.	Veri Alınan Noktalar	Gerekli Cihazlar	Ölçüm Parametreleri
1	Araç tavan kısmı	Üç-eksenli ivmeölçer	x, y, z eksenlerindeki çizgisel hızlanma
2	Gövde zemini	Üç-eksenli ivmeölçer	x, y, z eksenlerindeki çizgisel hızlanma
3	Taşıyıcı Teker Gövde Birleşme Noktası (1 Adet Sağ, 1 Adet Sol))	Tek eksenli ivmeölçer	z eksenlerindeki çizgisel hızlanma
4	Hız göstergesi	Takometre	Araç hızı



Şekil 3.6. 1 adet üç eksenli ivmeölçer şoförün yanında, gövde zemini üzerinde



Şekil 3.7. 1 adet üç eksenli ivmeölçer araç tavanı üzerinde



Şekil 3.8. 1 adet tek eksenli ivmeölçer sağ taraftaki üçüncü askı koluna



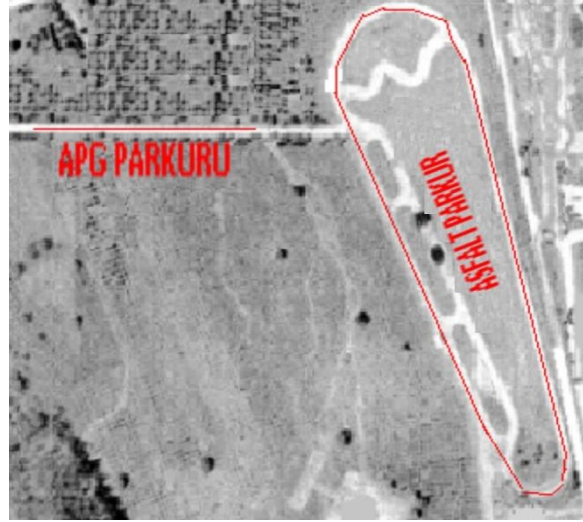
Şekil 3.9. 1 adet tek eksenli ivmeölçer sol taraftaki üçüncü askı koluna

3.2.2. Test Parkurları ve Test Hızları

Testler, düz asfalt parkur ve APG asfalt parkurda Tablo 3.3.'te belirtilen test hızlarında gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.3. Test parkurları ve test hızları

S.No	Test Parkuru	Test Hızları (km/saat)
1	Düz Beton/Asfalt Parkur	10-20-30-40
2	APG Asfalt Parkur	10-20



Şekil 3.10. Test parkurları



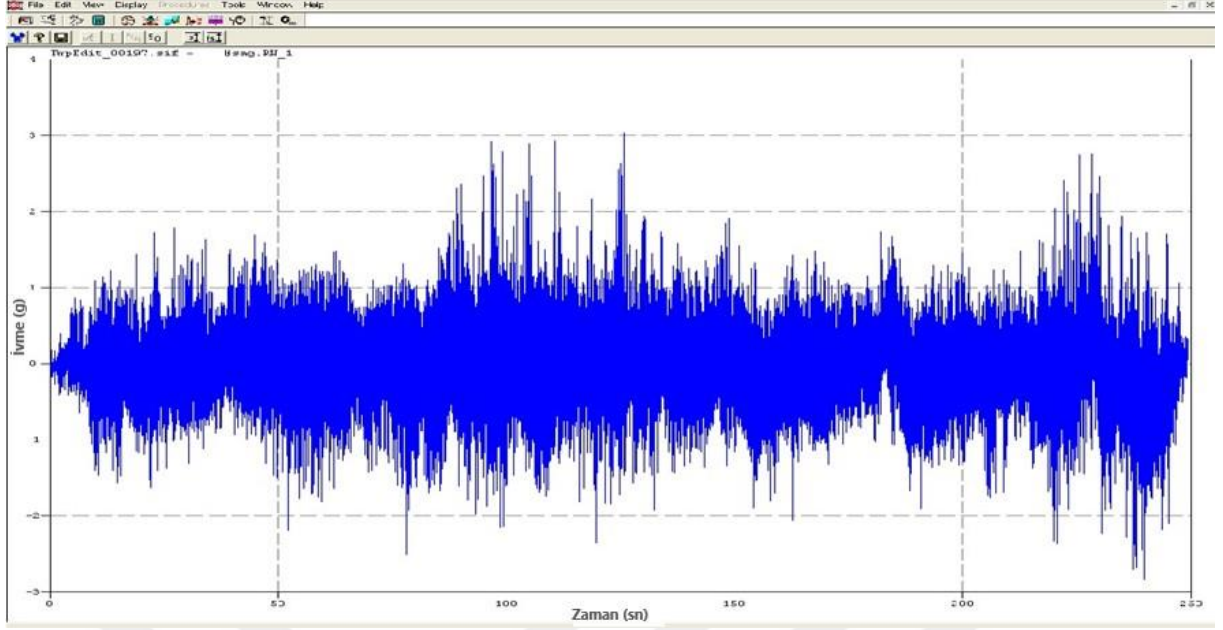
Şekil 3.11. APG asfalt parkur

3.3. Test Verilerinin İşlenmesi

Ölçüm noktalarına yerleştirilen ivmeölçerler vasıtasıyla tüm test hızı ve test parkurlarında her bir ekseninde alüminyum ve çelik taşıyıcı tekerler için zamana bağlı olarak ivme verileri elde edilmiştir.

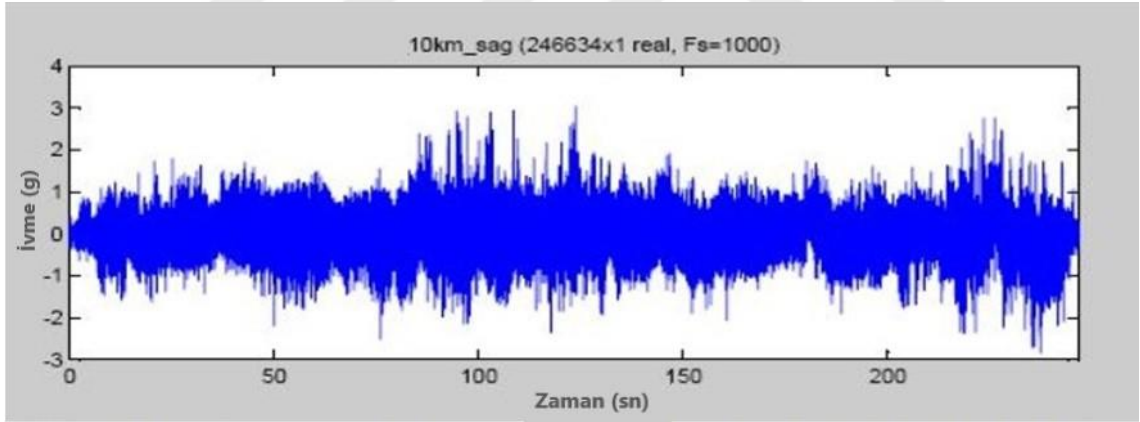
Düz asfalt parkurda, 10 km/saat hızda, alüminyum taşıyıcı teker ile sağ taşıyıcı teker üzerinden alınan ivme verilerinden elde edilen PSD grafiği için izlenen yöntem aşağıda belirtilmiştir. Alüminyum ve çelik taşıyıcı tekerler için aynı yöntem tüm test hızlarında ve yol parkurlarında x-y-z eksenleri için ayrı ayrı uygulanarak PSD grafikleri elde edilmiştir.

Öncelikle toplanan veriler SoMat-Infield programına aktarılarak her bir test için ivme zaman grafikleri oluşturulmuştur.



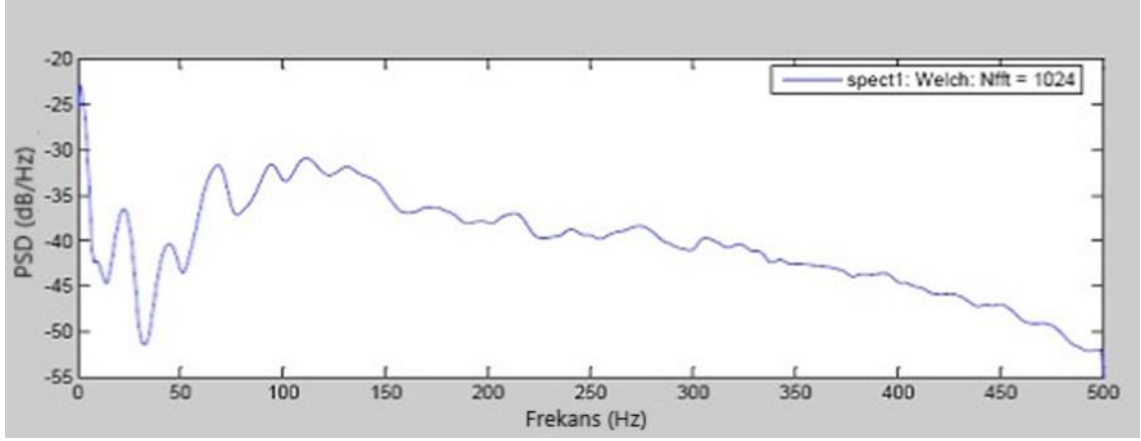
Şekil 3.12. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker SoMat-Infield Programı ivme zaman grafiği

SoMat-Infield programında görüntülenen sinyaller; analiz edilebilmesi için MATLAB programının okuyabileceği .txt formatına dönüştürülerek MATLAB programında açılan .txt uzantılı dosya, zaman-ivme düzleminde görüntülenmiştir.



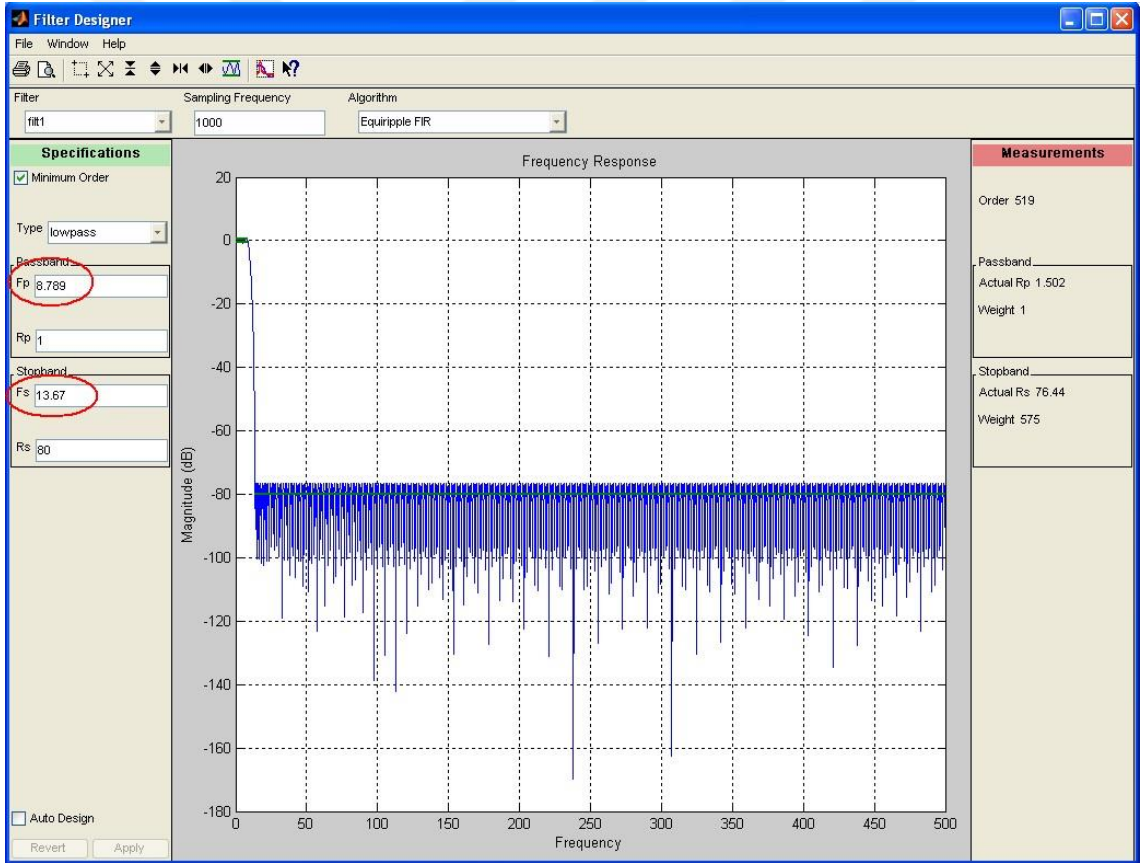
Şekil 3.13. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker ivme zaman grafiği

Ardından ölçüm noktalarının tepkileri; ivme verilerinin MATLAB programında Welch metodu kullanılarak frekans düzlemine aktarılması ile güç spektral yoğunluk (PSD) grafiklerine dönüştürülmüştür. Bu grafiklerden ivme sinyalinin frekans içeriği elde edilmiştir.



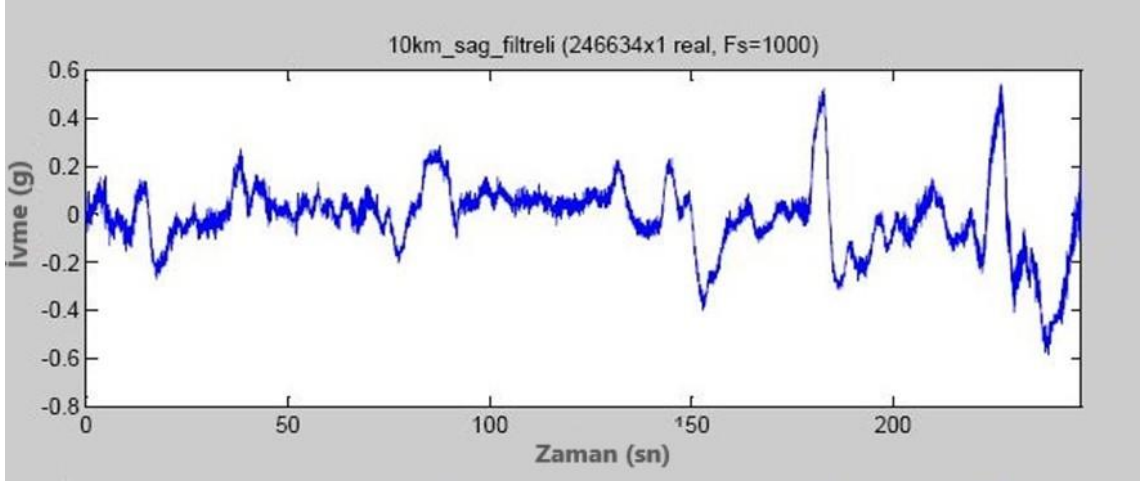
Şekil 3.14. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker PSD grafiği

Gürültülerin ortadan kaldırılması ve ana sinyalin elde edilmesi amacıyla tasarlanacak filtre spektrumdan yararlanılarak elde edilmiştir.



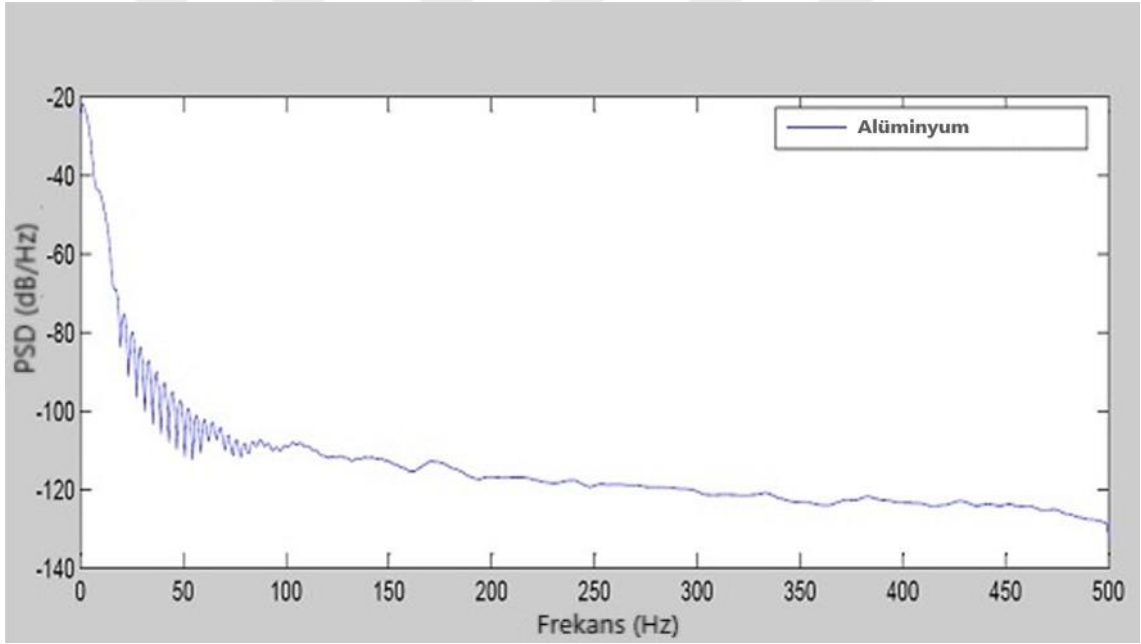
Şekil 3.15. Tasarlanan alçak geçiren filtre

Tasarlanan filtrenin sinyallere uygulanmasıyla filtrelenmiş ivme-zaman verileri elde edilmiştir.



Şekil 3.16. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker filtrelenmiş ivme zaman grafiği

Frekans düzlemindeki gürültülerden temizlenerek filtrelenen veri için PSD grafikleri elde edilmiştir.



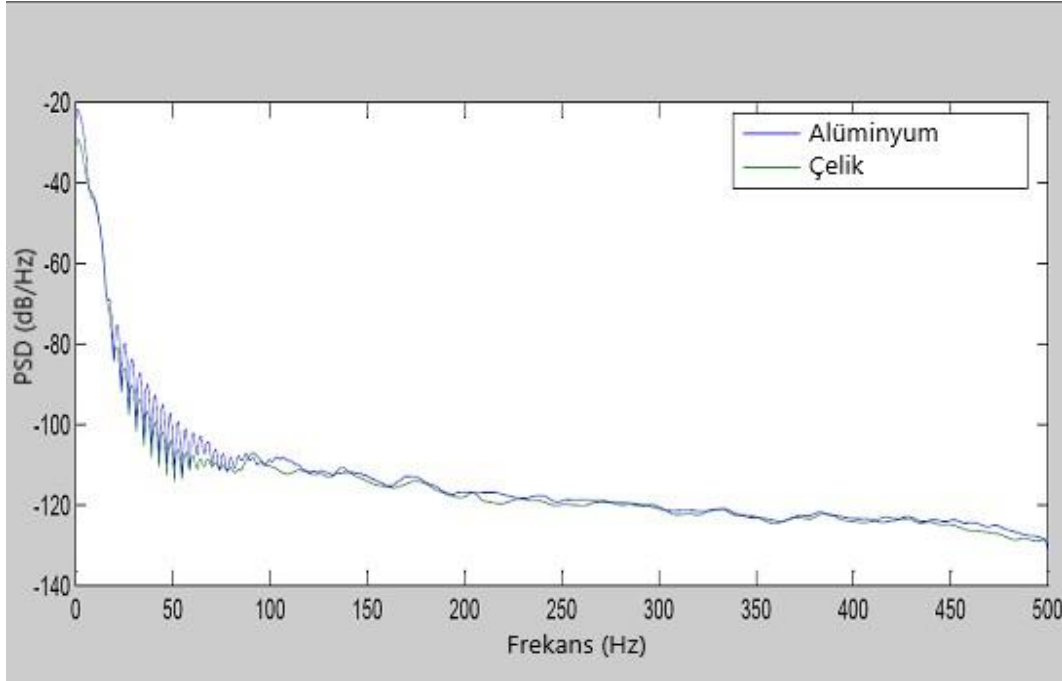
Şekil 3.17. Düz asfalt parkur 10 km/saat hız için sağ taşıyıcı teker filtrelenmiş veri PSD grafiği

Frekans düzlemine geçirilmiş verinin 0-500 Hz arasında toplam RMS genlik değerleri tespit edilmiş olup bu verinin hıza bağlı değişim grafikleri oluşturularak karşılaştırma yapılmıştır. Bu grafikler sabit hız değerlerinde ölçüm alınan noktalarda 500 Hz'e kadar olan titreşim genlik enerjisini göstermektedir.

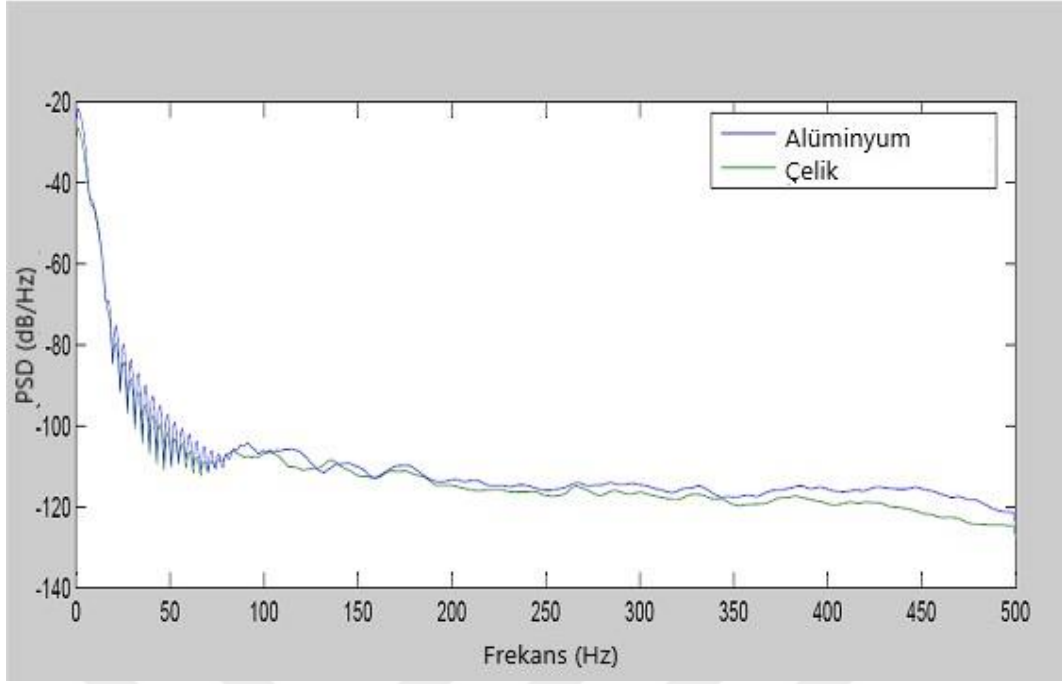
4. TEST SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Taşıyıcı tekerlerin filtrelenmiş sinyallerinden her bir hız ve yol parametresinde veri alınan noktalardan elde edilen PSD grafiklerinin karşılaştırılması amacıyla her iki grafik aynı diyagram üzerinde değerlendirilmiştir.

