



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



TEKERLEKLİ ASKERİ ARAÇ
BİLEŞENLERİNİN TİTREŞİM KAYNAKLI
YORULMA ANALİZLERİ

Mehmet Sefa GÜMÜŞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık-2020
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Mehmet Sefa GÜMÜŞ tarafından hazırlanan “TEKERLEKLİ ASKERİ ARAÇ BİLEŞENLERİNİN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA ANALİZLERİ” adlı tez çalışması 17/12/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI

Danışman

Prof. Dr. Mete KALYONCU

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

İmza

.....

.....

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.



Mehmet Sefa GÜMÜŞ

Tarih: 17.12.2020

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEKERLEKLİ ASKERİ ARAÇ BİLEŞENLERİNİN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA ANALİZLERİ

Mehmet Sefa GÜMÜŞ

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mete KALYONCU

2020, 100 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI

Prof. Dr. Mete KALYONCU

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

Bu çalışmada, askeri tekerlekli araçlar üzerine bağlanan bileşenlerin titreşim kaynaklı yorulma analizleri yapılmıştır. Deneysel doğrulama uygulaması olarak askeri araç üzerine bağlanan bir elektrik panosu askı aparatı kullanılmıştır. Elektrik panosu askı aparatı üzerinde zaman ve frekans uzayında titreşim kaynaklı yorulma analizleri gerçekleştirilmiş ve yapılan yorulma test sonuçlarıyla karşılaştırılarak önerilen yöntemlerin deneysel doğrulama yapılmıştır. Elektrik panosunun bağlanacağı araç üzerinde meydana gelecek titreşimleri tanımlamak için ABD Savunma Bakanlığı tarafından hazırlanmış MIL-STD-810G Test Standardı kullanılmıştır. Elektrik panosu askı aparatının üç boyutlu bir katı modeli oluşturularak sonlu elemanlar yöntemiyle modal analiz ve belirtilen yüklemeler altında rastgele titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Frekans uzayında Narrow-Band, Wirsching-Light, Ortiz-Chen, Tunna, $a_{0.75}$, Tovo-Benasciutti ve Dirlik yöntemlerine göre yorulma ömürleri hesaplanmıştır. Zaman uzayında ise olası hasar noktaları üzerinden alınan tepki güç spektral yoğunluklarına göre gerilme-zaman geçmişi sentezlenmiştir. Sentezlenen zaman geçmişlerinin tepki güç spektral yoğunluklarına uygunlukları kontrol edildikten sonra Rainflow Algoritması'na göre çevrimler sayılmıştır. Sayılan çevrimlerin meydana getirdiği hasarlar Palmgren-Miner hasar birikimi teorisine göre toplanarak askı aparatının araç üzerinde farklı eksenlerdeki ömürleri elde edilmiştir. Askı aparatının bağlanacağı araç üzerindeki minimum ömür, boyuna ekseninde gözlemlenmiştir. Bu yönde tanımlanan yüklemeler altında elektrik panosu askı aparatının ömrü deneysel olarak titreşim testleriyle elde edilmiştir. Deneysel olarak gözlemlenen ve elde edilen yorulma ömrü, zaman uzayında ve frekans uzayında önerilen yöntemler kullanılarak hesaplanan yorulma ömürleriyle karşılaştırılmış ve sonuçlar tablolar halinde sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Titreşim Kaynaklı Yorulma, Tekerlekli Askeri Araç, MIL-STD-810G Test Standardı, Narrow-Band Yöntemi, Wirsching-Light Yöntemi, Ortiz-Chen Yöntemi, Tunna Yöntemi, $a_{0.75}$ Yöntemi, Tovo-Benasciutti Yöntemi, Dirlik Yöntemi, Rainflow Algoritması.

ABSTRACT

MS THESIS

VIBRATION FATIGUE ANALYSIS OF MILITARY WHEELED VEHICLE COMPONENTS

Mehmet Sefa GÜMÜŞ

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering**

Advisor: Prof. Dr. Mete KALYONCU

2020, 100 Pages

Jury

**Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI
Prof. Dr. Mete KALYONCU
Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR**

In this study, vibration fatigue analyses are carried out according to military standards on the components mounted on military wheeled vehicles. As an experimental verification, an electrical box bracket attached to a military vehicle is used. Vibration fatigue analyses are carried out both in the time-domain and the frequency-domain. Proposed methods are compared with the results of the vibration fatigue test. MIL-STD-810G Test Standard prepared by the US Department of Defense is used to define the vibration levels. The electrical box bracket is simulated by Finite Element Method. Modal and random vibration analyses are carried out under the specified loads on the 3-D model of electrical box bracket. In the frequency domain, the fatigue life is calculated according to Narrow-Band, Wirsching-Light, Ortiz-Chen, Tunna, $a_{0.75}$, Tovo-Benasciutti and Dirlik methods. In the time domain, the stress-time histories are synthesized according to the response power spectral densities obtained on the possible fracture points. After checking the conformity of the synthesized time histories to the reference response power spectral densities, the cycles are counted according to the rainflow algorithm. In the time-domain, the fatigue life of the electrical box bracket is calculated by accumulating the damage of rainflow cycles according to Palmgren-Miner cumulative damage rule. Maximum damage on the bracket is observed on the longitudinal axis on the vehicle. The experimental fatigue life of the electrical box bracket is observed in the vibration tests under the loads defined in this direction. The fatigue life predicted by different methods in the frequency-domain and the time-domain are compared with the experimentally observed fatigue life.