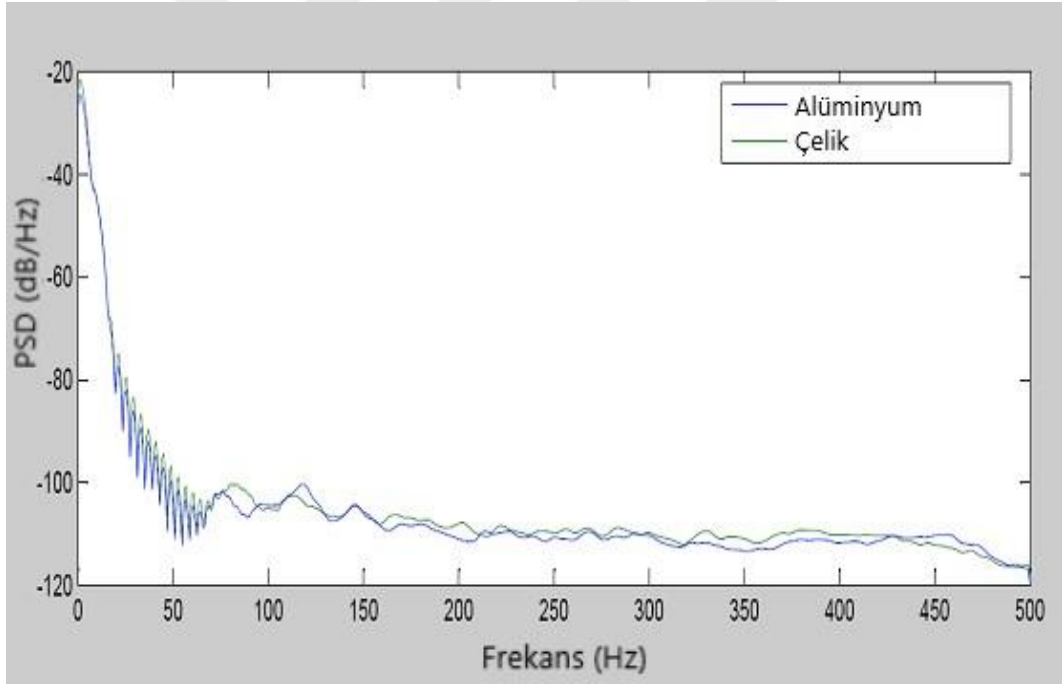
Testler esnasında düz asfalt parkurda sağ taşıyıcı teker üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.1.'den Şekil 4.4'e kadar, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.5'de gösterilmiştir.



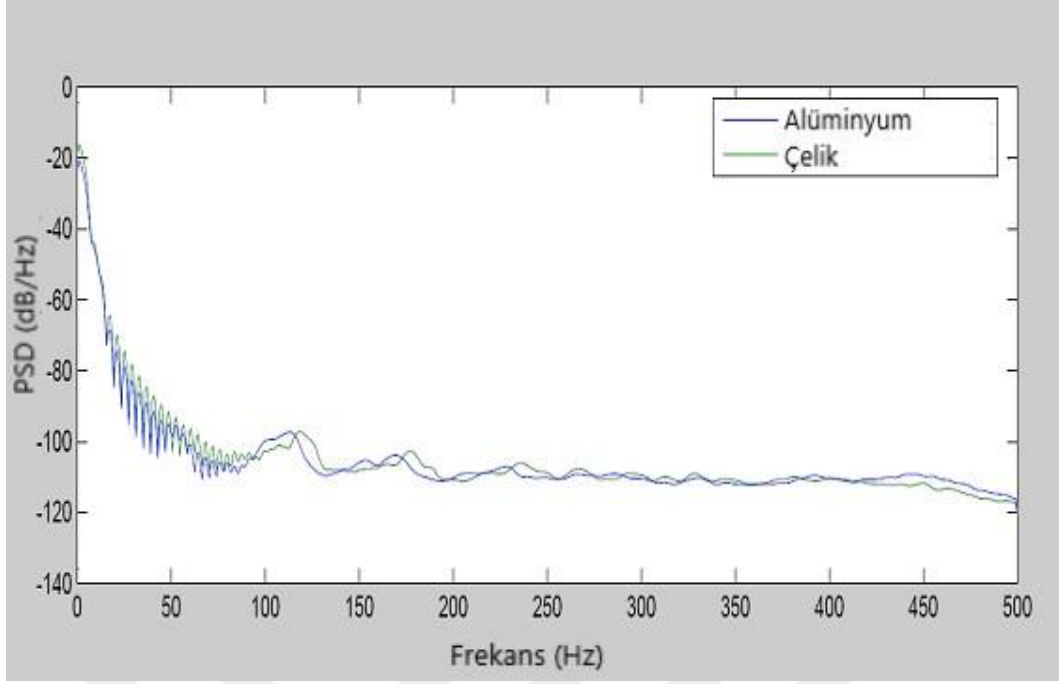
Şekil 4.1. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z ekseni)



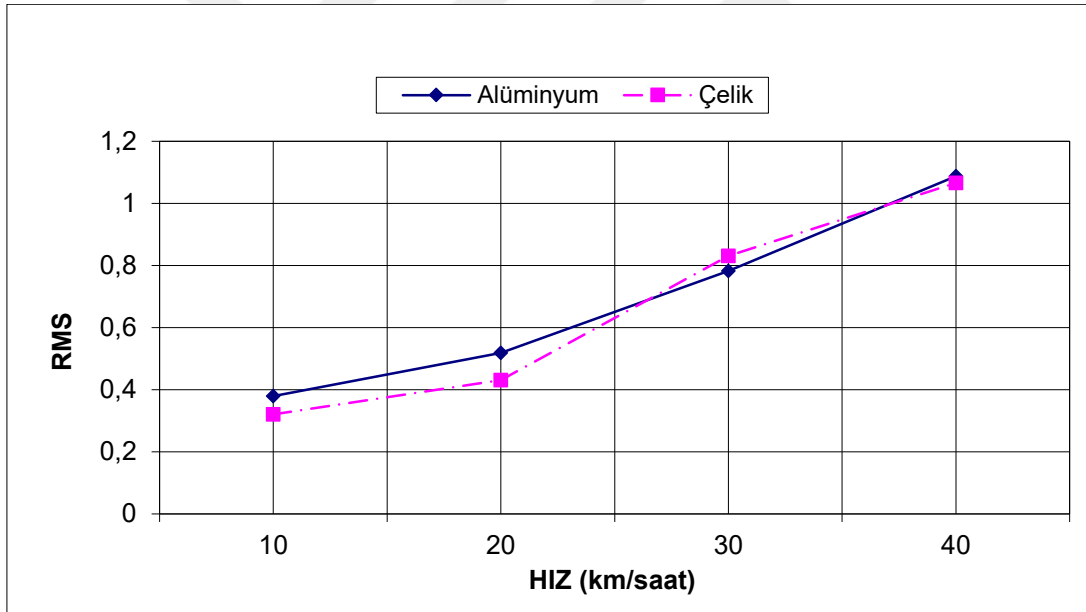
Şekil 4.2. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z eksen)



Şekil 4.3. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z eksen)



Şekil 4.4. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z ekseni)



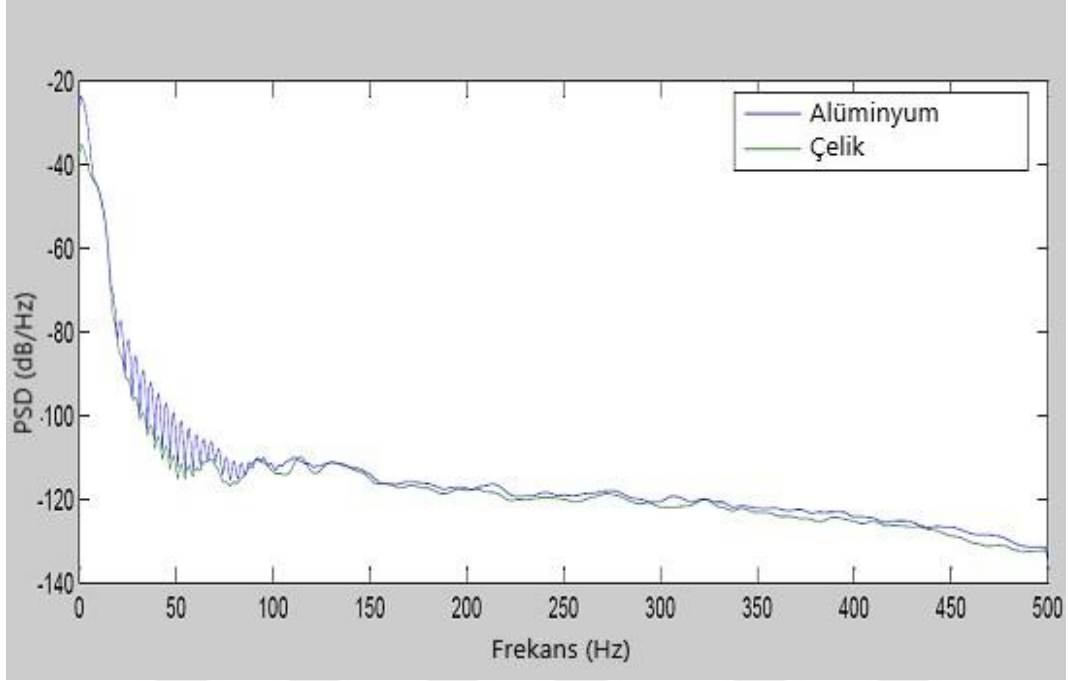
Şekil 4.5. Düz Asfalt Parkur Sağ Taşıyıcı Teker z ekseni RMS grafiği

Sağ taşıyıcı teker için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

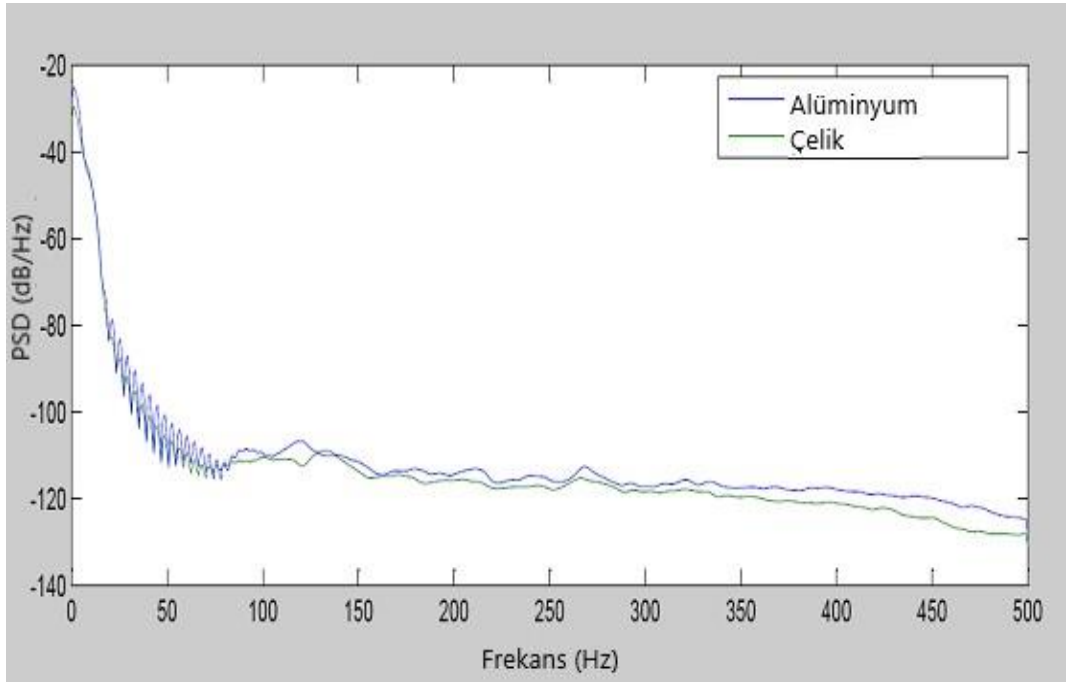
10, 20, 40 km/saat hızlar için; çelik taşıyıcı tekerin alüminyuma göre daha düşük titreşim genliklerine sahip olduğu görülmektedir.

30 km/saat hız için; alüminyum taşıyıcı tekerin çelik taşıyıcı tekere göre daha düşük titreşim genliklerine sahip olduğu görülmektedir.

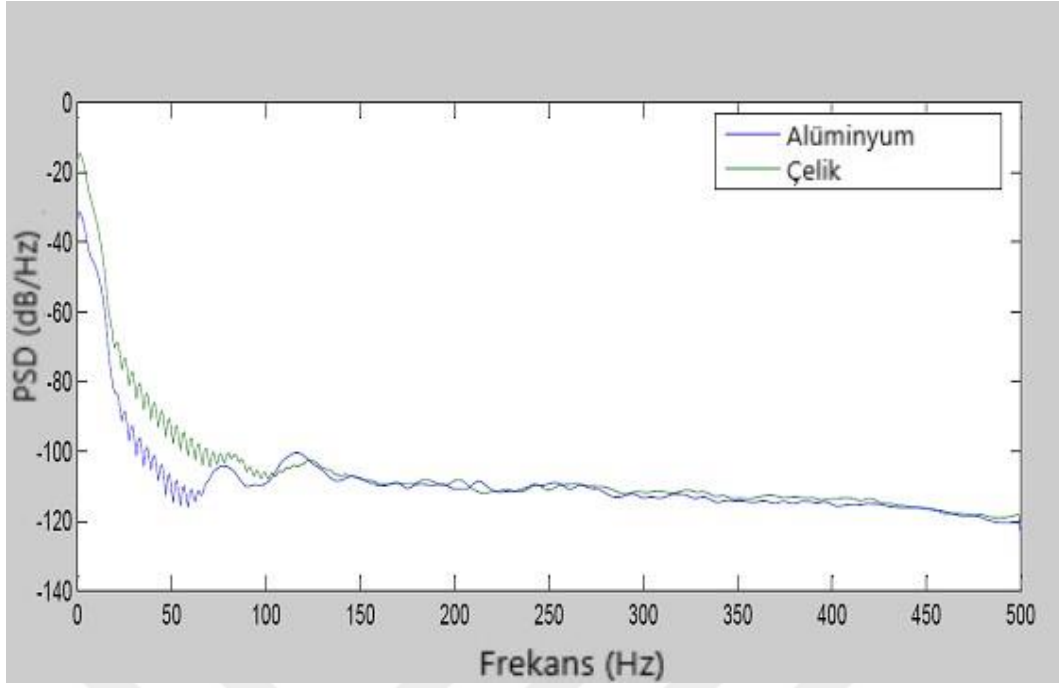
Testler esnasında düz asfalt parkurda sol taşıyıcı teker üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.6.'dan Şekil 4.9'e kadar, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



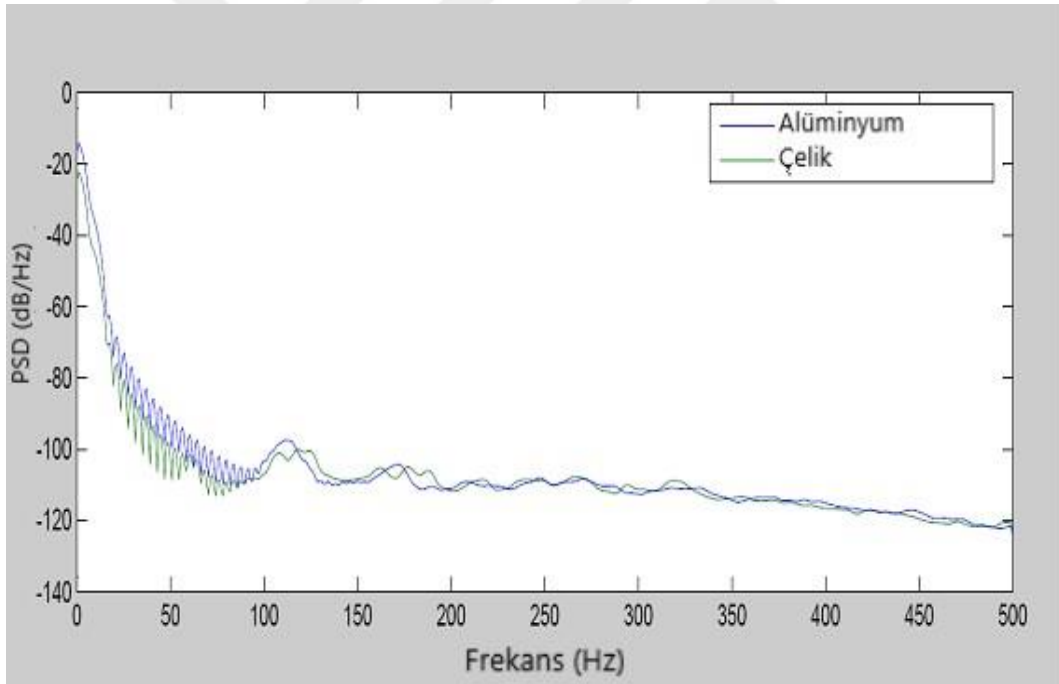
Şekil 4.6. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z ekseni)



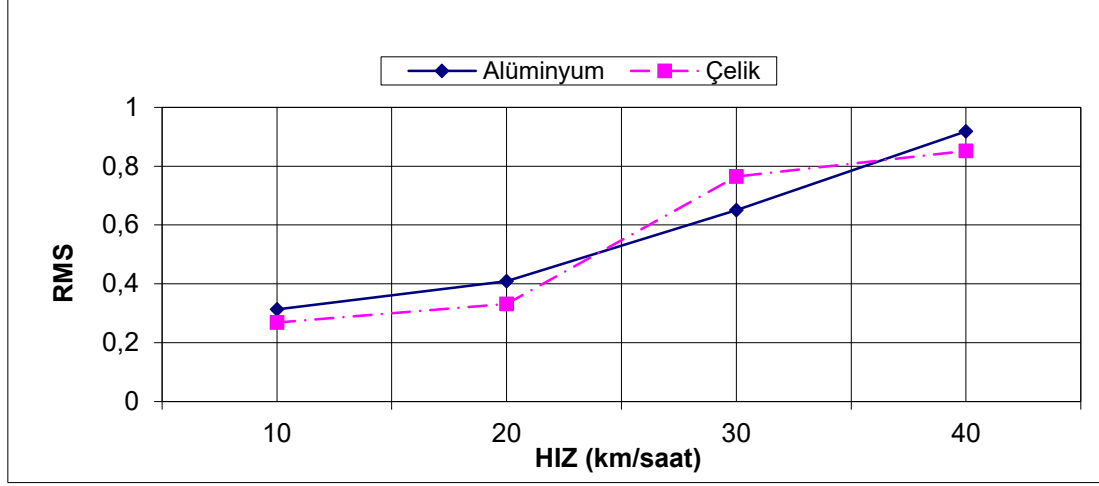
Şekil 4.7. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z ekseni)



Şekil 4.8. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z eksen)



Şekil 4.9. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z eksen)



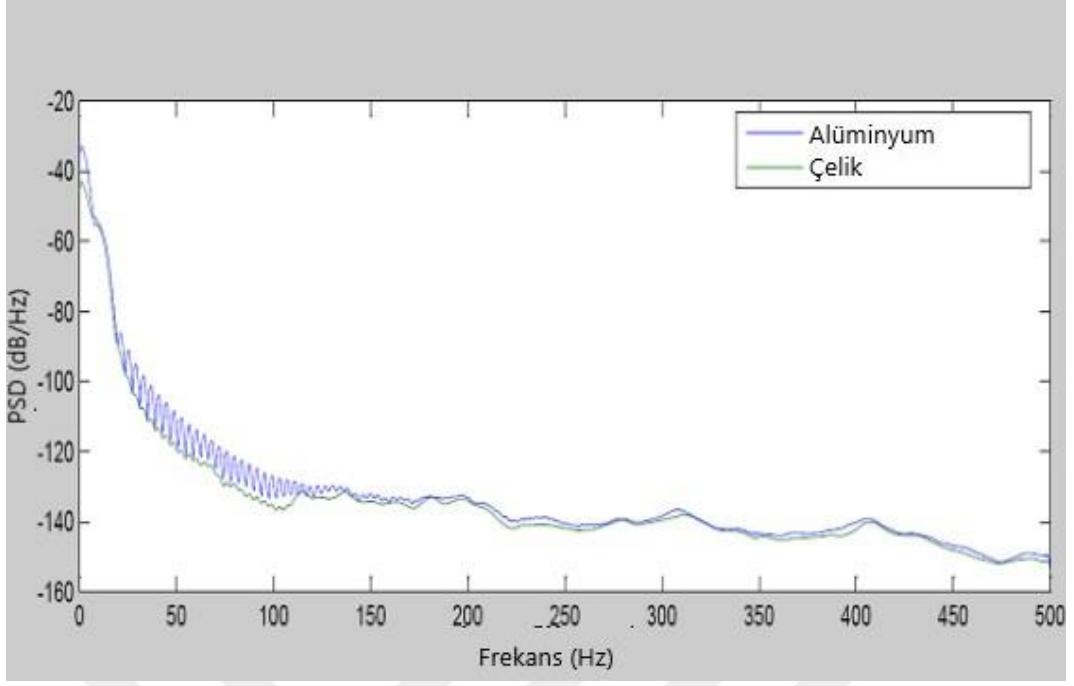
Şekil 4.10. Düz Asfalt Parkur Sol Taşıyıcı Teker z ekseni RMS grafiği

Sol taşıyıcı teker için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

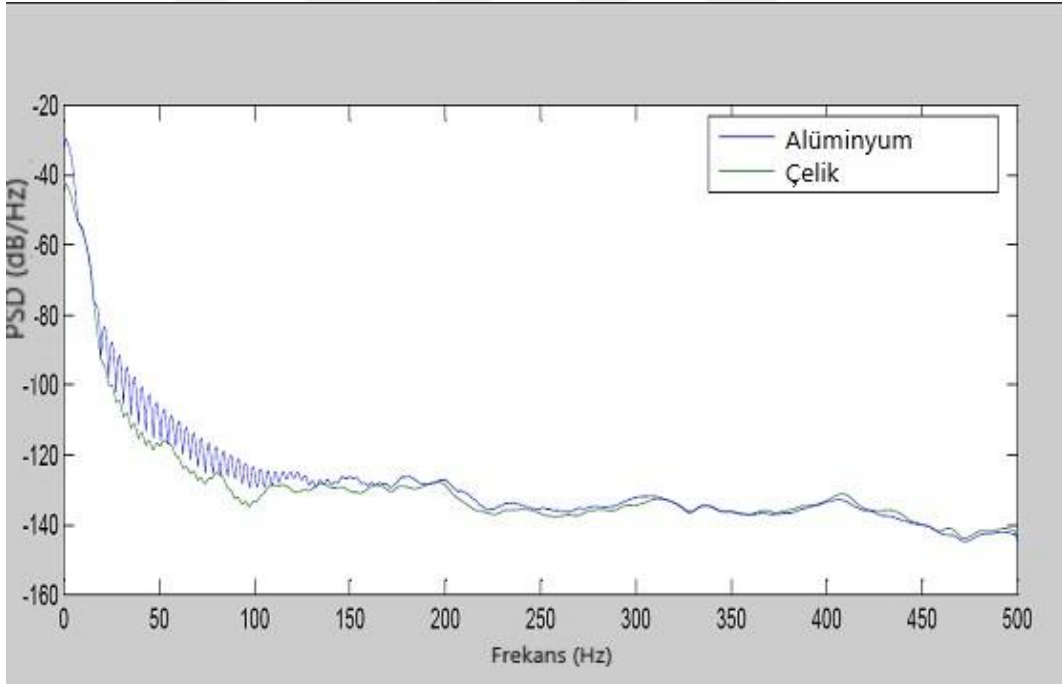
10, 20, 40 km/saat hızlar için; çelik taşıyıcı tekerin alüminyuma göre daha düşük titreşim genliklerine sahip olduğu görülmektedir.

30 km/saat hız için; alüminyum taşıyıcı tekerin çelik taşıyıcı tekere göre daha düşük titreşim genliklerine sahip olduğu görülmektedir.

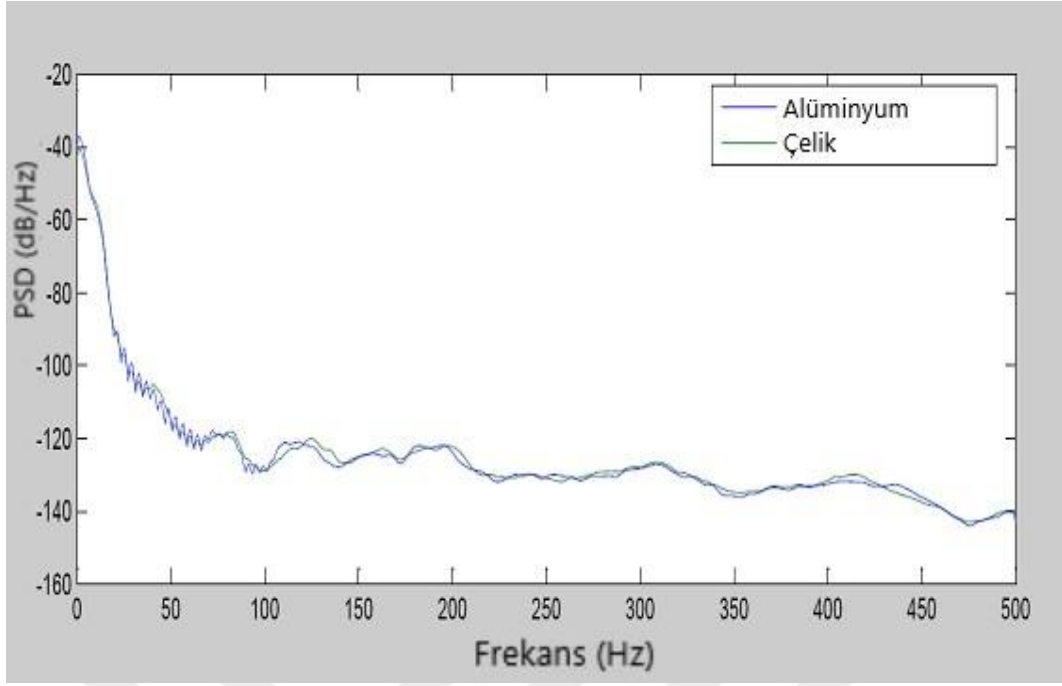
Testler esnasında düz asfalt parkurda tavan bölgesi x-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.11.'den Şekil 4.14'e kadar, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.15'de gösterilmiştir.



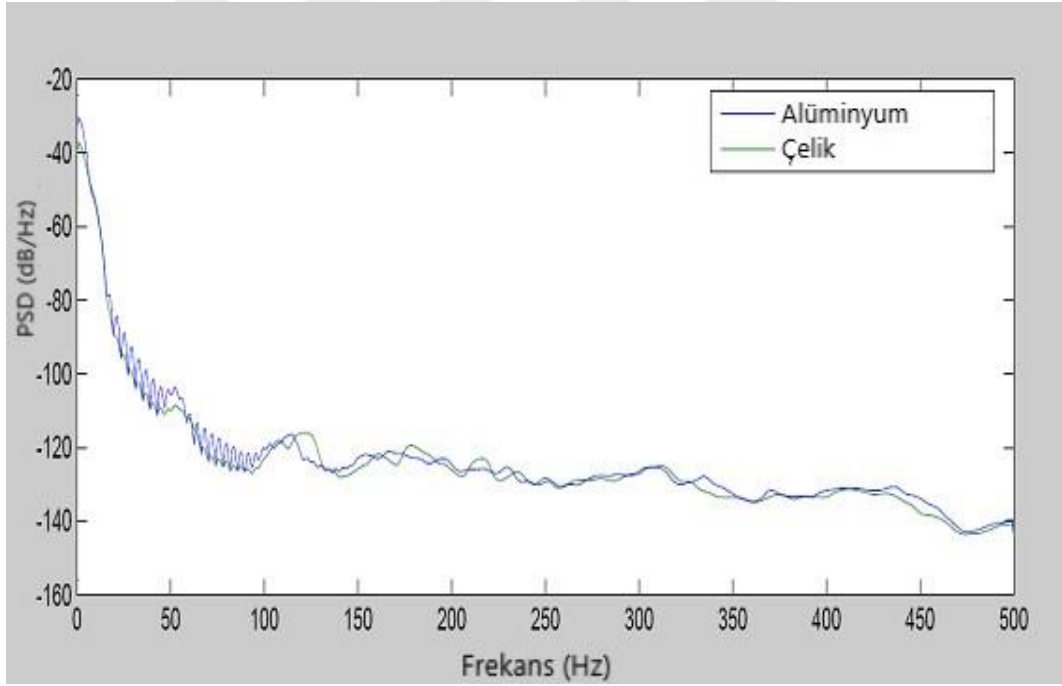
Şekil 4.11. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri tavan (x eksen)



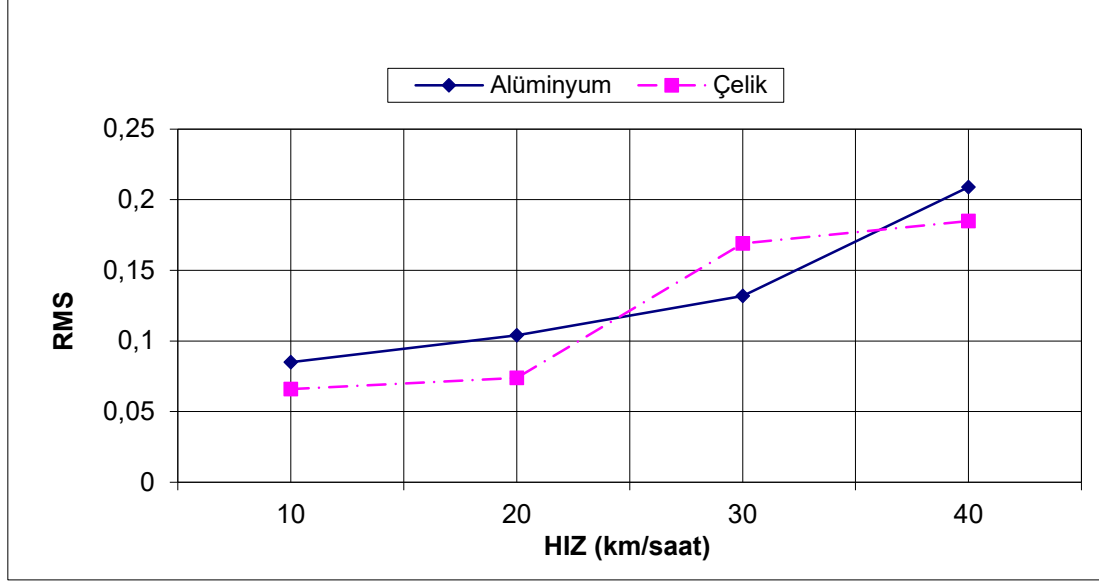
Şekil 4.12. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri tavan (x eksen)



Şekil 4.13. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri tavan (x eksen)



Şekil 4.14. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Tavan (x eksen)



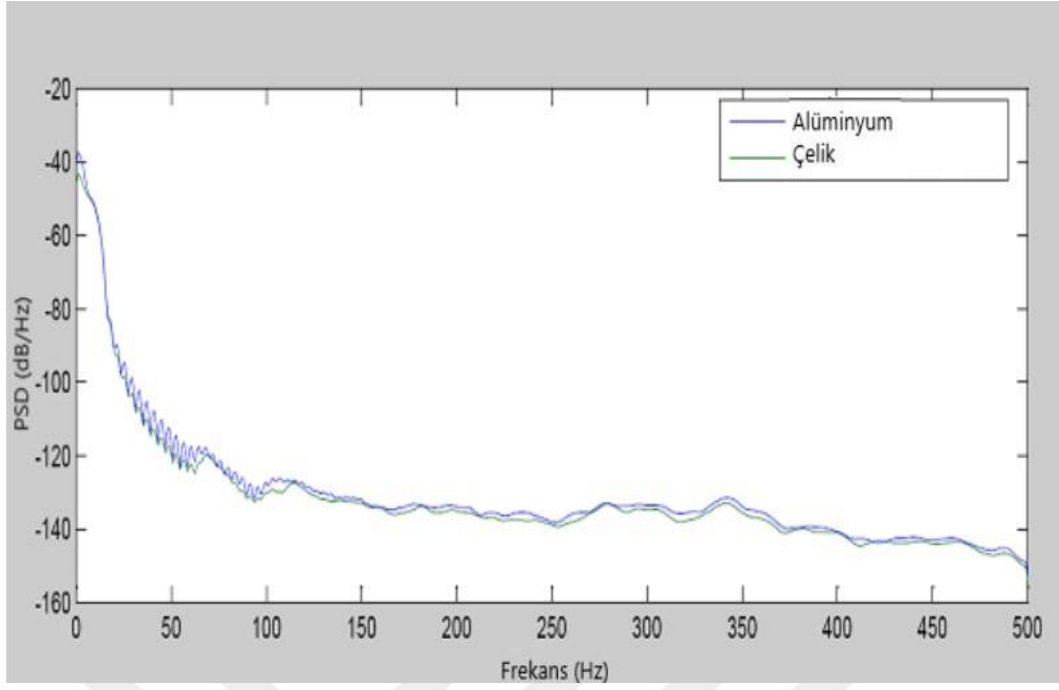
Şekil 4.15. Düz Asfalt Parkur Tavan x eksen RMS grafiği

Tavan bölgesi x-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

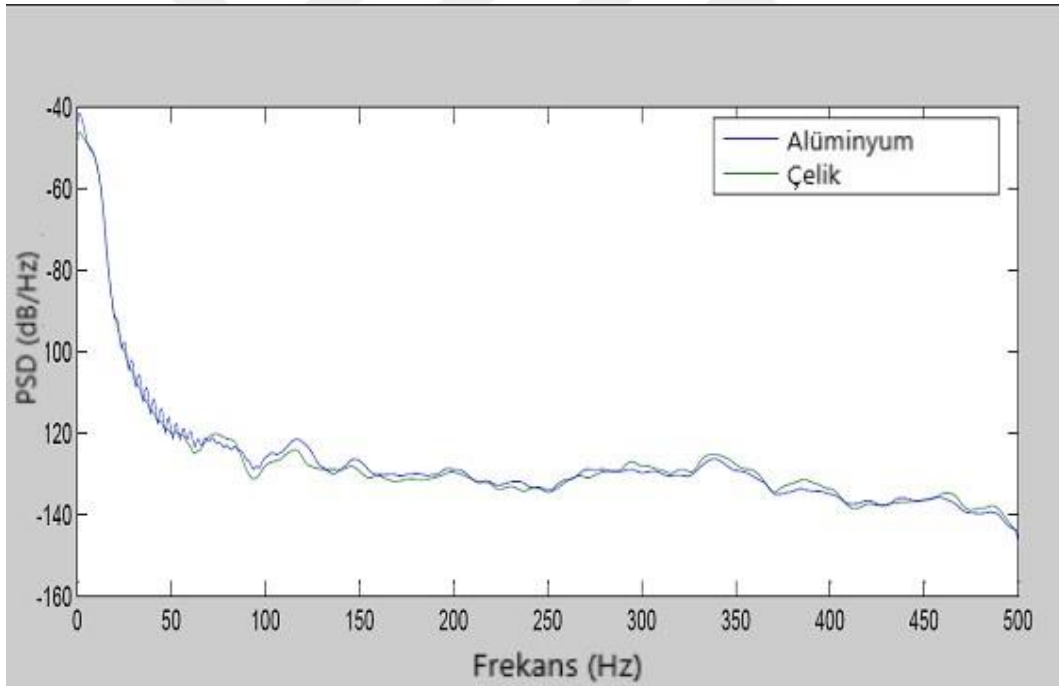
10 ve 30 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

20 ve 40 km/saat hızlar için; çelik taşıyıcı tekerin alüminyum taşıyıcı tekere göre daha düşük titreşim genliklerine sahip olduğu görülmektedir.

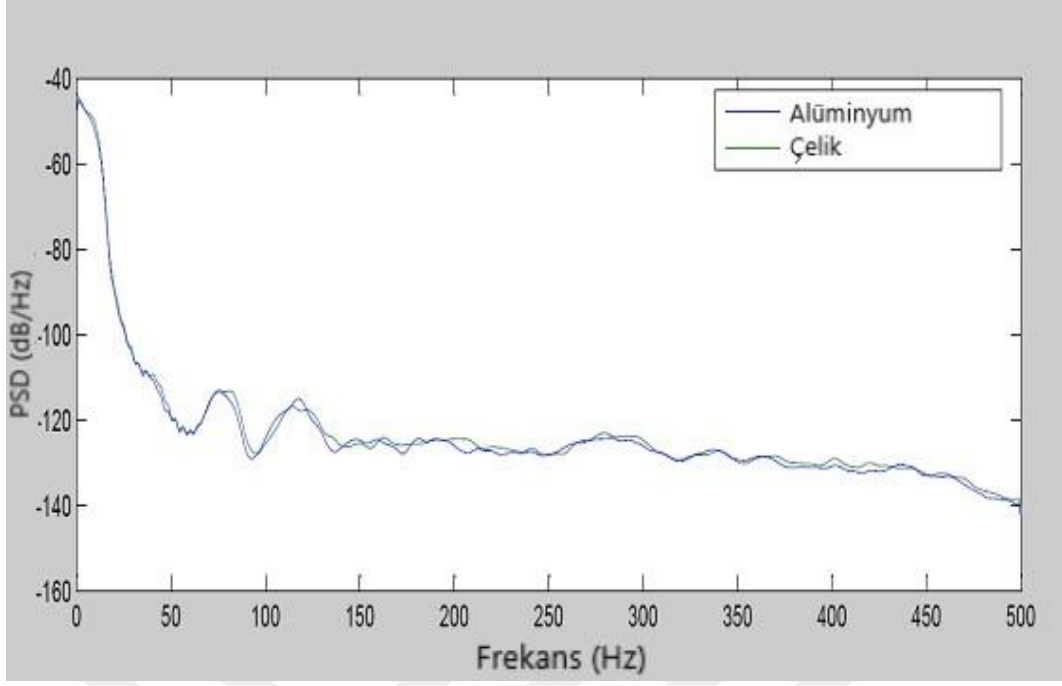
Testler esnasında düz asfalt parkurda tavan bölgesi y-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.16.'dan Şekil 4.19'a kadar, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.20'de gösterilmiştir.



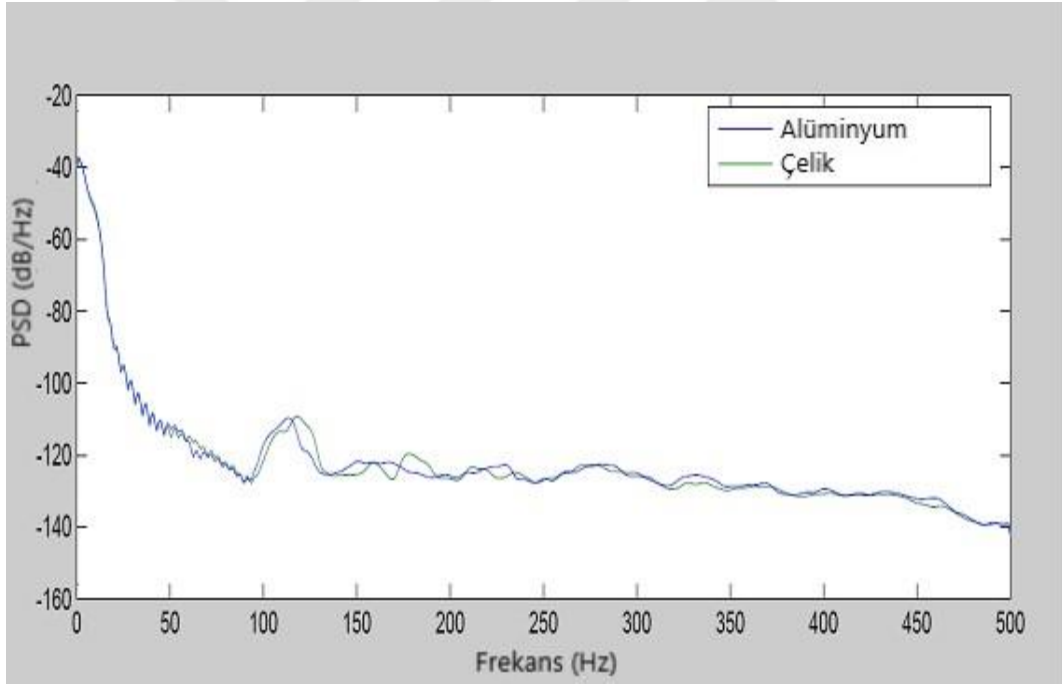
Şekil 4.16. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)



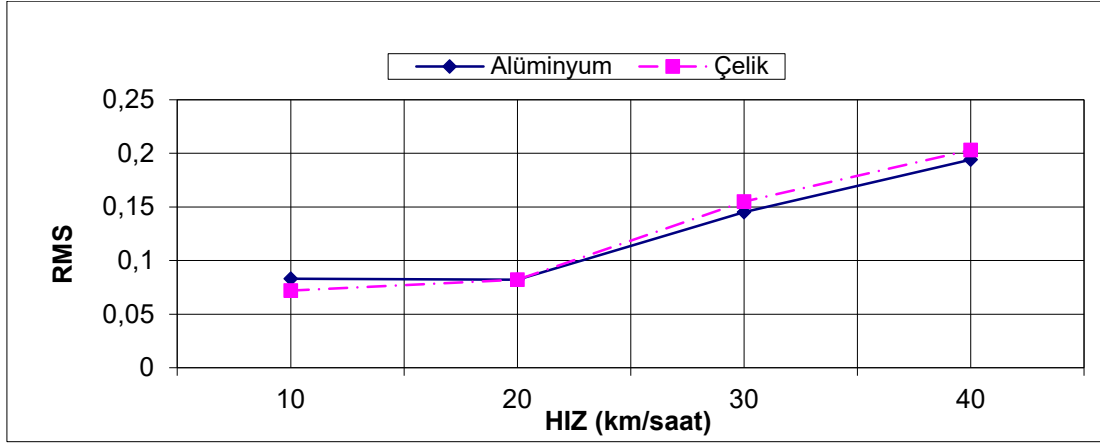
Şekil 4.17. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)



Şekil 4.18. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)



Şekil 4.19. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)