Keywords: Vibration Fatigue, Military Wheeled Vehicled, MIL-STD-810G, Narrow-Band, Wirsching-Light, Ortiz-Chen, Tunna, $a_{0.75}$, Tovo-Benasciutti, Dirlik, Rainflow

ÖNSÖZ

Tasarlanan ürünler, çalıştıkları ortamlarda maruz kaldıkları titreşimler sebebiyle belirli bir süre içerisinde hasara uğramaktadırlar. Titreşim sebebiyle oluşan hasarların doğru tespit edilebilmesi üretim süreci öncesinde tasarımların doğrulanmaları açısından çok önemlidir. Günümüz teknolojisiyle, karmaşık hesaplamalar kısa sürelerde yapılarak tasarımların uğrayacakları hasarlar, uzun zaman alan ve maliyetli titreşim testlerine gerek duyulmayan analizler ile hesaplanabilmektedir. Analizle tasarım doğrulaması yapılırken kullanılan metotların doğruluklarının ve farklı koşullardaki hassasiyetlerinin bilinmesi gerekmektedir. Özellikle askeri uygulamalarda kullanılan ürünler, yüksek titreşimlere maruz kaldıkları ve hayati öneme sahip olabilecekleri için yapılan analizlerin doğruluğunun kesin olarak bilinmesi gerekmektedir. Bu tez çalışmasında literatürde önerilen titreşim kaynaklı yorulma analiz metotları incelenerek bu metotların farklı koşullardaki doğrulukları değerlendirilmiştir. Bu tez çalışmasıyla endüstride ve akademik çalışmalarda yapılacak olan analizlerde, titreşim kaynaklı yorulma yöntemlerinin doğruluklarının daha iyi değerlendirilebilmesi amaçlanmış ve bu motivasyon ile tez çalışması yürütülmüştür.

Tez çalışmasının her aşamasında bana yol gösteren, tez ve yayın çalışmalarında beni yönlendiren, kendimi geliştirebilmem adına bilgi ve tecrübesiyle beni her durumda destekleyen, zorlandığım süreçlerde beni cesaretlendiren danışmanım Prof. Dr. Mete KALYONCU 'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmada kullanılan deney numunelerinin test edilmesinde ve analizlerde kullanılan yazılımlarla destek veren MPG MAKİNE PRODÜKSİYON A.Ş. ailesine teşekkür ederim.

Paylaşmış olduğu notlar, bilgiler ve eğitimlerle çalışmalarımın hızlanmasına katkı sağlayan Tom IRVINE'e teşekkürlerimi sunarım.

En önemlisi, benim için hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan maddi ve manevi desteklerini her zaman hissettiğim değerli anneme, babama ve bu süreçte sabırla yanımda olan kıymetli eşime teşekkür ederim.

Mehmet Sefa GÜMÜŞ
KONYA-2020

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1.GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı.....	1
1.2. Tezin Önemi	2
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	7
2.1. Malzeme Yorulması.....	7
2.2. Titreşim Kaynaklı Yorulma	7
3. TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA TEORİSİ.....	22
3.1. Yükleme Şekilleri	22
3.2. Malzemelerin Yorulma Özellikleri	24
3.2.1 S-N (Wöhler) Eğrisi	24
3.2.2 Ortalama Gerilme Etkisi	26
3.2.2.1 Haigh Diyagramı.....	27
3.3 Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerde Titreşim Kaynaklı Yorulma Metotları	31
3.3.1. Zaman Uzayında Yaklaşım.....	34
3.3.1.1 Palmgren-Miner Birikimli Hasar Metodu.....	35
3.3.1.2. Çevrim Sayma Yöntemleri	38
3.3.1.2.1. Tepe Noktası Sayma Yöntemi	40
3.3.1.2.2. Aralık Sayma Yöntemi	42
3.3.1.2.3. Sınır Eksen Kesme Sayma Yöntemi.....	43
3.3.1.2.4. Tepe-Vadi-Tepe Sayma Yöntemi	45
3.3.1.2.5. Rainflow Çevrim Sayma Yöntemi.....	47
3.3.2. Frekans Uzayında Yaklaşım	49
3.3.2.1. Güç Spektral Yoğunluğu	50
3.3.2.2. Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu	53
3.3.2.3. Frekans Uzayında Yorulma Teorisi	55
3.3.2.4 Narrow-Band (Dar-Bant) Yöntemi	57
3.3.2.5. Steinberg 3-Bant Yöntemi	58
3.3.2.5 Wirsching-Light Yöntemi.....	60
3.3.2.6 Ortiz-Chen Yöntemi	60
3.3.2.7 Tunna Yöntemi	60
3.3.2.8 “ $\alpha 0.75$ ” Yöntemi	61
3.3.2.9 Tovo-Benasciutti Yöntemi.....	61
3.3.2.10 Dirlik Yöntemi.....	62

4. ASKERİ TEKERLEKLİ ARAÇ BİLEŞENLERİNİN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA ANALİZLERİ	63
4.1 Elektrik Panosu Askı Aparatı	63
4.1.1 Model	64
4.1.2 Titreşim Zorlamaları	65
4.1.2.1 MIL-STD-810G	66
4.1.2.1.1 Muhtelif Tekerlekli Araçlar	67
4.1.3 Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Bilgisayar Destekli Analizler	70
4.1.3.1 Modal Analiz	70
4.1.3.2 Rastgele Titreşim Analizleri	72
4.1.4. Frekans Uzayında Yorulma Ömrü	74
4.1.5. Zaman Uzayında Yorulma Ömrü	77
4.1.6. Titreşim Testiyle Yorulma Ömrü	83
5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	87
5.1 Sonuçlar	87
5.2. Değerlendirme	88
5.3. Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar	92
KAYNAKLAR	94
EKLER	98
ÖZGEÇMİŞ	100

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

v_0^+	: Sıfır eksenini pozitif yönde geçiş oranı
v_p	: Tepe noktası oluşma oranı
C	: Basquin katsayısı
d	: Yorulma hasarı
D	: Kümülatif yorulma hasarı
$G_{xx}(f)$	: Güç spektral yoğunluğu fonksiyonu (MPa^2/Hz)
k	: Basquin kuvveti
m_i	: Spektral moment
n	: Maruz kalınan çevrim sayısı
$N(S)$	: Hasara sebep olan çevrim sayısı
$p(S)$	: Olasılık yoğunluk fonksiyonu
S	: Gerilme (MPa)
t	: Zaman (saniye)
T_f	: Yorulma ömrü (saniye)
α_i	: Spektral genişlik parametresi
$\sigma(t)$	: Gerilme-zaman geçmişi
σ_a	: Gerilme genliği (MPa)
σ_a'	: Sıfır ortalamaya sahip eşdeğer gerilme genliği (MPa)
σ_m	: Ortalama gerilme (MPa)
$\sigma_{\max}$	: Maksimum gerilme (MPa)
$\sigma_{\min}$	: Minimum gerilme (MPa)
σ_{rms}	: Gerilmelerin karekök ortalaması (Mpa)
σ_U	: Maksimum çekme dayanımı (MPa)
σ_Y	: Akma dayanımı (MPa)