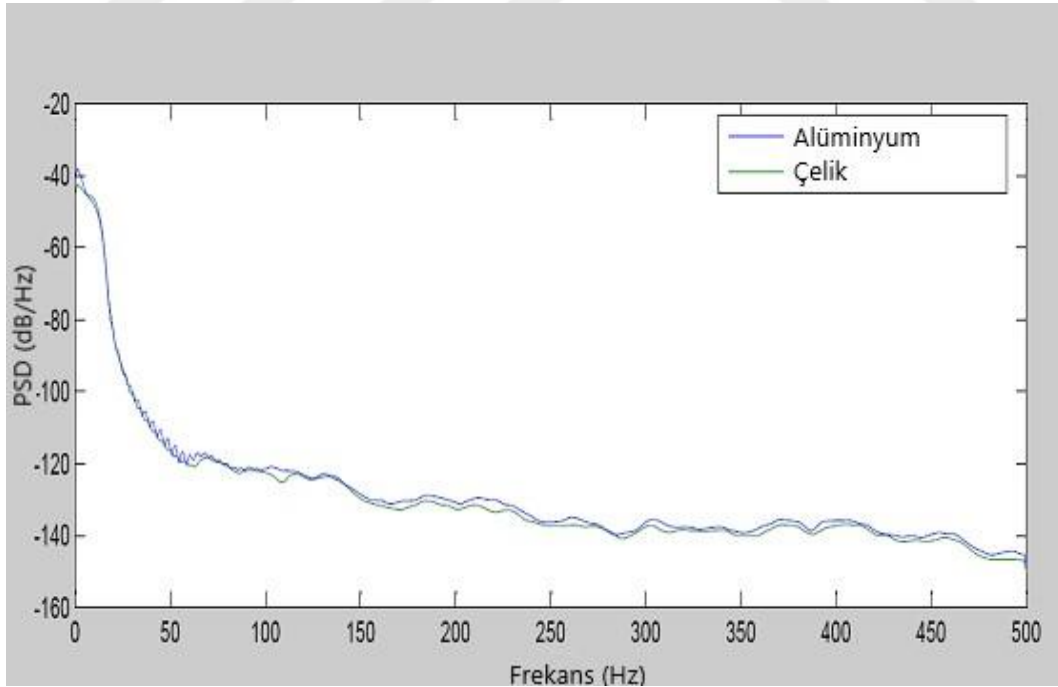


Şekil 4.20. Düz Asfalt Parkur Tavan y eksen RMS grafiği

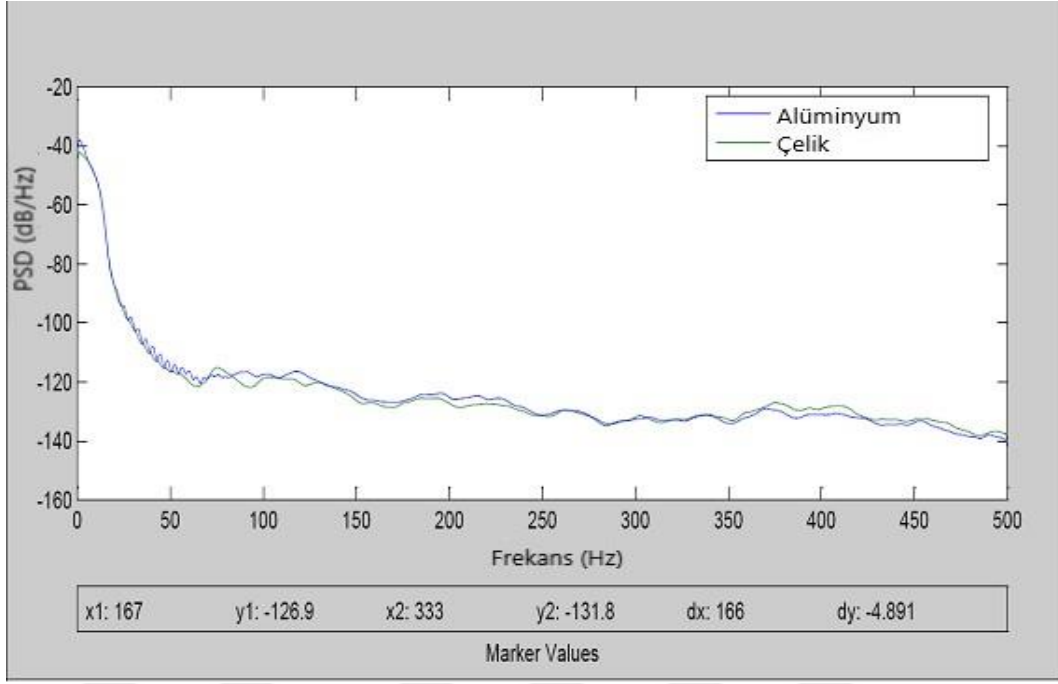
Tavan bölgesi y-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10, 20, 30 ve 40 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

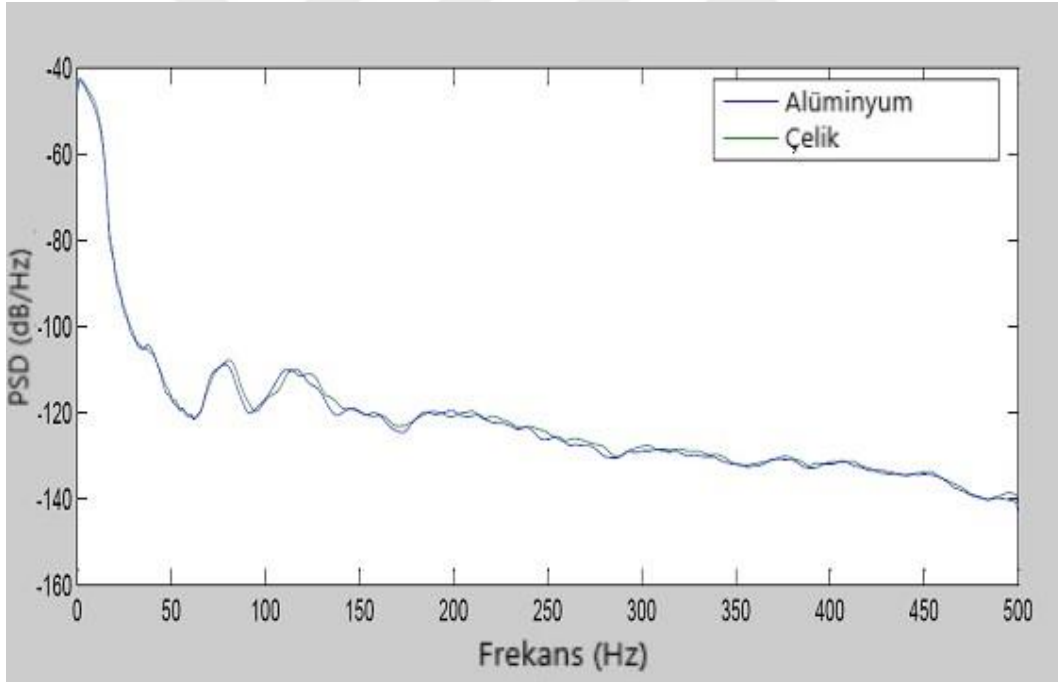
Testler esnasında düz asfalt parkurda tavan bölgesi z-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.21.'den Şekil 4.24'e kadar, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.25'de gösterilmiştir.



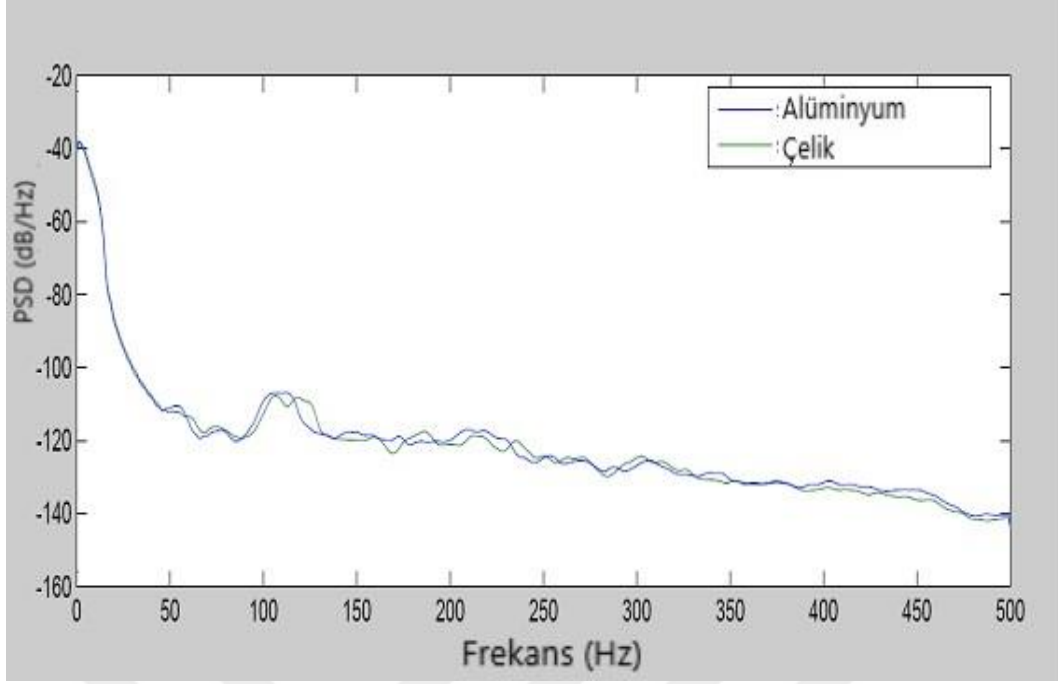
Şekil 4.21. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)



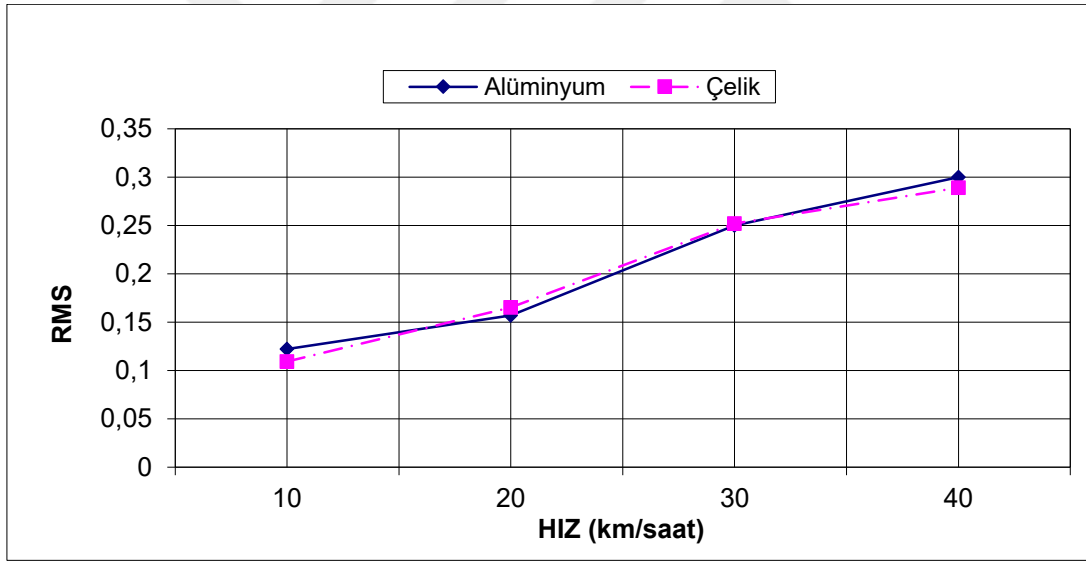
Şekil 4.22. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)



Şekil 4.23. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)



Şekil 4.24. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)

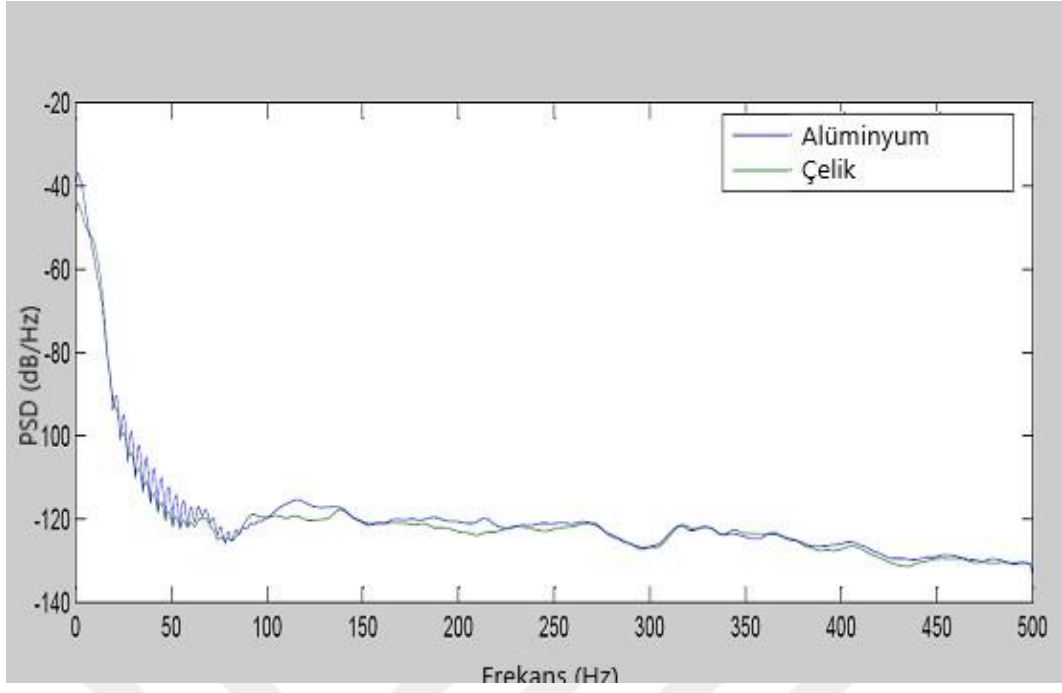


Şekil 4.25. Düz Asfalt Parkur Tavan z eksen RMS grafiği

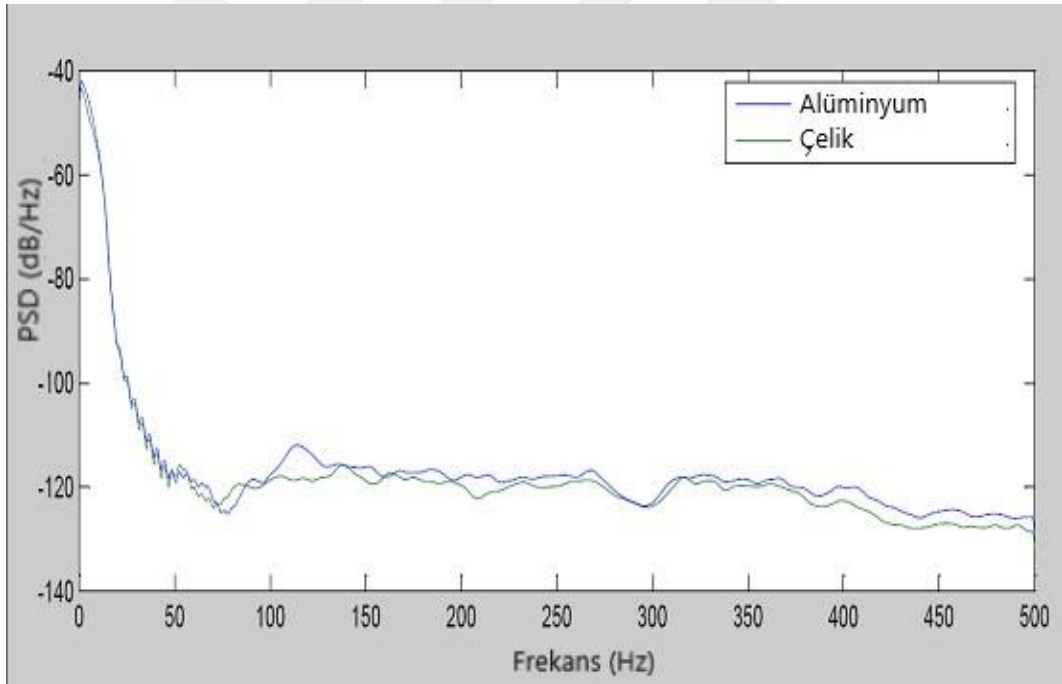
Tavan bölgesi z-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10, 20, 30 ve 40 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

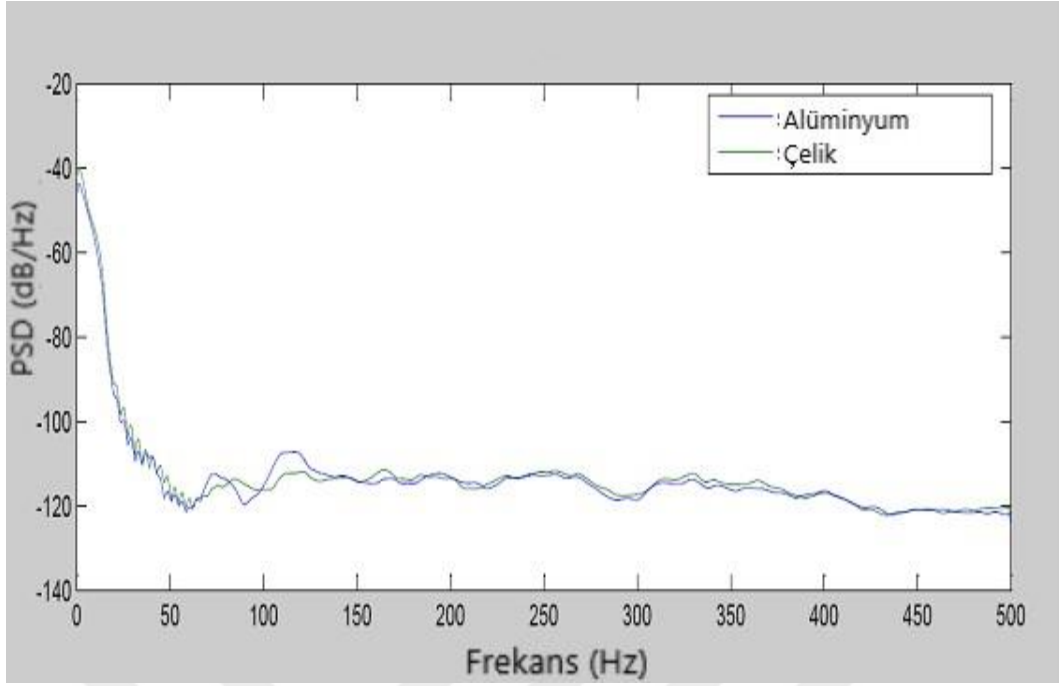
Testler esnasında düz asfalt parkurda gövde bölgesi x-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.26.'dan Şekil 4.29'a kadar, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.30'da gösterilmiştir.



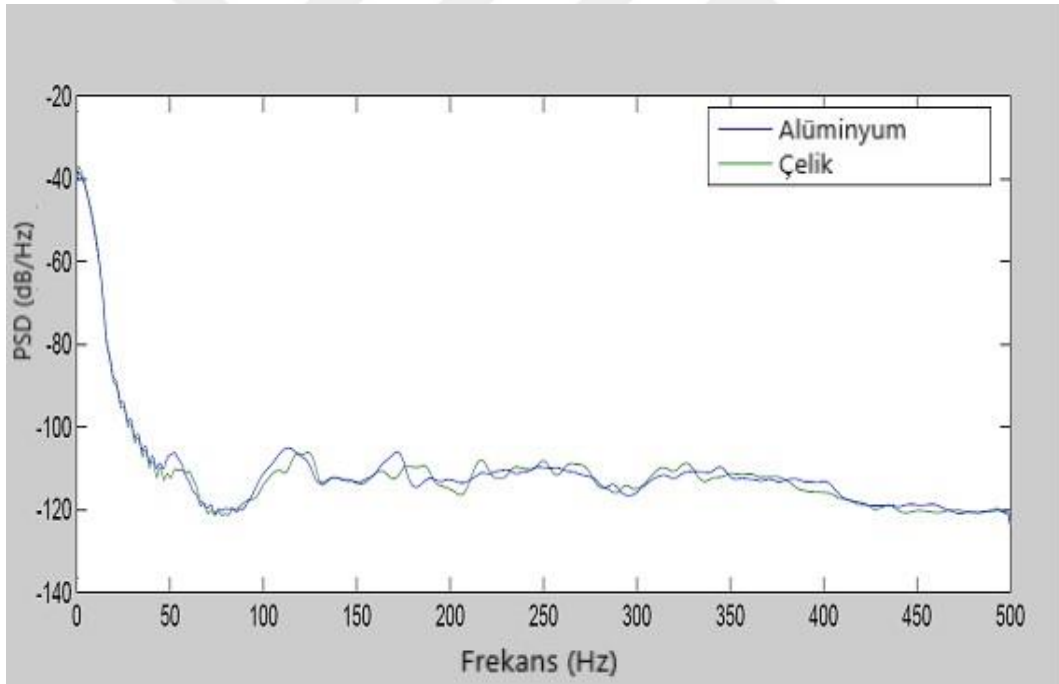
Şekil 4.26. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (x eksen)



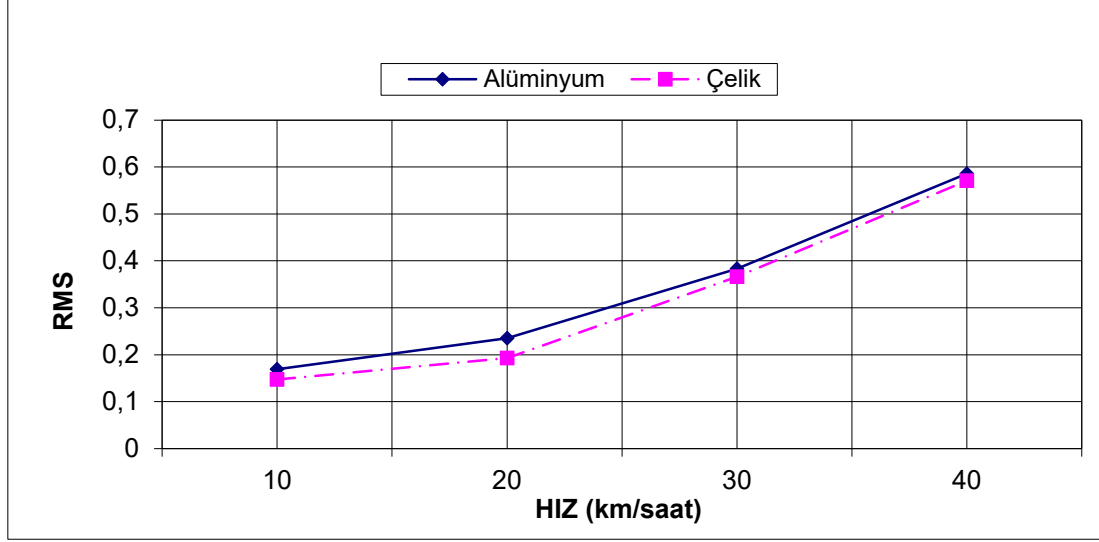
Şekil 4.27. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (x eksen)



Şekil 4.28. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Gövde (x eksen)



Şekil 4.29. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Gövde (x eksen)



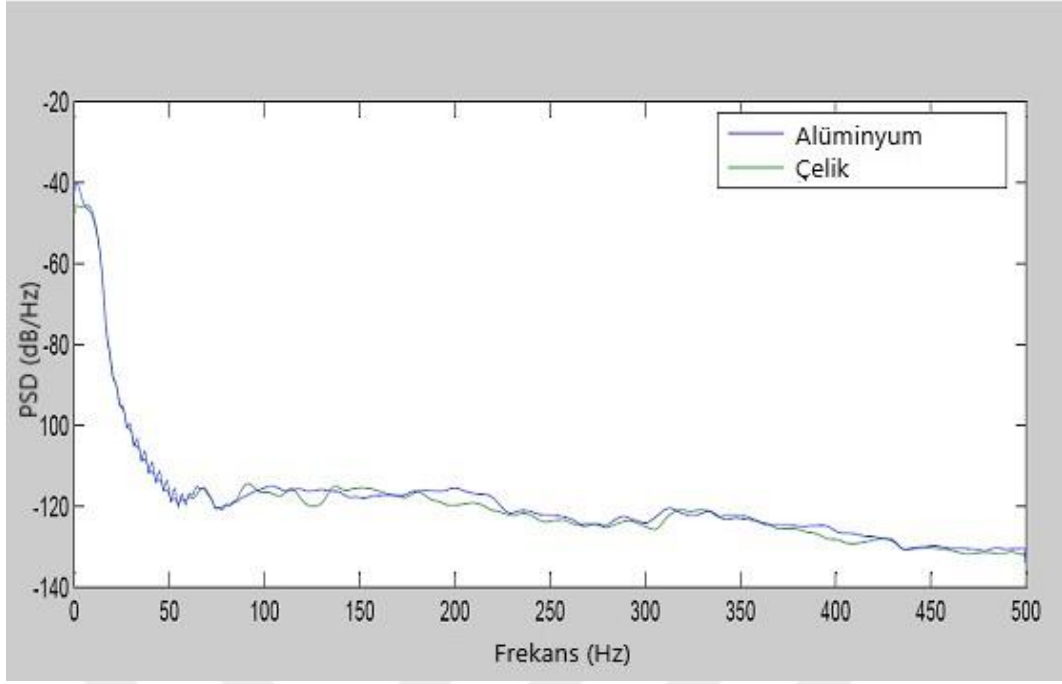
Şekil 4.30. Düz Asfalt Parkur Gövde x eksen RMS grafiği

Gövde bölgesi x-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

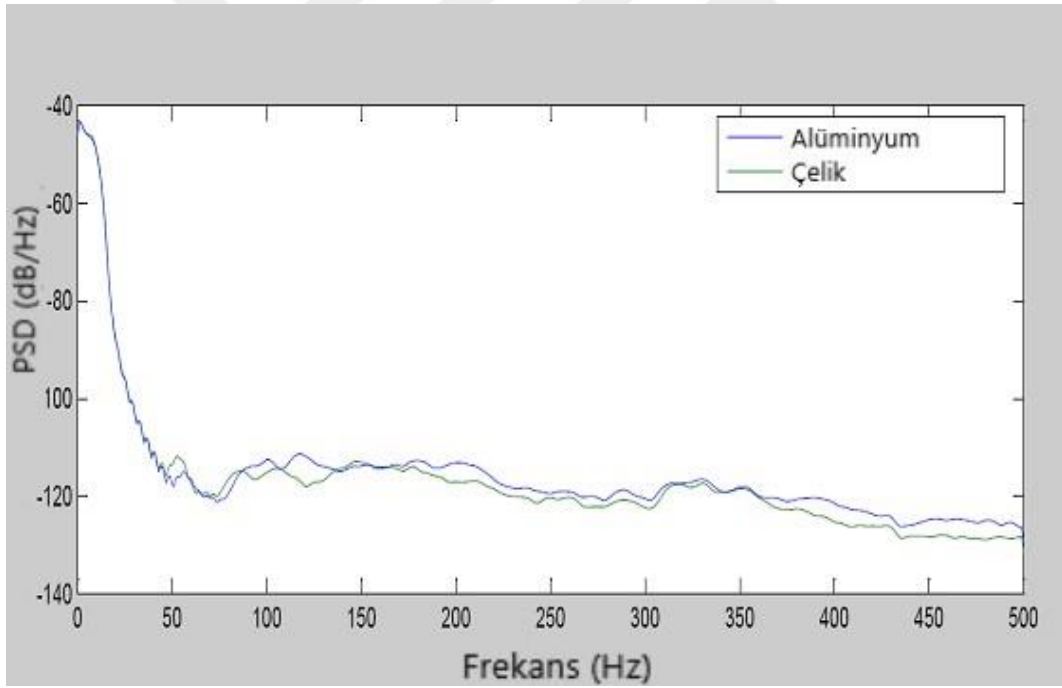
10 km/saat hız için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine yakın değerlerde ve çelik taşıyıcı teker üzerindeki salınımların daha düşük olduğu görülmektedir.

20, 30 ve 40 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine çok yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

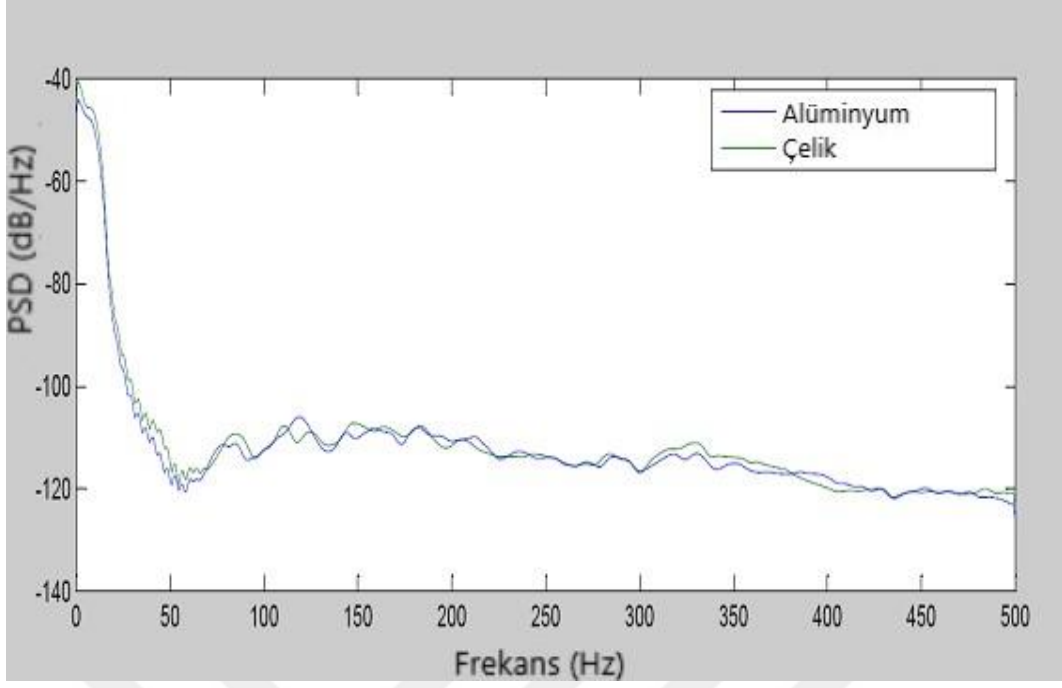
Testler esnasında düz asfalt parkurda gövde bölgesi y-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.31.'den Şekil 4.34'e kadar, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.35'de gösterilmiştir.



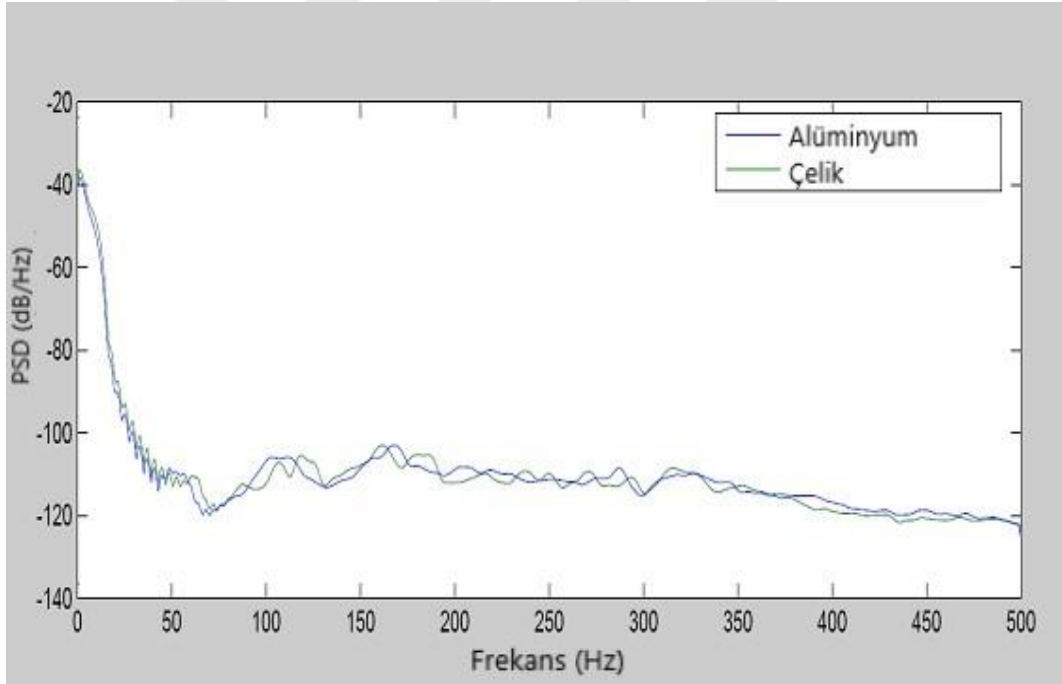
Şekil 4.31. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (y eksen)



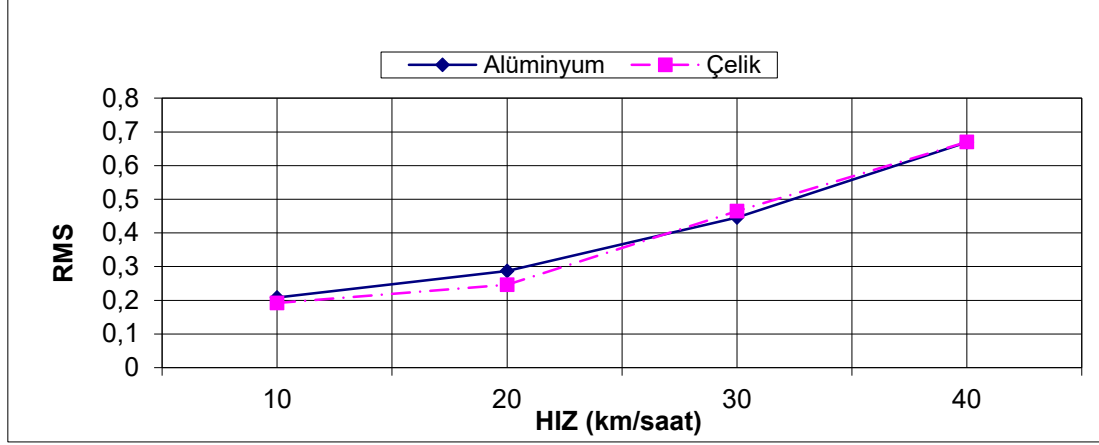
Şekil 4.32. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (y eksen)



Şekil 4.33. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Gövde (y eksen)



Şekil 4.34. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Gövde (y eksen)



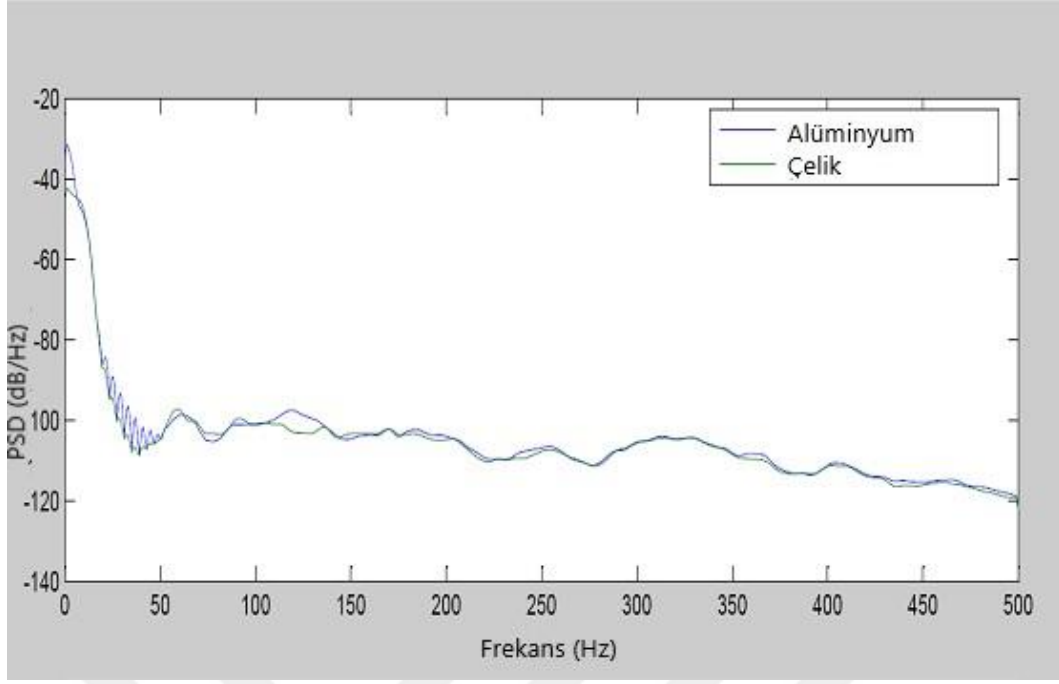
Şekil 4.35. Düz Asfalt Parkur Gövde y eksen RMS grafiği

Gövde bölgesi y-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

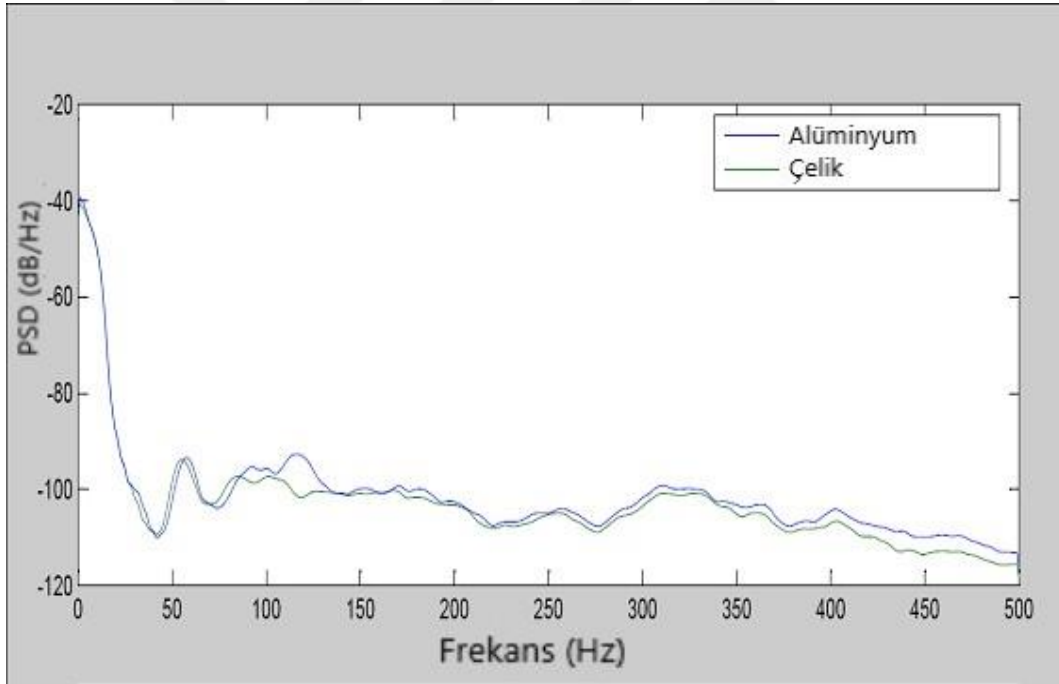
10, 30 ve 40 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine çok yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

20 km/saat hız için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine yakın değerlerde ve çelik taşıyıcı teker üzerindeki salınımların daha düşük olduğu görülmektedir.

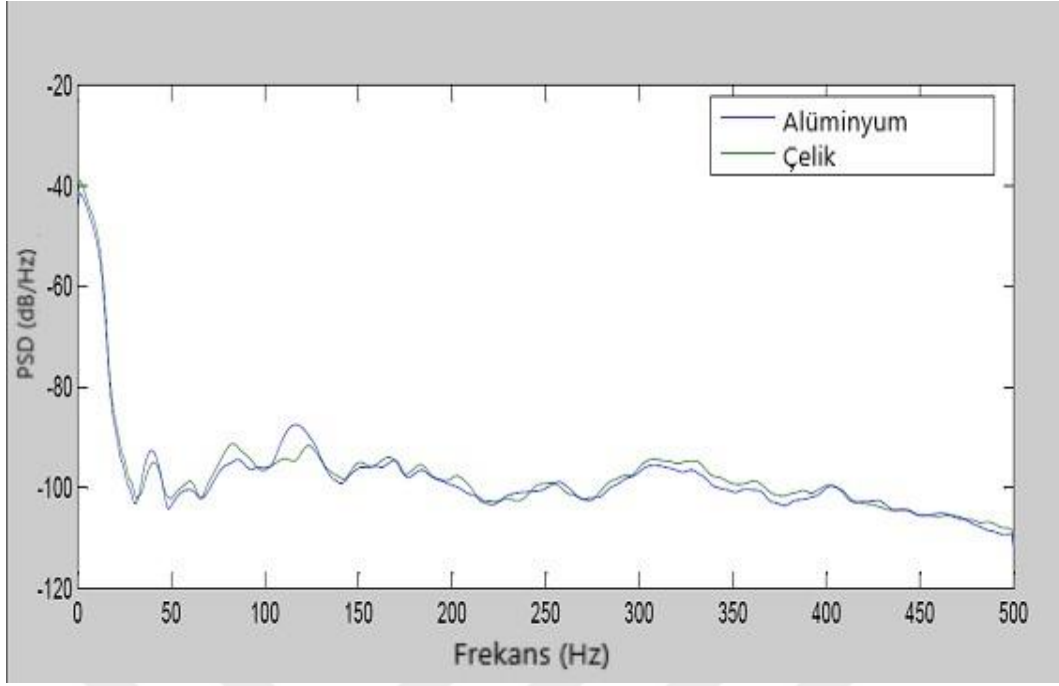
Testler esnasında düz asfalt parkurda gövde bölgesi z-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.36.'dan Şekil 4.39'a kadar, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.40'da gösterilmiştir.



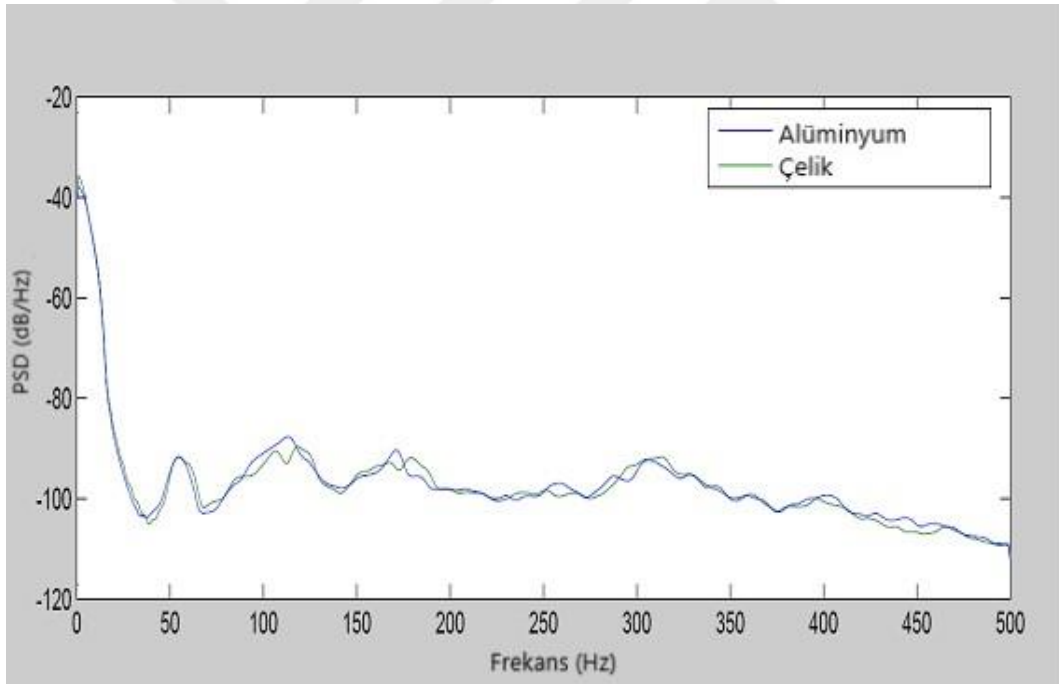
Şekil 4.36. Düz Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (z eksen)



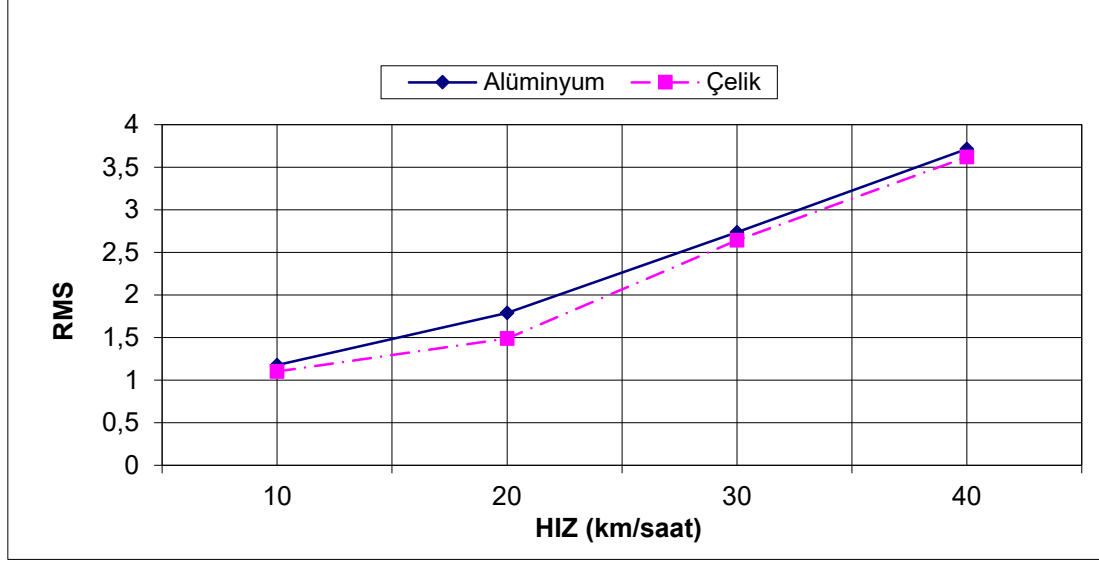
Şekil 4.37. Düz Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (z eksen)



Şekil 4.38. Düz Asfalt Parkur 30 km/saat Hız Testleri Gövde (z ekseni)



Şekil 4.39. Düz Asfalt Parkur 40 km/saat Hız Testleri Gövde (z ekseni)