Kısaltmalar

DR	: Dirlik Metodu
NB	: Narrow-Band Metodu
OC	: Ortiz-Chen Metodu
PDF	: Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu (Probability Density Function)
PSD	: Güç Spektral Yoğunluğu (Power Spectral Density)
RPSD	: Tepki Güç Spektral Yoğunluğu (Response Power Spectral Density)
TB	: Tovo-Benasciutti Metodu
TN	: Tunna Metodu
WL	: Wirsching-Light Metodu
$\alpha_{0.75}$	: Alfa 0.75 Metodu
% BH	: Yüzde Bağlı Hata

1.GİRİŞ

Birçok parça veya makina elemanı başlangıçta sorunsuz çalışsa da tekrarlanan döngüsel yüklemelerin neden olduğu yorulma nedeniyle belirli bir süreden sonra hasara uğrar. Bir malzemenin kullanımı boyunca maruz kalacağı birçok yükleme altındaki hayatta kalma yeteneği yorulma ömrü olarak tanımlanır. Yorulma analizlerinin amacı malzemenin çeşitli yüklemeler altındaki ömrünü en doğru şekilde tahmin etmektir.

1.1. Tezin Amacı

Doğadaki her cisim "Doğal Titreşim Frekansı" olarak adlandırılan sonsuz sayıda titreşim frekansına ve titreşim şekline sahiptir. Titreşim kaynaklı mühendislik problemlerinin çözümünde bu doğal frekansların hesaplanması ve titreşim şekillerinin bilinmesi temel öneme sahiptir. Basit nesnelerin doğal frekanslarını ve şekillerini analitik olarak hesaplamak mümkündür. Karmaşık şekillerin hesaplanması ise sayısal iterasyon yöntemleriyle yapılabilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemiyle karmaşık yapıların doğal frekansları ve titreşim şekilleri bulunabilmektedir.

Titreşim analizi, doğal frekanslar ve zorlanmış titreşim analizi olarak ikiye ayrılabilir. Modal analiz yapılarak yapıların doğal titreşim frekansları bulunur. Yapıya uygulanan periyodik bir kuvvetin frekansı bu doğal frekansların herhangi birinin yakınındaysa veya eşleşiyorsa bu frekans uyarılır ve yapı bu doğal frekansta genliğini arttırarak titremeye başlar. Bu durum “rezonans (tınlaşım)” olarak adlandırılır. Rezonans olayı sonucu, yapı üzerindeki şekil değiştirmeler yapının hasar görmesine, yorulmasına veya çalışmamasına neden olabilir. Rezonans genellikle istenmeyen bir durumdur. Yapılan analizler ile tasarım, yapı zorlama frekansı ile doğal frekansları çakışmayacak şekilde geliştirilmeye çalışılır. Zorlamalı titreşim analizinde, yapının doğal frekanslarının yanı sıra zorlayıcı kuvvetlerin frekansları ve şiddetleri de doğru bir şekilde tanımlanmalıdır.

Bu tezde, titreşim kaynaklı yorulma ömrünü hesaplamak için kullanılan yöntemler, dikkat edilmesi gereken noktalar detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Tekerlekli askeri bir araç üzerindeki bir elektrik panosu askı aparatı modellenerek askeri standartlarda belirtilen rastgele titreşim zorlamaları altındaki yorulma ömrü tez içerisinde açıklanan tüm yöntemler kullanılarak ayrı ayrı analiz edilmiştir. Ömür analizleri yapılırken frekans alanında titreşim kaynaklı yorulma analiz metotları olan,

Narrow-Band, Wirching-Light, Ortiz-Chen, Tunna, a0.75, Tovo-Benasciutti ve Dirlik kullanılmıştır. Ayrıca, frekans alanında elde edilen cevap gerilmelerinden zaman alanında gerilmeler sentezlenerek döngü sayma yöntemleri ile sayılmıştır. Palmgren-Miner metodu kullanılarak zaman uzayında da yorulma ömrü analiz edilmiştir. Bu analiz metotlarını uygulamadan önce, izlenilen yöntemin doğruluğunun kontrolü literatürdeki diğer çalışmalarla karşılaştırılarak yapılmıştır. Ayrıca tasarlanan elektrik panosu askı aparatının, elektro-dinamik bir sarsıcı kullanılarak yorulma ömrü deneysel olarak gözlemlenmiş, yapılan analizler doğrulanmıştır. Bu çalışma sonrasında askeri zorlamalar altındaki bileşenler için uygulanan titreşim kaynaklı yorulma analiz metotlarının izledikleri yöntem ve ortaya koydukları sonuçlar arasındaki farklılıklar karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Bu çalışmanın askeri bir araç üzerindeki bileşenlerin titreşim kaynaklı yorulma analizlerinde örnek olması ve gelecekteki çalışmalara katkı sağlaması düşünülmektedir.

1.2. Tezin Önemi

Mevcut mühendislik uygulamaları, kapsamlı bir yorulma analizi için malzemenin çevrimsel yüklerdeki gerilme-yorulma davranışını, yükleme simülasyonları için yapısal kinematik, gerilme-şekil değiştirme hesaplamaları için sonlu eleman analizini, çatlak başlama ve ilerlemesi ömrü tahminleri için yorulma hasarı değerlendirmesini kullanan bilgisayar destekli mühendislik (CAE) araçlarını gerektirir.

Tasarlanmış ürünlerin ve sistemlerin yorulma ömrünün en kısa sürede doğru analiz edilebilmesi her geçen gün önemini arttırmaktadır. Ürünlerin dayanıklılıklarını anlamak için yük, gerilme ve yorulma analizleri ve bu analizlerin mühendislik tasarımına uygulamaları, yaygın olarak kullanılan çok sayıda ticarileşmiş analiz ürününe uyarlanmıştır. Bu analizlerin gereksiniminin belirlenmesi ve çıktılarının yorumlanması için arka plandaki teorik altyapı hakkında bilgi sahibi olmak gerekmektedir. Malzemelerin mukavemeti, yapısal dinamik, sonlu elemanlar yöntemleri, yorulma, kırılma mekaniği ve dayanıklılık testleri gibi uzmanlık alanları yapısal mekaniği oluşturur. Temel olarak, bu konuların her biri, yapılarda oluşacak sehimler, gerilmeler, titreşim ve çeşitli arıza mekanizmaları gibi çıktıları simüle etmek için kullanılan matematiksel modellere dayanmaktadır. Bu matematiksel modeller, denge ve uyumluluk gibi temel ilkelerle beraber deneysel verilere uygun oluşturulmuş

eğri denklemlerini de içermektedir. Çoğu pratik durum için yeterince doğru modeller mevcuttur.