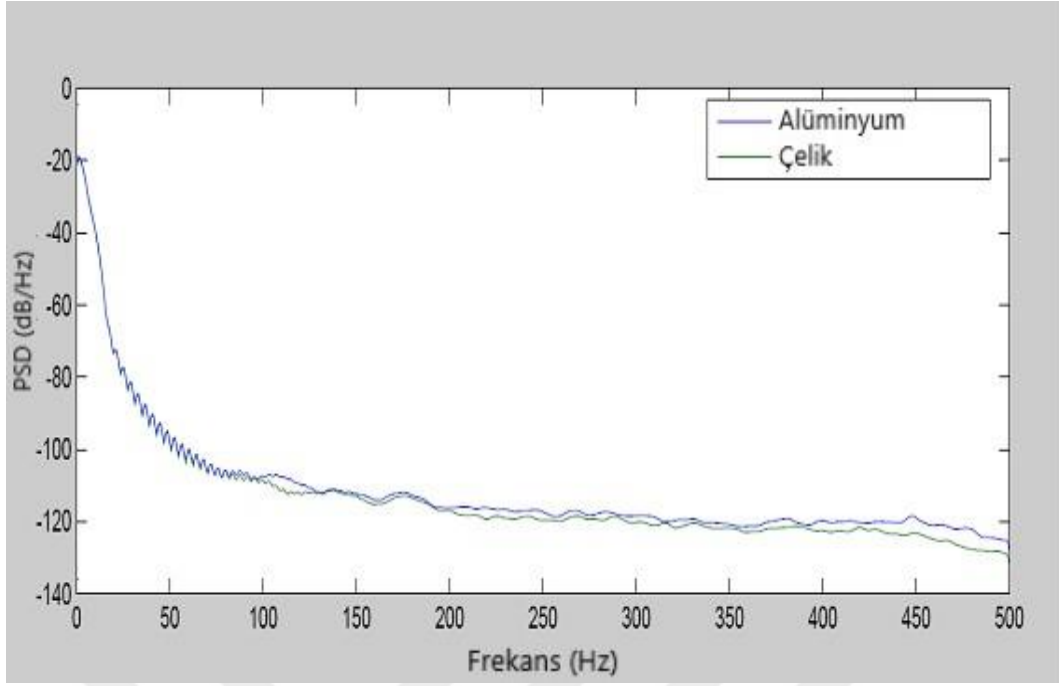
Şekil 4.40. Düz Asfalt Parkur Gövde z ekseni RMS grafiği

Gövde bölgesi z-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

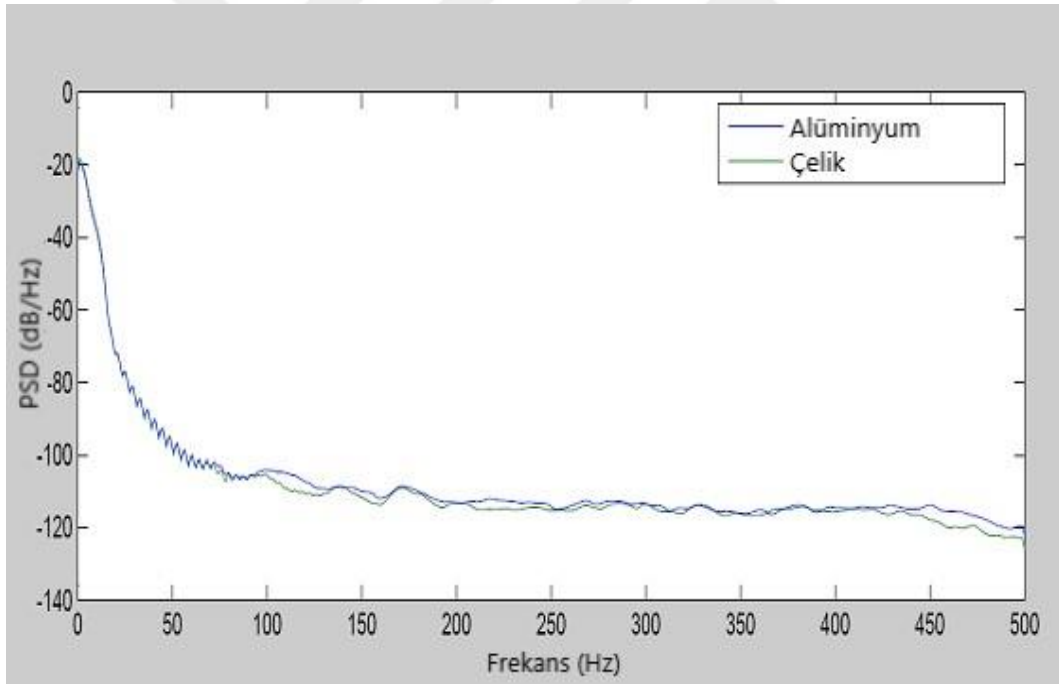
10 ve 40 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine çok yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

20 ve 30 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine yakın değerlerde ve çelik taşıyıcı teker üzerindeki salınımların daha düşük olduğu görülmektedir.

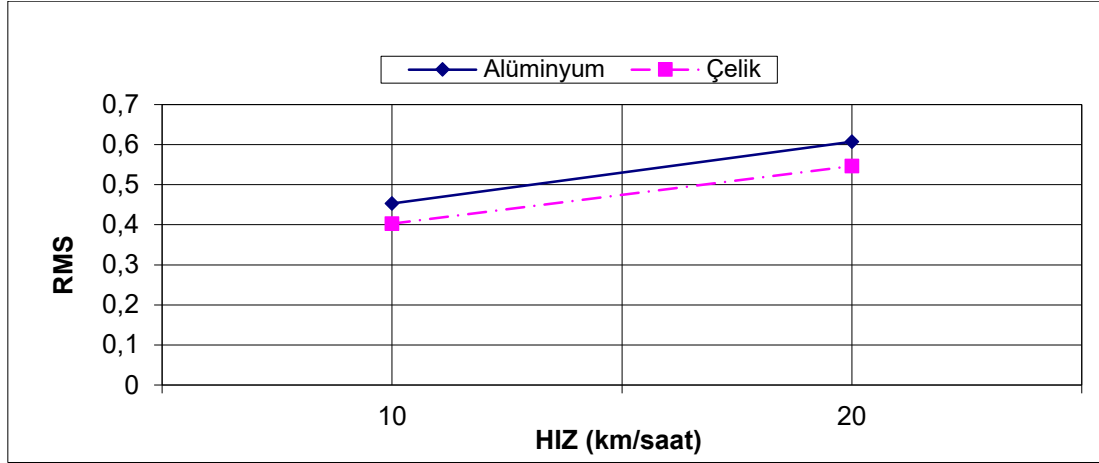
Testler esnasında APG asfalt parkurda sağ taşıyıcı teker üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.41. ve Şekil 4.42’de, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.43’de gösterilmiştir.



Şekil 4.41. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z eksen)



Şekil 4.42. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Sağ Taşıyıcı Teker (z eksen)

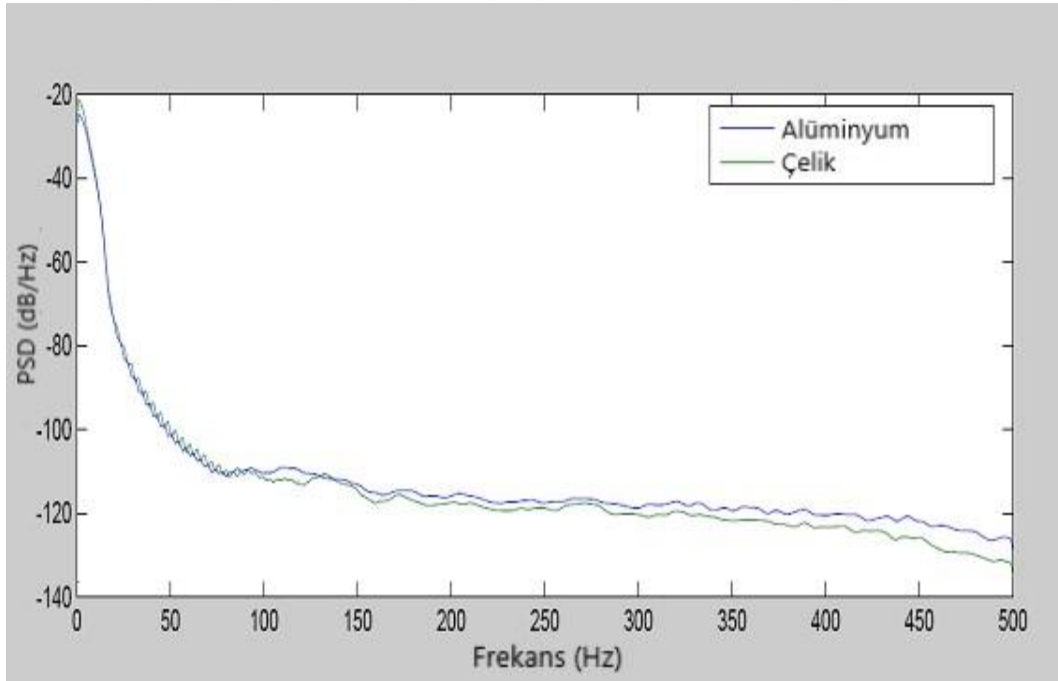


Şekil 4.43. APG Asfalt Parkur Sağ Taşıyıcı Teker z ekseni RMS grafiği

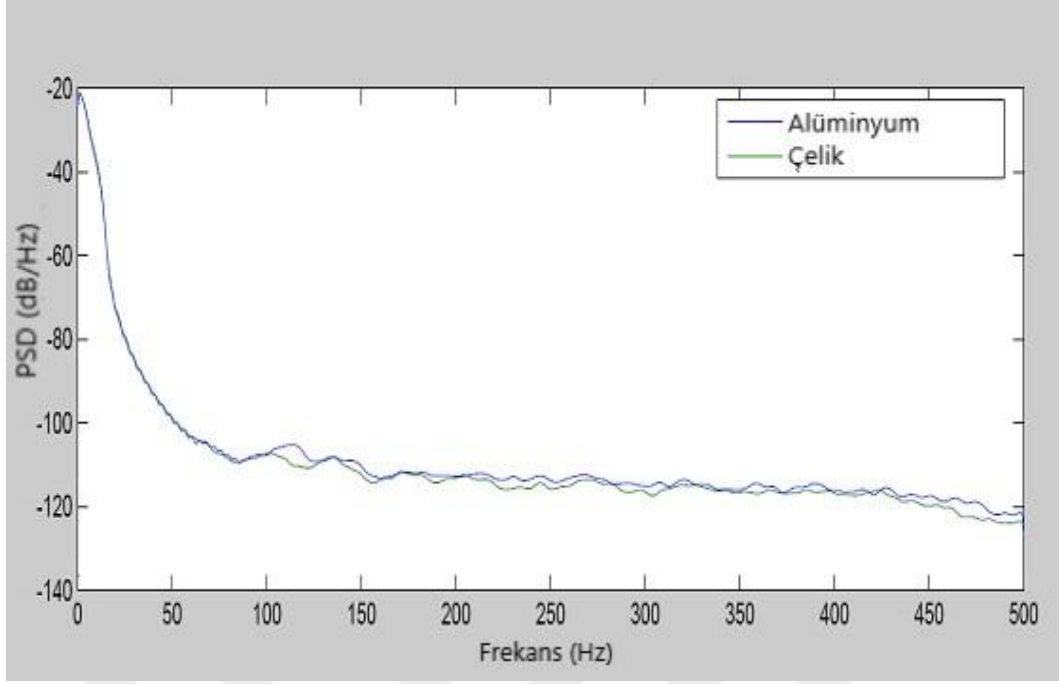
Sağ taşıyıcı teker z-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10 ve 20 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine çok yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

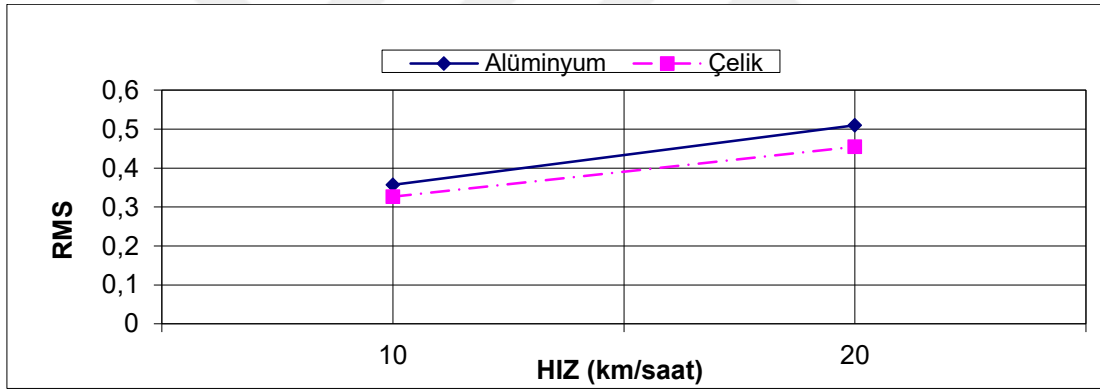
Testler esnasında APG asfalt parkurda sol taşıyıcı teker üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.44. ve Şekil 4.45’de, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.46’da gösterilmiştir.



Şekil 4.44. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z ekseni)



Şekil 4.45. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Sol Taşıyıcı Teker (z eksen)

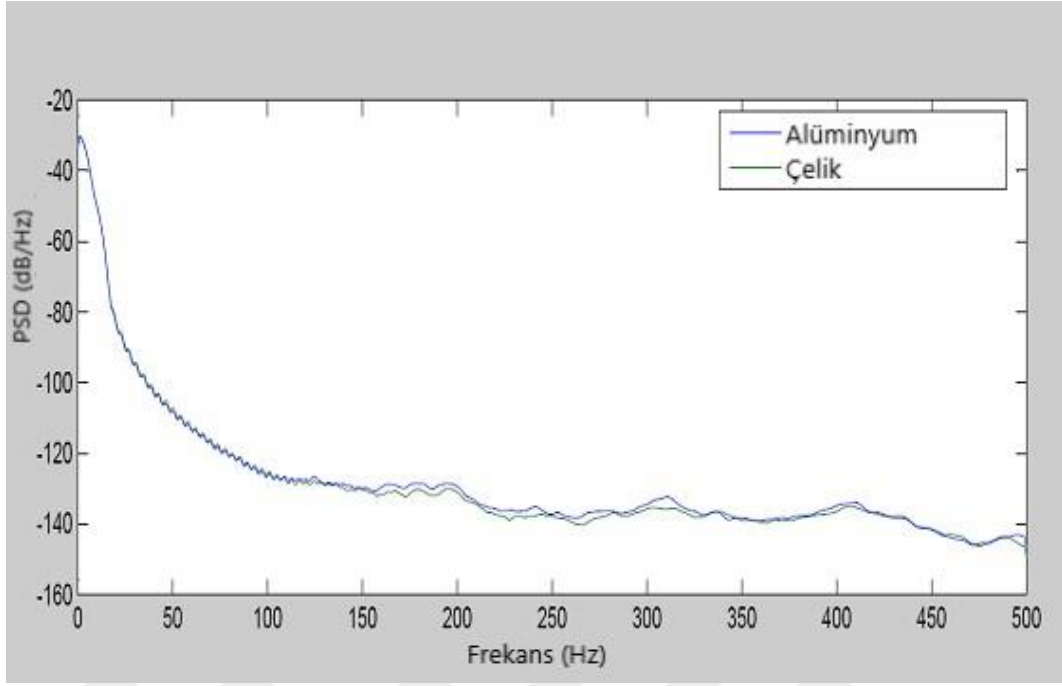


Şekil 4.46. APG Asfalt Parkur Sol Taşıyıcı Teker z eksen RMS grafiği

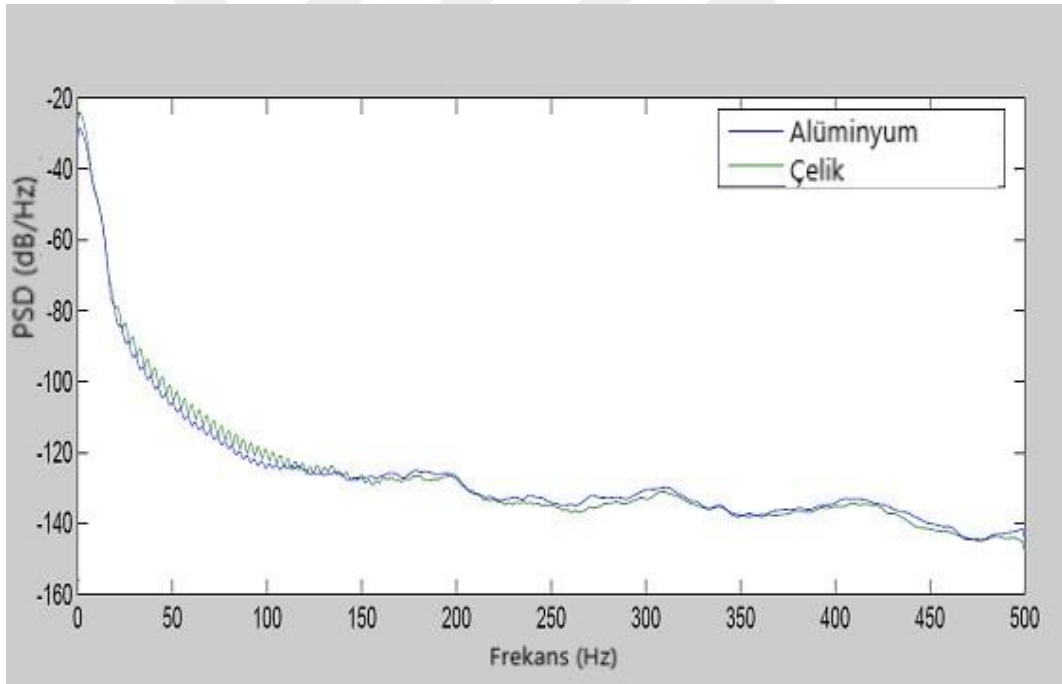
Sol taşıyıcı teker z-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10 ve 20 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine çok yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

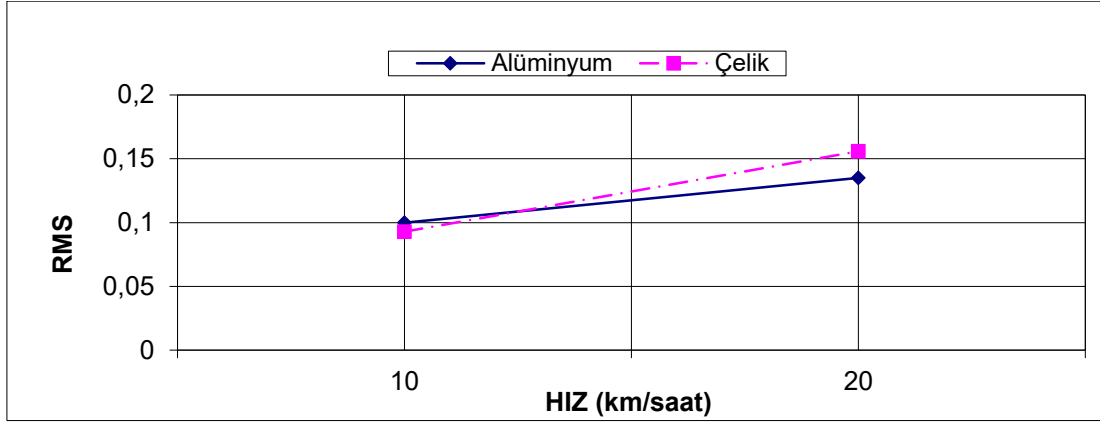
Testler esnasında APG asfalt parkurda tavan bölgesi x-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.47. ve Şekil 4.48'de, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.49'da gösterilmiştir.