Yapının geometrisi genellikle giriş verilerinden daha kolay tanımlanır. Özellikle yorulma çatlağı başlama ve yayılma analizi ile ilgili bazı durumlarda malzeme özelliklerini doğru tanımlamak da zor olabilmektedir. Pratik uygulamaların büyük çoğunluğunda, yüklemenin belirlenmesi asıl problem olarak görülmektedir. Binalar için deprem ve rüzgâr kuvvetleri, açık deniz platformları ve gemiler için dalga kuvvetleri, uçak manevraları sırasında aerodinamik kuvvetler ve hafriyat ekipmanları için kazma kuvvetleri ile ilgili yapısal yüklerin sayısal verilere çevrilmesi bu probleme örnek olarak verilebilir. Benzer şekilde, otomotiv ve taşımacılık yapılarıyla (kamyon, treyler, konteyner, tren vb.) ilişkili yüklerin belirlenmesi de çok kolay değildir. Bu tür yükler, sürücü eylemleri ve arazi şartları gibi tesadüfi ve iyi tanımlanmamış durumlar sonucunda oluşur.

Girdi yüklemesi tanımlanırken ölçümler, simülasyon, tahmin ve gözlemlenen arızalar göz önünde bulundurulmalıdır. Özellikle otomotiv ve nakliye araçlarının tasarımıdaki analiz sürecinde, girdi yüklemesinin doğru olarak belirlenmesine gerekli önem verilmelidir. Yorulma hasarının otomotiv ve nakliye araç arızasının ana nedeni olduğu varsayılmaktadır. Örnek olarak, Avustralya’da 28 Eylül 2017 tarihinde 1.67 milyon litre sülfürik asit taşıyan 9T90 treninin aksındaki kopma sebebiyle tren raydan çıkmıştır. Aynı güzergâhta, yaklaşık bir sene sonra 15 Ağustos 2018 tarihinde ikinci bir raydan çıkma olayı meydana gelmiştir. Avustralya Taşımacılık Güvenlik Bürosunun hazırlamış olduğu raporda, kazaların trenlerin akslarında meydana gelen yorulma hasarı sebebiyle olduğu açıklanmıştır (ATSB, 2019). Rapordan alınmış, yorulma hasarıyla kopmuş tren aksı ve kesitlerindeki yorulma hasarları Şekil 1.1’de gösterilmiştir.

Girdi yüklemesi bilimsel olarak doğru şekilde belirlendiyse iyi tespit edilmiş analiz ve test yöntemleri kullanılarak olası hasarların doğru tahmininin mümkün olduğu görülmektedir. Yükleme belirleme yöntemlerinin kullanılabilirliğinin artırılmasıyla yorulma analizlerinin sanayide büyük ölçüde artırılacağı, bu nedenle gelecekte pahalı dinamik analizlere ihtiyaç duyulmayacağı beklenmektedir. Çoğu durumda, otomotiv ve nakliye araçlarında tahmin edilebilir yüklemelere sebep olan tek eksenli, yol kaynaklı, dikey yüklemenin yorulmaya neden olan baskın yükler olması beklenirken çok eksenli yükler ve bu yükler sebebiyle meydana gelen modal tepkiler de yorulma hasarının sebebi olabilir.



Şekil 1.1. Yorulma Hasarı Sebebiyle Gerçekleşen Tren Kazası, Avustralya-2017

Tasarlanan her bileşen üzerinde titreşim kaynaklı yorulma ömür testi yapılmak istenildiğinde uzun test süreleri ve yüksek maliyetli test ekipmanları gerekmektedir. Bu nedenle tasarımı yapılmış parçaların üretimi öncesinde çalışma ortamında oluşacak rastgele titreşimler altındaki yorulma ömrünün kısıtlı bir süre içerisinde doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi önemli bir hal almaktadır. Periyodik titreşimler altındaki çalışma ortamında, genliklerin büyüklükleri, anlık genlikler, belirli bir süre içerisindeki çevrim sayıları kolayca hesaplanabildiği için yorulma ömrünü tahmin etmek daha kolaydır. Fakat özellikle askeri alanda çalışacak olan bileşenler çoğunlukla normalüstü genliklere sahip rastgele titreşimlere maruz kalmaktadır.

Rastgele titreşimler altında yorulma ömrü analiz edilmek istenildiğinde, rastgele titreşimlerin doğası gereği anlık titreşim genlikleri, belirli bir süre içerisindeki çevrim

sayıları, bu genliklerin oluşturduğu anlık gerilmeler ve parça üzerinde oluşturduğu hasarı belirlemek zorlaşmaktadır. Ayrıca askeri bir araç üzerindeki rastgele titreşimler geniş bir frekans aralığında oluşabileceği için bu titreşimler bileşenler üzerindeki doğal frekansları uyarabilerek çok yüksek gerilmelere sebep olabilmektedir. Bu sebeple rastgele titreşimler altındaki yorulma analizlerinde daha karmaşık analiz metotları kullanılmaktadır. Bu analiz metotlarının detaylı olarak incelenmesi ve karşılaştırmalı olarak değerlendirilmesi önem arz etmektedir.

Yorulma ömrünün doğru analiz edilmesi parçaların servis bakım sürelerinin belirlenmesi için de çok önemlidir. Bakım süresinin gerekenden daha kısa olarak belirlenmesi maliyet getirmekteyken ömründen daha uzun bakım süresinin belirlenmesi tehlikeli sonuçlar ortaya çıkarabilmektedir. Özellikle otomotiv ve havacılık alanında yorulma ömrünün doğru analiz edilerek bakım sürelerinin belirlenmesi çok önemlidir. Doğru analiz edilmeyen yorulma ömrü sonrasında hasar meydana gelerek büyük kazalara sebebiyet verebilmektedir. 1979 yılında Chicago'dan havalanmakta olan Amerikan Havayolları tarafından kullanılan DC -10 No.22 uçağın sol motoru, uçağın kanadından yorulma hasarı sebebiyle ayrılmıştır ve diğer motor çalışmaya devam ettiği için uçağın dengesini bozarak düşmesine sebep olmuştur. Kazanın sebebi, hatalı bakım nedeniyle oluşan çatlak olarak belirtilmiştir.