Şekil 4.47. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (x eksen)



Şekil 4.48. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (x eksen)

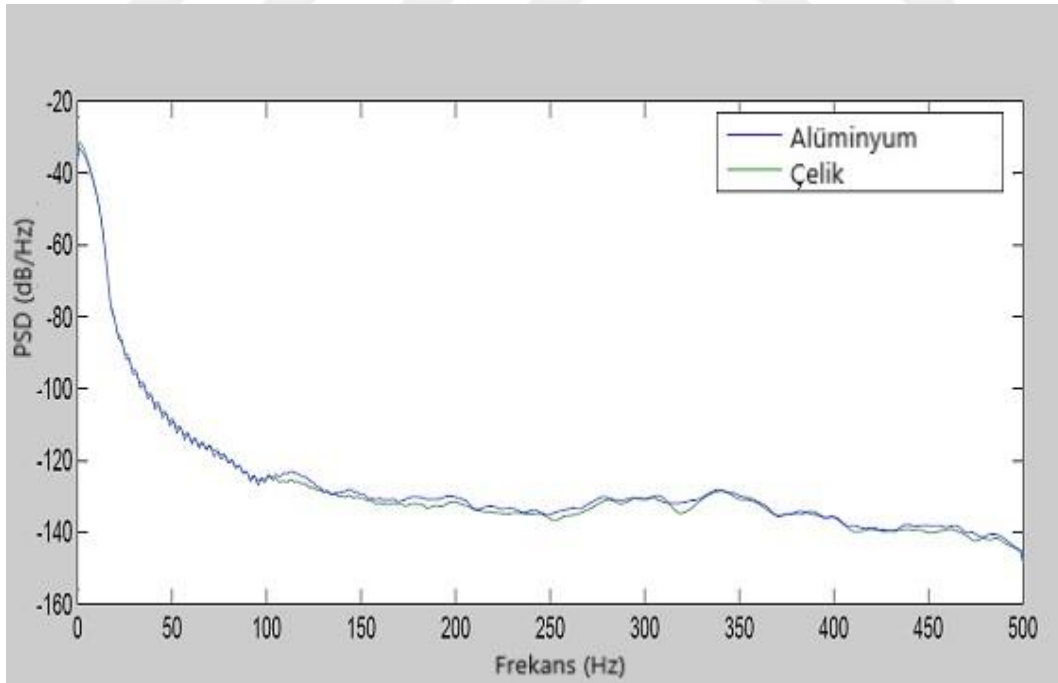


Şekil 4.49. APG Asfalt Parkur Tavan x eksen RMS grafiği

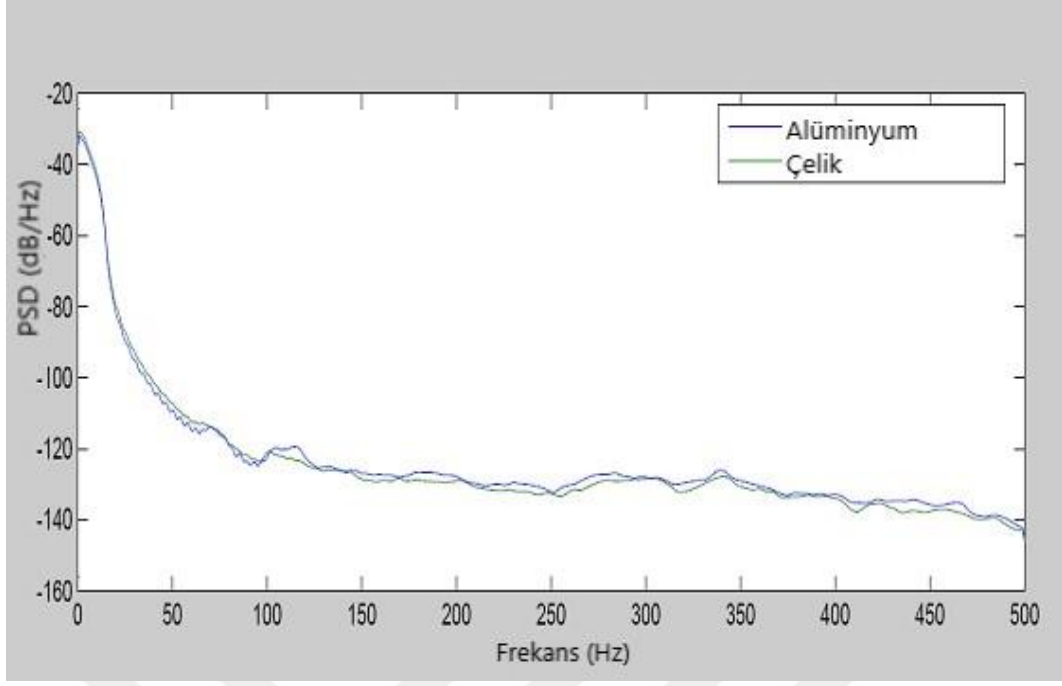
Tavan bölgesi x-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10 ve 20 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine çok yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

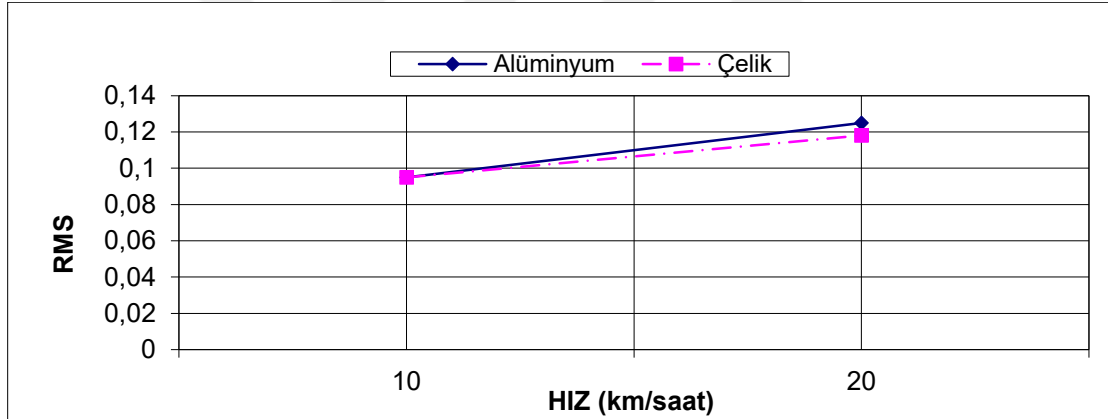
Testler esnasında APG asfalt parkurda tavan bölgesi y-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.50. ve Şekil 4.51'de, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.52'de gösterilmiştir.



Şekil 4.50. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)



Şekil 4.51. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (y eksen)

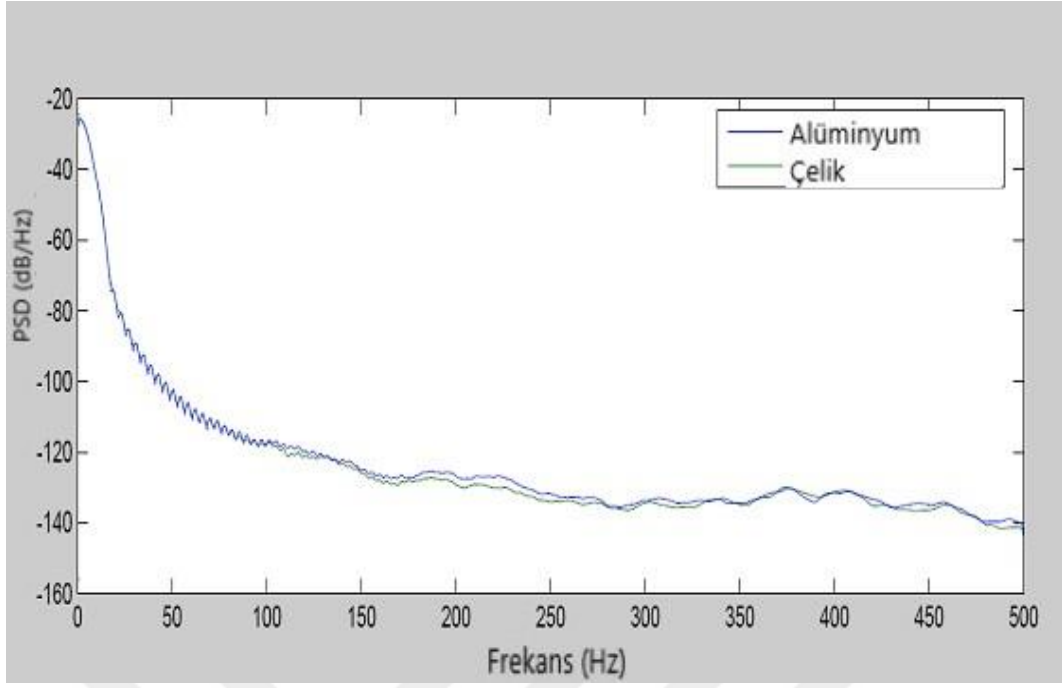


Şekil 4.52. APG Asfalt Parkur Tavan y eksen RMS grafiği

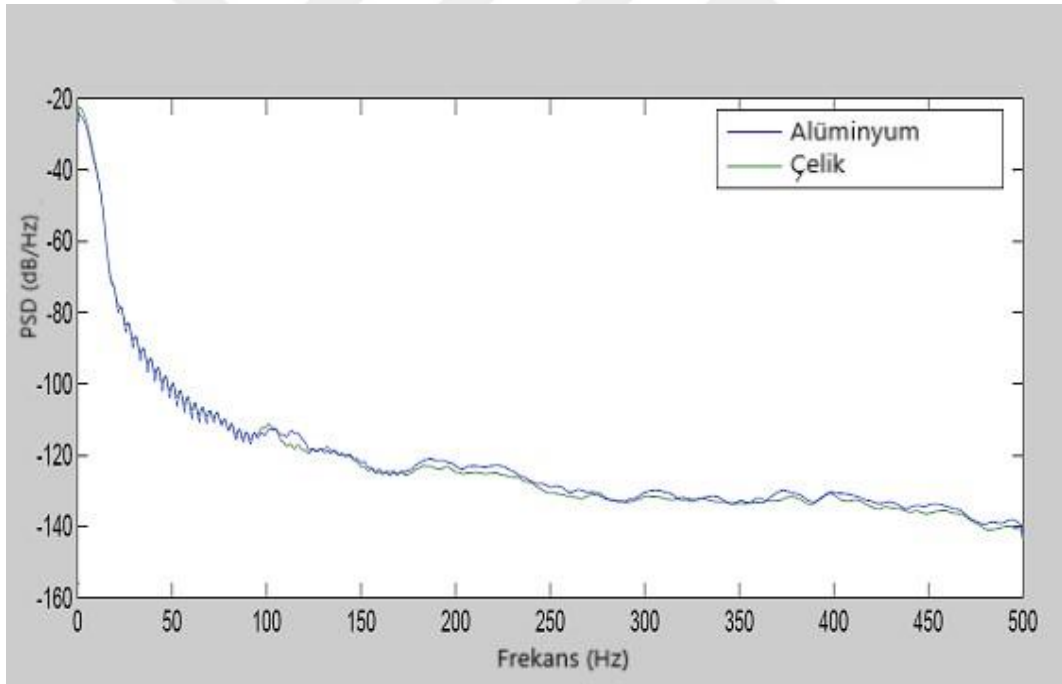
Tavan bölgesi y-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10 ve 20 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine çok yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

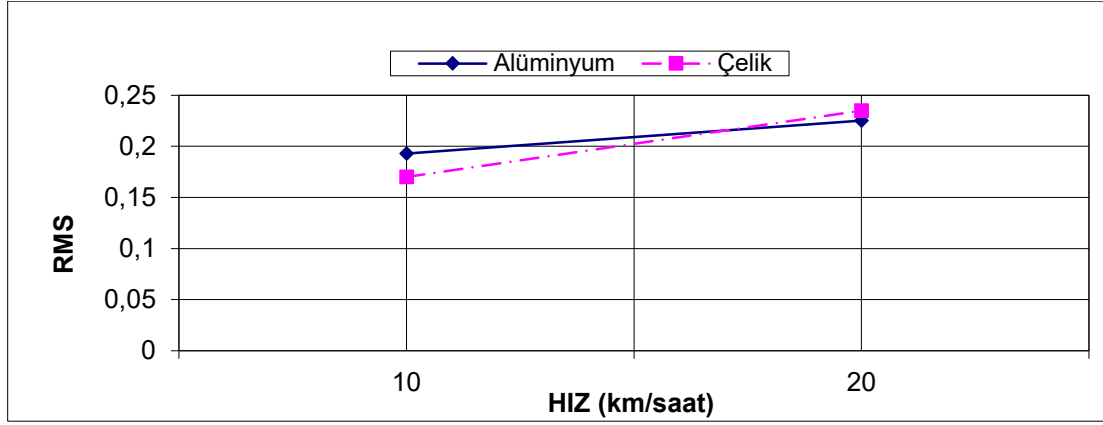
Testler esnasında APG asfalt parkurda tavan bölgesi z-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.53. ve Şekil 4.54'de, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.55'de gösterilmiştir.



Şekil 4.53. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)



Şekil 4.54. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Tavan (z eksen)

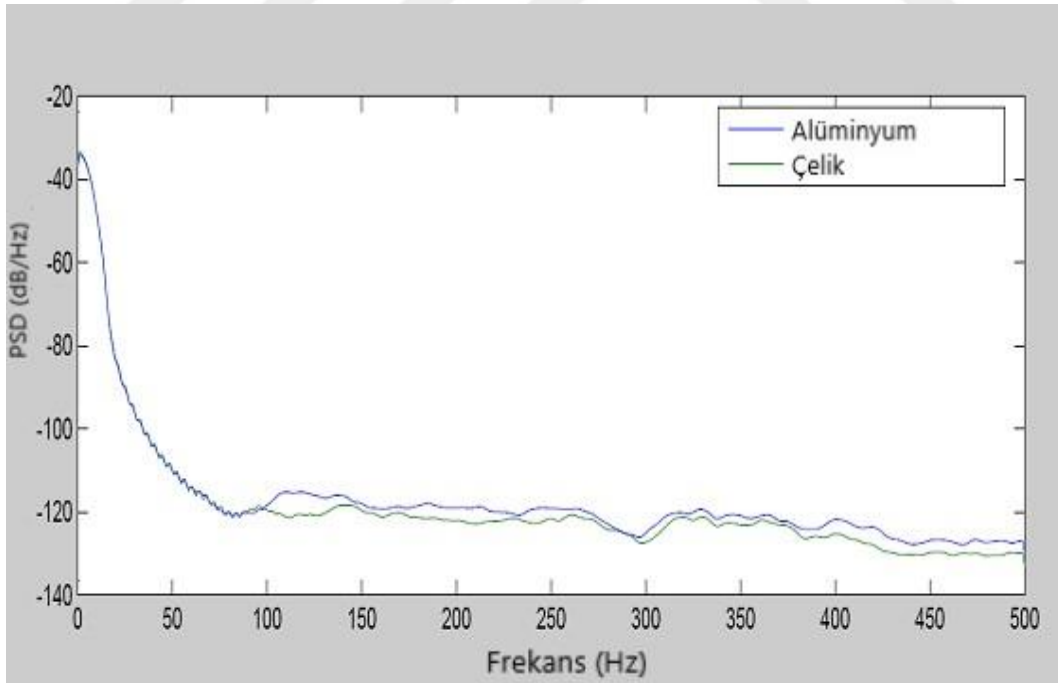


Şekil 4.55. APG Asfalt Parkur Tavan z eksen RMS grafiği

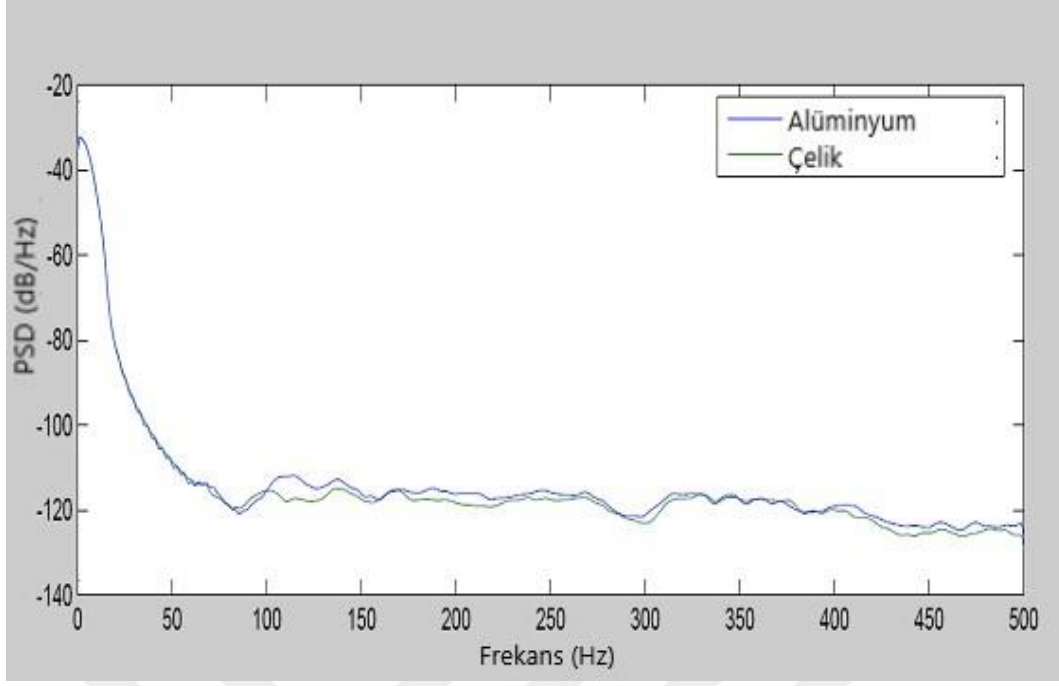
Tavan bölgesi z-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10 ve 20 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine çok yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.

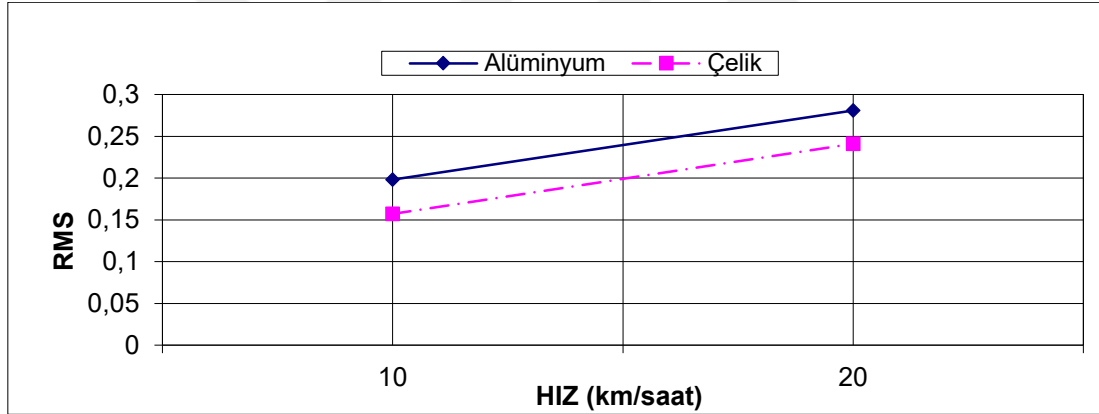
Testler esnasında APG asfalt parkurda gövde bölgesi x-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.56. ve Şekil 4.57’de, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.58’de gösterilmiştir.



Şekil 4.56. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (x eksen)



Şekil 4.57. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (x eksen)

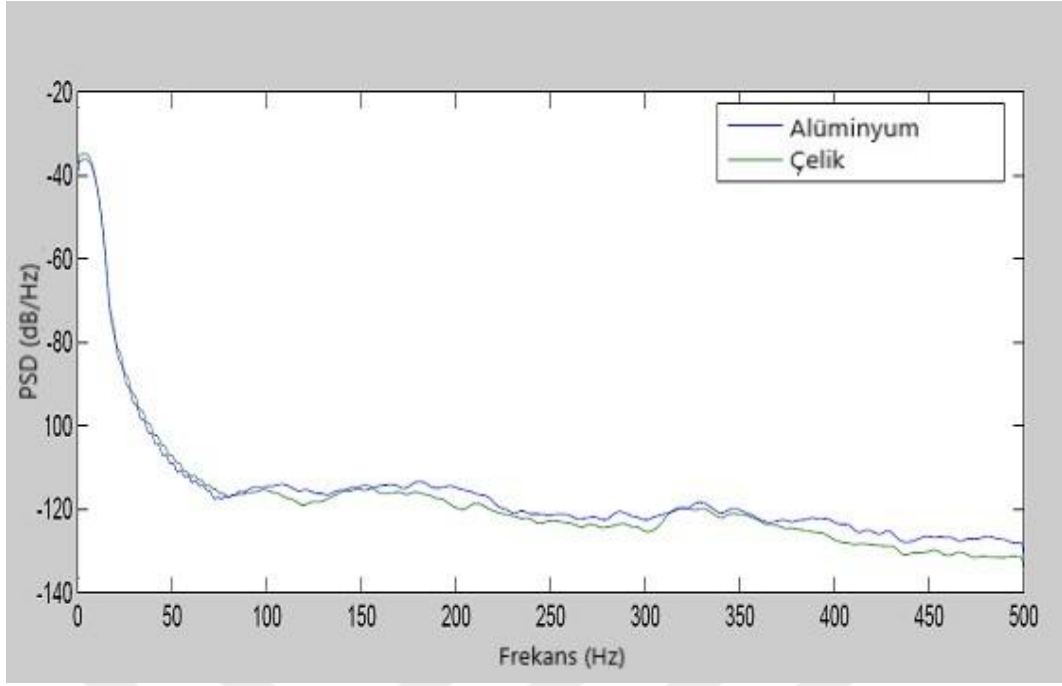


Şekil 4.58. APG Asfalt Parkur Gövde x eksen RMS grafiği

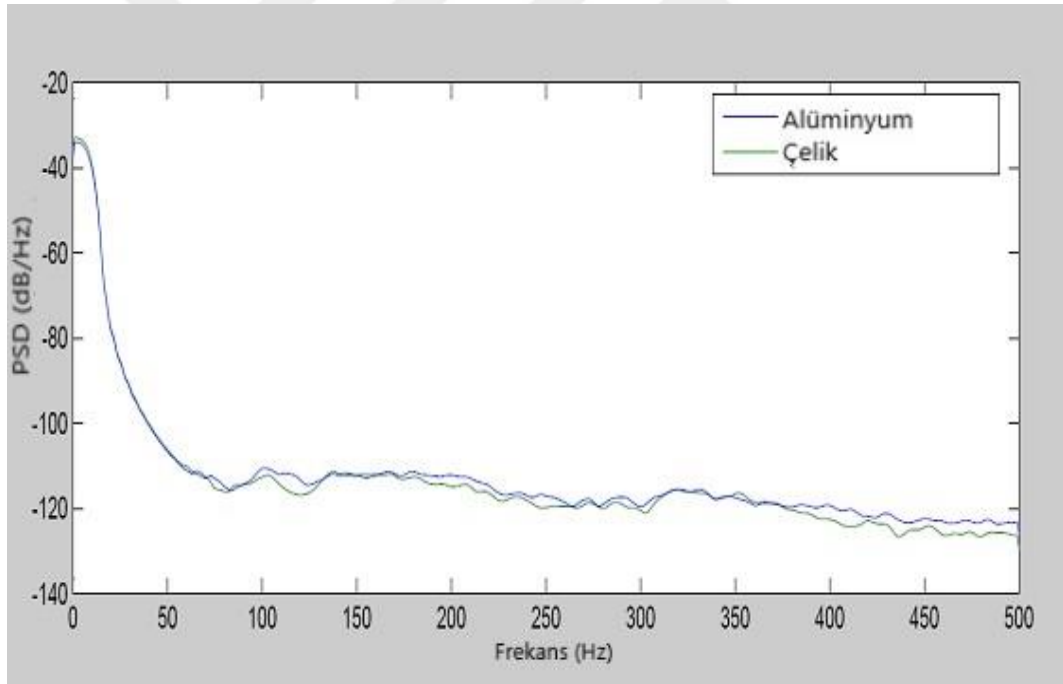
Gövde bölgesi x-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10 ve 20 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine yakın değerlerde ve çelik taşıyıcı teker üzerindeki salınımların daha düşük olduğu görülmektedir.

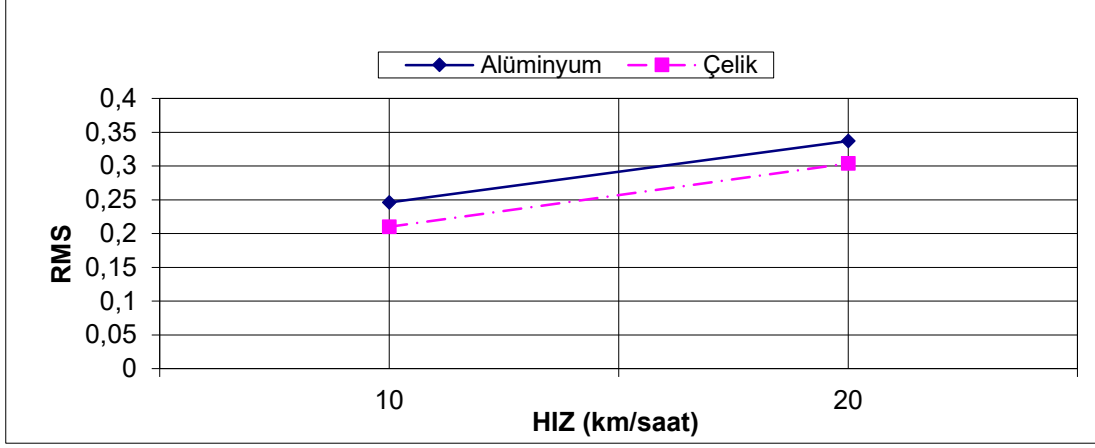
Testler esnasında APG asfalt parkurda gövde bölgesi y-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.59. ve Şekil 4.60'da, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.61'de gösterilmiştir.