Şok darbeler ve titreşimler gibi mekanik faktörler bir ürüne zarar verebilir veya monte edildiği yerden çıkmasına sebep olabilir. Mekanik ve iklimsel faktörlerin kombinasyonlarının hangi etkileri oluşturabileceği dikkate alınmalıdır. Şok, mekanik bir sistemin geçici anlık veya kısa süreli momentum değişikliğidir. Araçlara sabit olarak takılmış olan donanımlar, aracın kendisine veya etrafındaki parçalar üzerine gelen fiziksel darbelere veyahut hızlı bir şekilde geçici kuvvet türlerine maruz kaldığında ciddi şoklara maruz kalabilir. Bu şok darbeler, aracın veya ürünün fiziksel bütünlüğüne yapısal hasar verebilir. Ayrıca donanımlar arasında istenmeyen temas veya kısa devre nedeniyle cihazın hatalı çalışması veya arızalanmasına sebep olabilirler.

Titreşimin kaynağı, çeşidi ve yayılması, incelenen sistemlerin titreşim ile ilgili özelliklerine bağlı karmaşık konulardır. Mekanik titreşim problemlerinin en yaygın şekli, her zaman olmasa da, genellikle döngüsel farklı tipteki kaynaklar tarafından oluşturulan harekettir. Titreşimler ürünlerin yapısal parçalarında yorulma arızasına, güvenli olmayan bağlantılarda gevşemelere, rahatsız edici akustik etkilere ve artan parça aşınmalarına sebep olabilir.

Geçmişte, askeri sanayi, teknolojik evrime öncülük ediyordu. Daha sonraki yıllarda, özellikle bilgi teknolojisi sistemleri ve bileşenleri göz önüne alındığında bu durumda istisnalar görülmeye başlandı. Bunun nedeni sivil pazarın genişlemesi ve dünya çapında askeri fonların azaltılmasıdır. Sonuç olarak, askeri sanayiler artık tek başına duramadılar ve sivillerle işbirliği yapmak zorunda kaldılar. Bu sebeple bazı sivil ürünler, askeri teçhizat ve sistemlerde kullanılmaya başladılar. Aynı zamanda, askeri sanayinin karını sürdürebilmesi veya arttırabilmesi amacıyla sivil pazara yönelik pazarlamanın ivme kazanmasıyla askeri teçhizatlar sivil uygulamalarda görülmeye başlandı. Bunların sonucunda, sivil ve askeri menşeli bileşenleri ile sistemleri karşılaştırırken ve değerlendirirken farklı çevresel standartları ve yöntemleri göz önünde bulundurma ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Bu tez çalışmasında askeri alanda kullanılacak tekerlekli araç üzerindeki bileşenler inceleneceğinden, Amerika Birleşik Devletleri Savunma Departmanı tarafından hazırlanmış askeri bir standart olan “MIL-STD-810G Çevre Mühendisliği Değerlendirme Ve Test Yöntemleri Kılavuzu” göz önünde bulundurulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Malzeme Yorulması

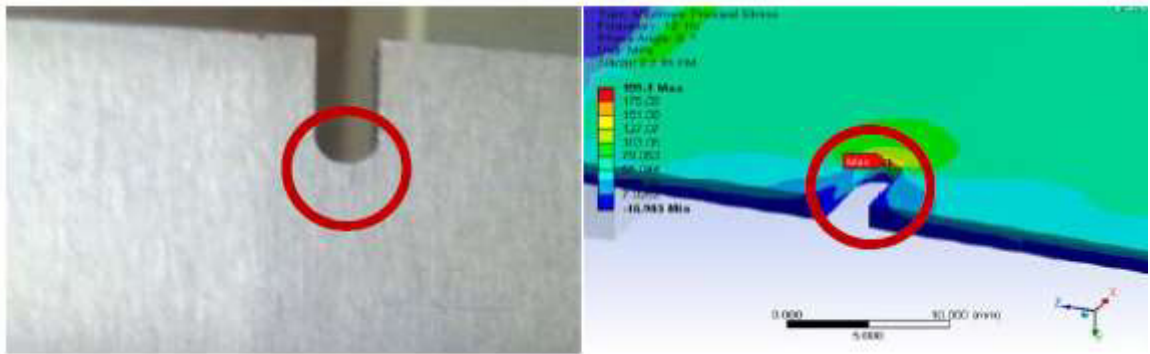
Metallerin yorulma analizi; elastisite teorisine dayanan temel gerilme hesaplamasını içeren basit bir yaklaşımdan, 150 yıldan daha fazla bir süredir gelişerek detaylı bir şekilde çok eksenli yükleme ve malzeme davranışı bilgilerini hesaplamalarda kullanan karmaşık bir işleme dönüşmüştür. Klasik gerilme analizine kıyasla malzeme yorulması daha yeni bir fenomendir. Çelik yapıların kullanımının artmasıyla öncelikli olarak demiryolu, köprüler ve madencilik ekipmanları için malzeme yorgunluğunu anlama ihtiyacı ortaya çıkmıştır. 1837 yılında Wilhelm Albert madencilikte kullanılan konveyör zincirler için bir test cihazı geliştirerek malzeme yorulması ile ilgili ilk makaleyi yayınlamıştır (Albert, 1837). 1870 yılında Wöhler, tren aksları üzerinde yaptığı çalışmalar sonrasında tekrar eden yüklemelerde, tekrar eden gerilme genliğinin maksimum gerilmeden daha kritik olduğunu ortaya koymuştur (Wöhler, 1870; Smith ve Hillmansen, 2004). O.H. Basquin, Wöhler'in test sonuçlarını kullanarak S-N grafiklerindeki gerilme ve çevrim sayısı arasındaki logaritmik ilişkiyi göstermiştir (Basquin, 1910). 1945 yılında A. M. Miner, Palmgren'nin 1924 yılında ortaya attığı lineer hasar hipotezini yorulma ömrü hesabında bir tasarım aracı olarak kullanarak ünlendirmiştir (Palmgren, 1924; Miner, 1945). 1968 yılında ise Tatsuo Endo ve M. Matsuishi, yağmur damlası çevrim sayma algoritmasını geliştirerek, zaman uzayında daha doğru hasar tahmini yapılabilmesine katkı sağlamışlardır (Matsuishi ve Endo, 1968; Endo, 1974).

2.2. Titreşim Kaynaklı Yorulma

Akarsu (2012) hazırlanmış olduğu yüksek lisans tezinde kamyon şasisi üzerine bağlanan parçaların yorulma analizlerini gerçekleştirmiştir. Çalışmada kamyon üzerine bağlı parçaların maruz kalacağı titreşimler gerçek araç üzerindeki 8 noktadan toplanmış ivme verileri kullanılarak belirlenmiştir. Bu veriler kullanılarak, nCODE DESIGNLIFE yorulma analiz programı tarafından hesaplanan yorulma ömrü ve hasar noktaları, laboratuvar testiyle gözlemlenen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Kumar (2008), çalışmasında bir ankastre kiriş modelleyerek, 20-200Hz frekans aralığında uygulanan beyaz gürültü şeklindeki titreşimler altındaki yorulma ömrünü ANSYS programı kullanarak, Miner’ın birikimli hasar teoremi ile hesaplamıştır. Analiz sırasında titreşimler, 3-Bant normal dağılım olasılığına göre karakterize edilmiştir.

Eldoğan ve Cigeroglu (2014) yaptıkları çalışmada bir ankastre kiriş üzerinde 10-500Hz arasında beyaz gürültü şeklindeki rastgele titreşimler altındaki yorulma ömrü farklı analiz metotları kullanılarak analiz edilmiştir. Yorulma analizi yapılan ankastre kiriş üzerine aynı titreşimler uygulanarak deneysel olarak yorulma ömür testi de yapılmıştır. Yapılan çalışma sonrasında Dirlik yönteminin deneysel verilere en yakın sonucu verdiği gözlemlenmiştir. Ayrıca çalışmanın ikinci kısmında Yağmur Damlası Sayma Algoritması kullanılarak, bir beyaz gürültü altında zaman uzayında gerilmeler hesaplanmış ve yorulma ömrü analiz edilerek frekans tabanlı diğer metotlarla karşılaştırılmıştır. Bu yöntem ve Dirlik yöntemi sonucunda hesaplanan yorulma ömürleri çok yakın sonuçlar vermiştir. Şekil 2.1’de, çalışmada kullanılan numunenin üzerindeki hasar noktasını belirlemek için kullanılan çentikler gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Numune Üzerindeki Çentikler

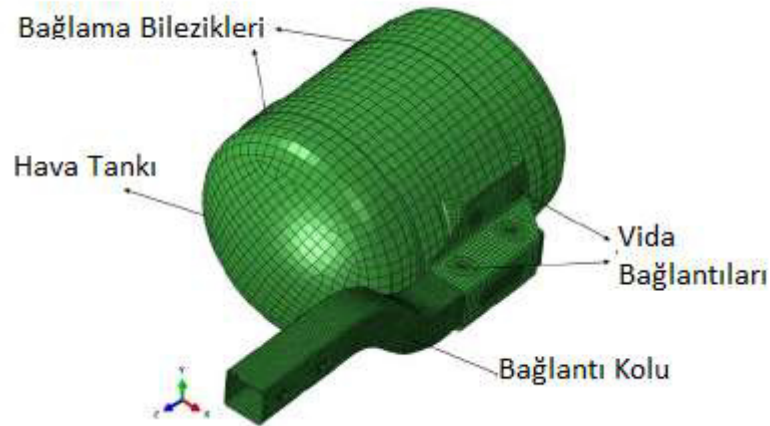
Mršnik ve ark. (2013), frekans tabanlı titreşim kaynaklı yorulma metotları ile yorulma analizi yaparak elde ettikleri sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışmada, Wirsching-Light, $\alpha 0.75$, Gao-Moan, Dirlik, Zhao-Baker, Tovo-Benasciutti ve Petrucci-Zuccarello yöntemlerini kullanmışlardır. Çalışmada otomotiv sektörüne özgü titreşim profilleri kullanılmıştır. Deneysel çalışma elektro-dinamik sarsıcı kullanılarak yapılmıştır. Çalışma sonrasında Tovo-Benasciutti yönteminin deneysel sonuçların çoğuna en yakın tahminleri elde ettiği gözlemlenmiştir. Bu çalışma,

Dirlik yaklaşımının yanında Tovo-Benasciutti ve Zhao-Baker metotlarının da tercih edilebilecek bir titreşim kaynaklı yorulma analizi yöntemi olduğunu göstermiştir.

Halfpenny (2006) titreşim sebebiyle düşük genliklerle çok uzun süreler içinde oluşacak yorulma hasarları için titreşim kaynaklı yorulma test sürelerini düşürmek amacıyla bir çalışma yapmıştır. Hızlandırılmış titreşim kaynaklı yorulma testleri için parametrelerin nasıl oluşturulabileceğini açıklamıştır. Bu çalışmada, kısa sürede test yapabilmek için uygulanan PSD grafikleri üzerinde nasıl değişiklik yapılabileceği ve yüklerin en fazla ne kadar arttırılabileceği de açıklanmıştır.

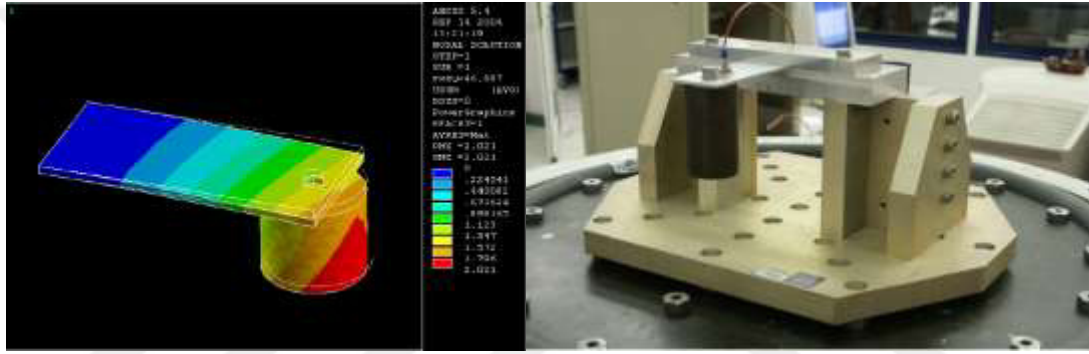
Colin (2017) yaptığı çalışmada tekerlekli askeri kara araçlarının hareket halinde ürettiği rastgele titreşimlerin, durağan ve Gauss yapısına sahip titreşimler olmadığından ve bu titreşimlerin karakterize edilmesinden bahsedilmiştir. Durağan olmayan ve Gauss dağılımı göstermeyen rastgele titreşimlerin oluşturduğu yorulma hasarını karakterize etmek için zaman tabanındaki sayma tekniklerini, olasılık teorisinde kullanılan istatistiklerle birlikte kullanılmıştır. Açıklanan bu yöntem, Ayrık Blok Yöntemi (BDM) olarak adlandırılmaktadır.