Şekil 4.59. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (y eksenini)



Şekil 4.60. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (y eksenini)

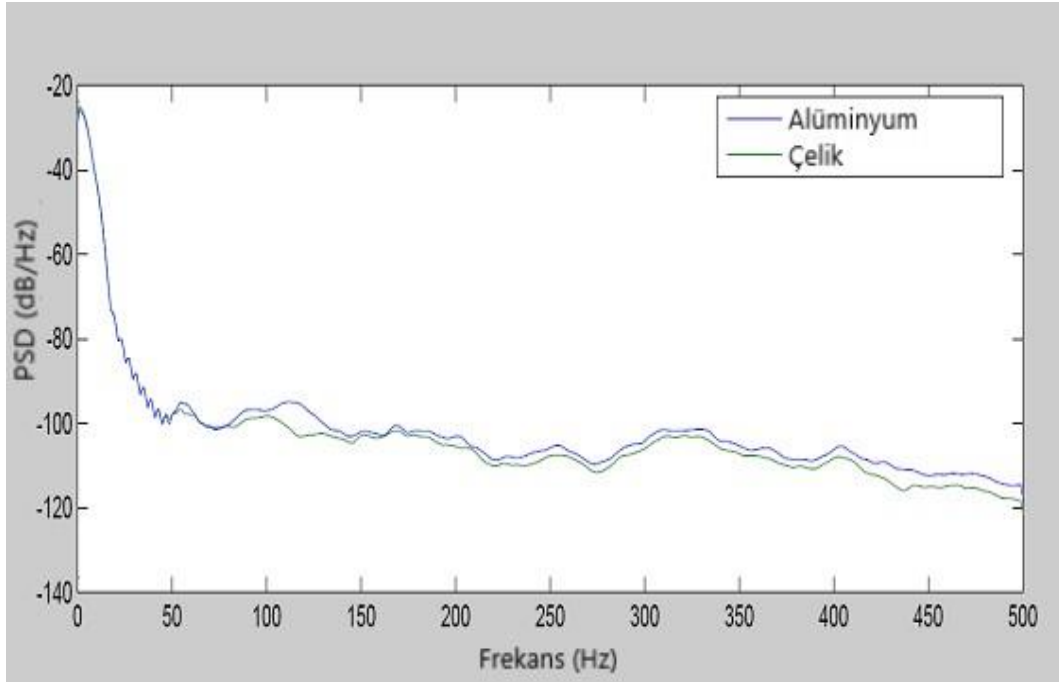


Şekil 4.61. APG Asfalt Parkur Gövde y eksenli RMS grafiği

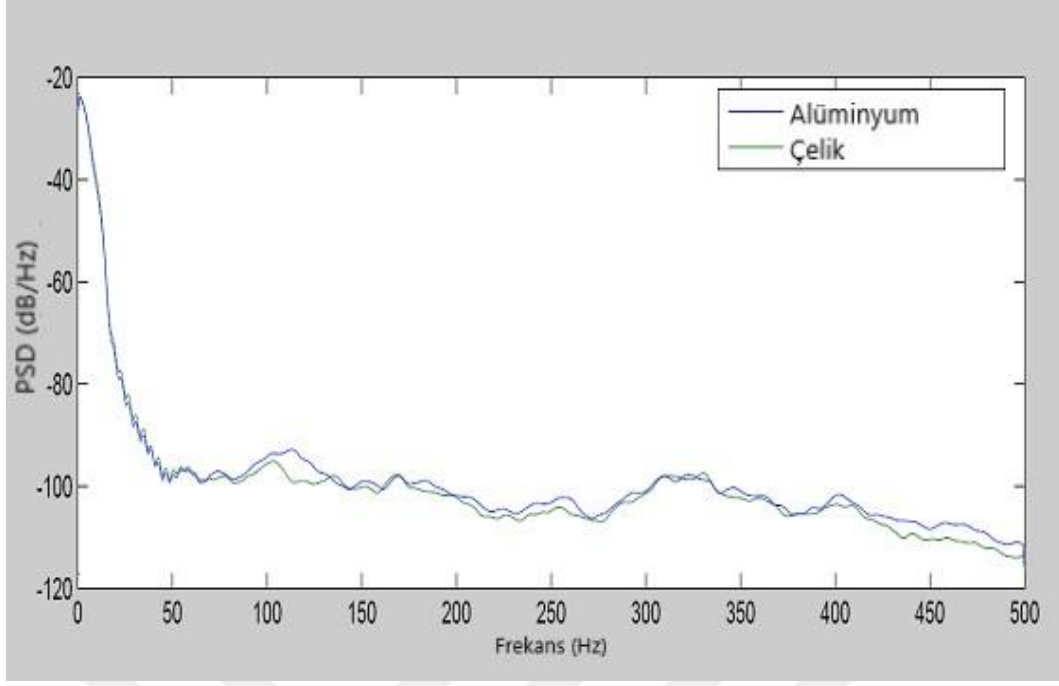
Gövde bölgesi y-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10 ve 20 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine yakın değerlerde ve çelik taşıyıcı teker üzerindeki salınımların daha düşük olduğu görülmektedir.

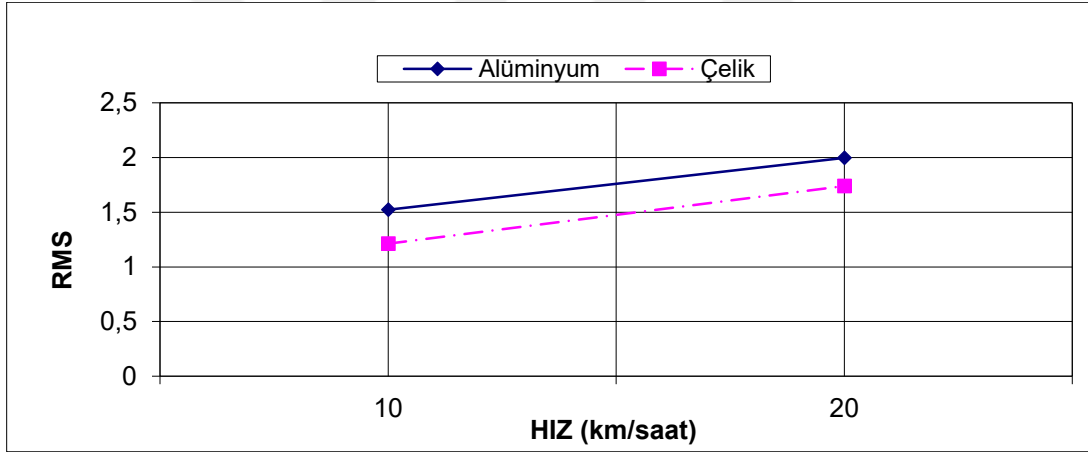
Testler esnasında APG asfalt parkurda gövde bölgesi z-ekseni üzerinden elde edilen ivmeölçer verilerinin PSD grafikleri Şekil 4.62. ve Şekil 4.63’de, her bir hız için hesaplanmış olan 0-500 Hz arası RMS genlik değerlerinin hıza bağlı karşılaştırma grafiği Şekil 4.64’de gösterilmiştir.



Şekil 4.62. APG Asfalt Parkur 10 km/saat Hız Testleri Gövde (z eksenli)



Şekil 4.63. APG Asfalt Parkur 20 km/saat Hız Testleri Gövde (z ekseni)



Şekil 4.64. APG Asfalt Parkur Gövde z ekseni RMS grafiği

Gövde bölgesi z-ekseni için oluşturulan PSD ve RMS grafikleri incelendiğinde,

10 ve 20 km/saat hızlar için; çelik ve alüminyum taşıyıcı tekerlerin titreşim genliklerinin birbirine yakın değerlerde ve çelik taşıyıcı teker üzerindeki salınımların daha düşük olduğu görülmektedir.

Grafiklerin genel değerlendirmesinde;

- Testlerin genelinde alüminyum ve çelik taşıyıcı tekerlerin titreşim genlikleri ve karakteristiklerinin birbirine benzer özelliklerde olduğu,

- Aynı bölge ve aynı eksen üzerinden elde edilen değerler incelendiğinde, alüminyum ve çelik taşıyıcı tekerlerin titreşim enerjilerinde az da olsa farklılıklar olduğu ve testlerin

genelinde elik taşıyıcı tekerlerin alüminyum taşıyıcı tekerlerden daha az enerjiye sahip olduğu,

- Düz asfalt parkurda yapılan testlerde, 30 km/saat hızda sağ ve sol taşıyıcı tekerler ve tavan bölgesi üzerinden elde edilen değerlerin, grafiklerin genel eğilimlerinden sapma yaparak, alüminyum taşıyıcı tekerler için titreşim enerjisinin elik taşıyıcı tekerlerden daha düşük değerlerde olduğu,

- Ayrıca sağ ve sol taşıyıcı tekerler üzerindeki ivmeölçerlerden elde edilen değerler incelendiğinde; titreşim karakteristikleri yakın olmasına rağmen, alüminyum ve elik taşıyıcı tekerlerin her ikisi için de sağ taraftan elde edilen titreşim enerjisinin sol taraftan elde edilenden daha yüksek olduğu gözlenmektedir.

Bu kapsamda;

- Sağ ve sol taşıyıcı tekerler üzerindeki ivmeölçerlerden aynı taşıyıcı tekerler ve aynı hız değerlerinde elde edilen değerlerin birbirlerinden farklı olması ile ilgili olarak;

Test parkurunun fiziksel yapısından kaynaklı olarak, aracın saat yönünde veya saatin tersi yönünde bir hareket gerçekleştirmesi gerekmektedir. Araç hareket yönünün saatin tersi yönünde tercih edilerek, testler boyunca aracın sola dönerek ilerlemesi nedeni ile aracın sağ cer dişlisi daha hızlı, sol cer dişlisi ise daha yavaş dönerek aracın sola dönüşünü sağlamaktadır. Sağ cer dişlisinin sol cer dişlisine göre daha hızlı dönmesinin; sağ tarafta cer dişlisinin palet sarmalına daha fazla çarpmasına ve kordal hareket sebebiyle sol tarafa göre daha fazla titreşim oluşmasına neden olduğu,

Sağ ve sol taraftaki taşıyıcı tekerlerin üzerine yerleştirilmiş ivmeölçerlerin hassasiyetlerinin ve birbirlerine göre olan konum farklılıklarının da sağ ve sol taşıyıcı tekerler üzerinden alınan değerlerin birbirinden farklı olmasına neden olarak sonucu etkileyen faktörlerden olduğu,

Yine sola dönüşlerde sağ palet sarmalının daha hızlı dönmesi, palet padlarında ve taşıyıcı tekerlerin yere basma yüzeylerinde kullanılan kauçuk malzemelerin sağ tarafta sola göre daha fazla yüklenmesine ve ısınmasına neden olmaktadır. Viskoelastik yapılarından dolayı zamana, sıcaklığa, yüklenme hızlarına bağlı olarak değişken davranış gösteren kauçuk malzemelerin sağ tarafta daha fazla yüklenmesi ve ısınmasının da sağ taraftan elde edilen titreşim enerjisinin sola göre daha yüksek olmasının nedenlerinden olduğu değerlendirilmiştir.

- Testlerin genelinde aynı bölge ve aynı eksen üzerinden elde edilen değerler incelendiğinde, çelik taşıyıcı tekerlerden elde edilen titreşim değerlerinin alüminyum taşıyıcı tekerlerden elde edilen değerlerden düşük olması ile ilgili olarak;

Tasarım farklılıkları dolayısıyla, bu projede kullanılan alüminyum taşıyıcı tekerlerin yere basma yüzeylerinin çelik taşıyıcı tekerlerin yere basma yüzeylerinden daha geniş olması ve bu durumun palet sarmalı ile daha fazla temas halinde olmasına yol açarak alüminyum taşıyıcı tekerlerden kaynaklı titreşim enerjisinin artmasına neden olduğu,

Sistemin doğal frekansının kütle ile ters orantılı olması nedeniyle kütle artışının doğal frekansın azalmasına bağlı olarak titreşimin maksimum genlik değerinin azalmasına yol açacağı göz önüne alındığında; çelik taşıyıcı tekerlerin kütlesinin alüminyum taşıyıcı tekerlerden daha fazla olmasının titreşim enerjisinin daha düşük olmasına neden olduğu,

Elastisite modülünün alüminyum için yaklaşık olarak 70 GPa, çelik için 200 GPa olmasından dolayı, alüminyum deplasman değerleri çeliğe göre neredeyse üç kat daha fazla olacağından, çelik taşıyıcı tekerler, alüminyum taşıyıcı tekerlerden daha rijit bir yapıdadır. Bu durumun çelik taşıyıcı tekerlerden dolayı oluşan titreşim enerjisinin daha düşük olmasına neden olduğu,

Testler, öncelikle alüminyum taşıyıcı tekerler daha sonra çelik taşıyıcı tekerlerle tamamlanmış ve çelik taşıyıcı tekerlerin montajı sürecinde yağmur yağması nedeniyle test parkuru ıslanmıştır. Dolayısıyla çelik taşıyıcı tekerlerle tamamlanan testler, ıslak zeminde gerçekleştirilmiştir. Islak zeminden kaynaklı olarak palet sarmalı ve parkur arasındaki sürtünme azalacağından bu durumun zeminden kaynaklı olarak süspansiyon sisteminde oluşan titreşimin azalmasına neden olduğu,

Ayrıca yağmur sonrası hava sıcaklıklarında meydana gelen 2-3 °C arasındaki azalmanın süspansiyon ünitesi içerisinde bulunan ve pasif süspansiyon sistemlerinde tekerin yerine geri getirilmesi için yay görevini yapan azot gazının basıncının azalmasına ve tekerin yerine geri gelirken daha yavaş ve yumuşak bir şekilde hareket etmesine bu duruma bağlı olarak titreşim enerjisinin düşmesine neden olduğu değerlendirilmiştir.

- Düz asfalt parkurda yapılan testlerde 30 km/saat hızda sağ ve sol taşıyıcı tekerler ve tavan bölgesi üzerinden elde edilen değerlerin, grafiklerin genel eğilimlerinden sapma yaparak alüminyum taşıyıcı tekerler için titreşim enerjisinin daha düşük değerlerde olması ile ilgili olarak;

Testler öncesi palet gergi ayarlarının yapılarak tüm test hızlarında aynı gergi ayarı ile testlere devam edilmesi ve 30 km/saat hız için bu gergi ayarı ile toplanan verilerin RMS genlik değerlerinin alüminyum taşıyıcı tekerler için daha düşük değerlerde olmasından kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Bu durumun, çelik taşıyıcı tekerlerin doğal frekanslarının 30 km/saat hızda gergi ayarından kaynaklı tahrik kuvvetlerinin titreşim frekanslarıyla çakışması ve daha yüksek titreşim enerjisi oluşmasına neden olmasından kaynaklı olarak meydana geldiği değerlendirilmektedir.



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

- Tüm test hızlarında ve parkurlarda gerçekleştirilen testler sonucunda;

Sağ ve sol taşıyıcı tekerler üzerinden alınan titreşim verileri değerlendirildiğinde, çelik taşıyıcı teker ile alüminyum taşıyıcı tekerin titreşim enerjileri yakın değerlerdedir.

Tavan bölgesi üzerinden alınan titreşim verileri değerlendirildiğinde x, y, z eksenlerinde çelik taşıyıcı teker ile alüminyum taşıyıcı tekerlerden yakın değerler elde edilmiştir.

Gövde zemini üzerinden elde edilen titreşim verileri değerlendirildiğinde x, y, z eksenlerinde çelik taşıyıcı teker ile alüminyum taşıyıcı tekerin benzer titreşim karakteristikleri ve titreşim enerji değerleri elde edilmiştir.

Alüminyum taşıyıcı tekerler ile karşılaştırılan çelik taşıyıcı tekerler için elde edilen titreşim verilerinin sonuçları göz önüne alındığında; her iki tip taşıyıcı tekerin titreşim enerjileri ve karakteristiklerinin birbirine çok yakın olduğu ve birbirlerinin yerine kullanılmalarının personel, ekipman ve atış kontrolü yönünden uygun olduğu değerlendirilmiştir.

- Bu çalışmanın tamamlanması ile testlerde kullandığımız paletli araçta kullanılan, yerli imkânlarla üretim kabiliyeti bulunmayan ve yüksek maliyetlere sahip alüminyum taşıyıcı tekerlere, yerli imkânlarla tasarım ve imalatı gerçekleştirilen çelik taşıyıcı tekerler ile alternatif oluşturulması sağlanarak maliyet bazında yüzde 80 üzerinde tasarruf sağlanacaktır.

- Gelişen teknoloji, değişen ihtiyaç ve gereksinimler doğrultusunda ilerleyen dönemlerde farklı malzeme ve tasarımlar kullanılarak paletli araçlar için taşıyıcı teker imal edilmesi durumunda tasarımın optimize edilmesi amacıyla gerçekleştirilecek parkur testlerinde;

Test parkurunun fiziksel yapısı itibariyle test için kullanılan paletli aracın hareket yönü nedeniyle sağ ve sol taşıyıcı tekerlerden alınacak verilerin farklılık gösterebileceği, bu nedenle imkânlar dâhilinde testlerin hem saat yönünde hem de saat yönünün tersi istikametinde tekrarlanarak test sonuçlarının karşılaştırılmasının daha uygun olacağı,

Yağış nedeniyle parkurun ıslanabileceği ve sürtünmeleri etkileyebileceği; hava sıcaklığındaki değişimler nedeniyle süspansiyon sistemindeki yay ve sönüm elemanları gibi davranan yapılardaki basınç ve genleşme değerlerinin değişerek, sistemin tahrik kuvvetlerine karşı yer değiştirme cevabı gibi değerlerini etkileyebileceği ve sonuçların farklılık

gösterebileceği; bu nedenle testlerin mümkün olan en az hava değişimlerinin olduğu dönemlerde gerçekleştirilmesinin daha uygun olacağı değerlendirilmiştir.

- Gerçekleştirilen testler sırasında düz asfalt parkurda 30 km/saat hızda grafiklerin genel eğilimlerden sapma yaparak çelik taşıyıcı tekerler nedeniyle oluşan titreşim verilerinin daha yüksek değerlerde elde edilmesi ile ilgili olarak; çelik taşıyıcı tekerlerin tasarımlarının iyileştirilmesi için ilerleyen dönemlerde ihtiyaç duyulması halinde doğal frekanslarının kaydırılmasıyla tahrik kuvvetlerinin frekanslarıyla çakışmasının önüne geçilerek daha iyi bir sonuç elde edilebileceği, bu amaçla çelik taşıyıcı tekerin takviye çemberine kütle-katılık eklenip çıkarılabileceği değerlendirilmiştir.

- Taşıyıcı tekerlerin dış yüzeyini kaplayarak palet sarmalı ile sürekli temas halinde olan kauçuk kısmının 0,1 Gpa değerindeki elastikiyet katsayısının kauçuk hamur formülü ya da yapısı değiştirilerek daha düşük değerlere çekilmesi ile taşıyıcı tekerlerden kaynaklı titreşim enerjisinin daha da azaltılabileceği değerlendirilmiştir.

KAYNAKÇA

- Choi, S.B., Park, D.W., Lee, D.Y.** (2005). Optimal control of an electrorheological fluid suspension for tracked vehicle. *Journal of Automobile Engineering* Vol:219, Part D sf:843-855.
- Choi, S.B., Suh, M.S., Park, D.W., Shin, M.J.** (2001). Neuro-Fuzzy Control of a Tracked Vehicle Featuring Semi-Active Electro-Rheological Suspension Units. *Vehicle System Dynamics*, Vol:35,No:3 sf: 141-162.
- Cleare, G.V.** (1971) Some factors which influence the choice and design of high-speed track layers. *Journal of Terramechanics*, Vol:8,No:2 sf:11-27, Pergamon Press, İngiltere .
- Demirkaya, Ö.F.** (2020). *Paletli Zırhlı Bir Askeri Araçta Gövde Üzerine Monte Edilmiş Mekanik Bir Elemanın Titreşim Kaynaklı Yorulma Hasarının Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Analizi*. Y.Lisans Tezi. Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine Mühendisliği, Bursa.
- DoD.** (1993). MIL-HDBK-767(MI). *Desing Guidance For Interior Noise Reduction In Light-Armoured Tracked Vehicles*. Department of Defence, USA, p. 7-2.
- Emir, H.O.** (2019). *Experimental Failure Analysis of Thrust Bearings*. Y.Lisans Tezi. Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine Mühendisliği, İzmir.
- Hartka, J.E.** (1998). Advanced Suspension System for Tracked Combat Vehicles. *Institute For Defense Analysis*, IDA Paper P-3448, ABD.
- Hung, K. S., Chuan, T. T., Ann, A. L.** (2011). Reducing Vibration in Armoured Tracked Vehicles. *DSTA Horizons*, 68.
- Kaya, Ö.** (2008). *Titreşim ve Dinamik Davranışlar Dikkate Alınarak Vagon Dinamik Parametrelerinin İncelenmesi*. Y.Lisans Tezi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine Mühendisliği, İstanbul.
- Proakis, J.G. ve Manolakis, D.G.** (1996). *Digital Signal Processing Principles, Algorithms, and Applications*. Prentice-Hall, New Jersey.
- USAMC.** (1971). AMCP 706-357, *Engineering Design Handbook Automotive Bodies and Hulls*. Headquarters, U.S. Army Material Command.
- Wang, X.** (2010). *Vehicle Noise And Vibration Refinement*. Oxford Cabridge New Delhi: Woodhead Publishing Limited.

Wong, J.Y. (2001). *Theory of Ground Vehicles. 3.Baskı*, New York, John Wiley & Sons, New York, ABD.

Yamakawa, J., Watanabe, K. (2004). A spatial motion analysis model of tracked vehicles with torsion bar type suspension. *Journal of Terramechanics* Vol: 41, sf:113-126.

Zheng-Dong, MA, Perkins, N.C. (2002). A track-wheel-terrain interaction model for dynamic simulation of tracked vehicles. *Vehicle System Dynamics*, Vol:37, No:6, sf:401-421.