Bäckstrand ve ark. (2018) tarafından ağır vasıta araçlarda kullanılan Şekil 2.2’de gösterilen bir hava tankı üzerinde frekans tabanlı titreşim kaynaklı yorulma analizleri yapılmıştır. Frekans uzayında yapılan analizlerin zaman uzayında yapılan titreşim kaynaklı yorulma analizlerine göre daha az hesaplama ile sonuçlandırıldığı belirtilmiştir. Çalışma, frekans tabanında gerçekleştirilen titreşim kaynaklı yorulma analizlerinin zaman kazandırmasına rağmen zaman tabanında yapılan analizler kadar doğru sonuçlar vermediğini göstermiştir. Bu sebeple frekans tabanında yorulma analizlerinin tasarım aşamalarında kullanılmasının daha uygun olacağını belirtmişlerdir.



Şekil 2.2. Ağır Vasıta Hava Tankı

Arıdur (2004) tarafından hazırlanan yüksek lisans tezinde üzerinde çentik bulunan ankastre mesnetli bir alüminyum çubuk üzerinde rastgele titreşim altında yorulma testi gerçekleştirilmiştir. Test sırasında kritik noktalardan strain-gauge kullanılarak veri toplanmıştır. Toplanan strain-gauge verilerine göre titreşim için PSD verisi tanımlanarak Dirlik metodu ile frekans tabanında yorulma analizi yapılmıştır. Ayrıca aynı numune üzerinde yağmur damlası sayma yöntemi kullanılarak zaman tabanında Palmgren-Miner birikimli hasar teorisine göre titreşim kaynaklı yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonuçları karşılaştırıldığında, frekans tabanlı Dirlik metodunun sınıra yakın güvenli bölgede sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Çalışma sırasında kullanılan test düzeneği ve numune, Şekil 2.3'teki gibidir.



Şekil 2.3. Analiz Edilen Numune ve Test Düzeneği

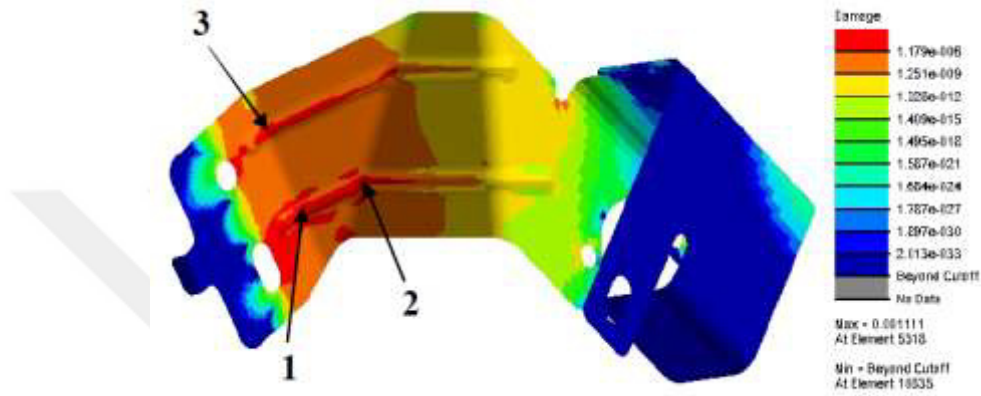
Segalman ve ark. (2000) yayınladıkları çalışmalarında bir titreşim ortamında oluşan RMS Von-Mises gerilmelerin nasıl hesaplanacağını göstermişlerdir.

Fackler (1972) tarafından hazırlanmış USA-Savunma Departmanı tarafından yayınlamış “Equivalence Techniques for Vibration Testing” isimli kitapta titreşim kaynaklı yorulma testlerini ve analizlerini değerlendirmede kullanılabilecek denklik yöntemleri anlatılmıştır. Ortam sıcaklığı, parça üzerinde oluşturulacak çentik, titreşim şekillerindeki değişikliklerin parçanın yorulma ömrü üzerindeki etkileri belirtilmiştir.

Irvine (2007) yapmış olduğu çalışmada aynı anda farklı PSD grafikleriyle tanımlanmış birden fazla titreşime maruz bırakılan bir parça için yapılacak titreşim kaynaklı yorulma testinde bu farklı titreşim ortamlarını tek bir PSD grafiğinde nasıl toplanabileceğini göstermiştir. Çalışma sırasında Amerika Birleşik Devletleri’nin askeri test standartlarını kaynak olarak kullanmıştır.

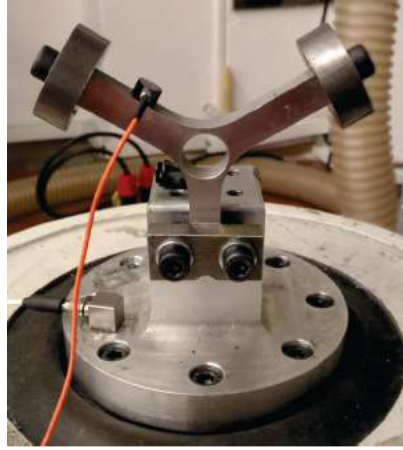
Irvine (2011) yaptığı çalışmada, yorulma analizlerinde rainflow algoritmasının çevrim sayılarını hesaplamada nasıl kullanılacağını göstermiştir.

Moon ve ark. (2011) bir aracın arka süspansiyon braketini üzerinde otomotiv parçaları için test spesifikasyonu geliştirmek amacıyla Şekil 2.4'te gösterildiği gibi sonlu elemanlar kullanarak titreşim kaynaklı yorulma analizleri yapmışlardır. Bu analizler sırasında uygulanan titreşimlerin şiddeti ve yönünde değişiklik yapılarak, parça için araç üzerindeki gerçek durumuna eş sonuçları elde edebilmek amacıyla optimum test spesifikasyonları belirlenmiştir.



Şekil 2.4. Süspansiyon Arka Braketi Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi

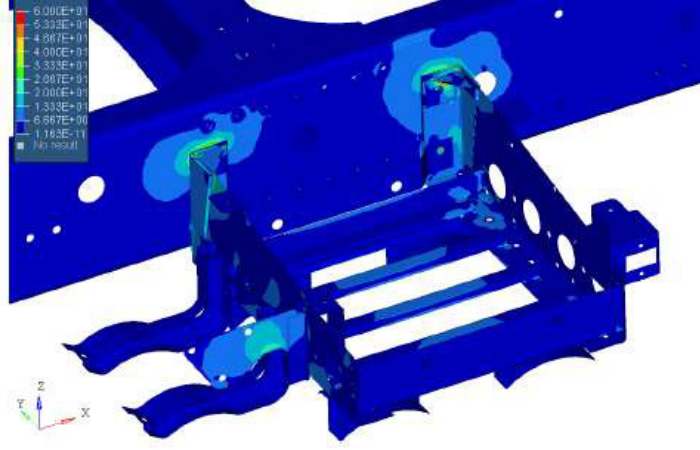
Capponi ve ark. (2017) durağan olmayan ve tanımlanması zor rastgele titreşimler altındaki yorulma ömrü üzerine çalışmışlardır. Frekans tabanlı yorulma analiz metodlarında rastgele titreşimlerin tanımlanması çok önemlidir. Durağan olmayan rastgele titreşimleri istatistiksel olarak tanımlamak da zordur. Bu çalışmada durağan olmayan rastgele sinyallerin içeriği araştırılarak tanımlanmaya çalışılmıştır. Ayrıca genlikleri ayarlanmış durağan olmayan rastgele titreşimler ile benzer seviyede genliğe sahip durağan rastgele titreşimler altında Şekil 2.5.'teki numune üzerinde yorulma analizleri ve testleri yapılmıştır. Yapılan bu çalışmalar sonrasında rastgele titreşimin durağan veya durağan olmayan yapıda olmasının yorulma ömrünü etkilediği gözlemlenmiştir. Genliği durağan haldeki rastgele titreşimlere göre ayarlanan, durağan olmayan rastgele titreşimler altında yorulma ömrünün açık bir şekilde daha kısa olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 2.5. Yorulma Testi ve Analizi Yapılan Numune

Gharaibeh ve Pitarresi (2019) yaptıkları çalışmada, rastgele titreşimler altındaki elektronik parçalar için analitik bir çözüm sunar. Ayrıca bu çalışmada, rastgele titreşim yüklerine maruz kalan elektronik araçların yorulma ömrü performansını araştırmak için Taguchi yöntemi kullanılmıştır. Çalışmada, elektronik sistemler için rastgele titreşim problemini çözmek üzere daha önce yayınlanmış bir analitik çözüm modifiye edilerek uygulanmıştır. Geliştirilen bu çözüm elektronik devre üzerinde oluşan gerilmeleri çözmek için de kullanılır. Yeni geliştirilen bu analitik çözümün sonuçları, güç spektral yoğunluğu (PSD) fonksiyonu kullanılarak sonlu elemanlar analizi ile elde edilen sonuç ile mükemmel uyum içindedir. Ayrıca Taguchi yönteminin stres analizi sonuçları, daha küçük ve daha kalın baskılı devre kartlarının yanı sıra daha büyük ve daha kalın entegre devrelerin lehim gerilmelerini azaltabileceğini ve dolayısıyla yorulma performansını iyileştirebileceğini göstermiştir.

Yuan ve ark. (2019) yaptıkları çalışmada, araçlarda çok hasara uğrayan akü çerçevesi stent yapısının yorulma analizleri yapılmıştır. Analizi yapılan yapı Şekil 2.6.'da gösterilmiştir. Kritik noktalar deneysel olarak toplanan gerilme değerleriyle elde edilmiştir. Deney sonucunda elde edilen PSD grafikleriyle birlikte Dirlik yöntemi kullanılarak bu kritik noktaların yorulma ömrü hesaplanmıştır.



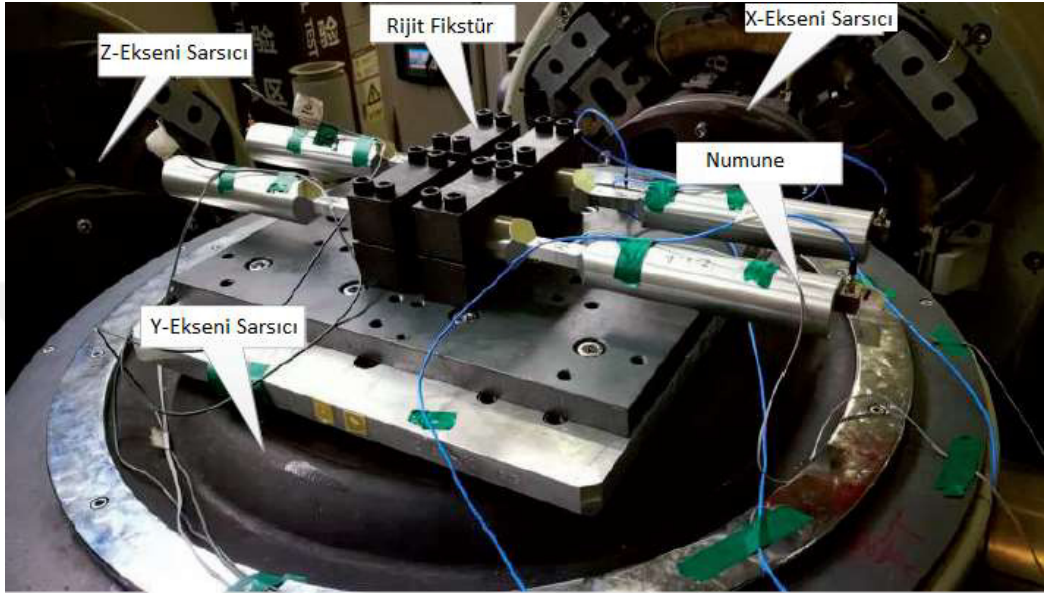
Şekil 2.6. Akü Çerçevesi Stent Yapısı

Habtour ve ark. (2016) izotropik metal yapılardaki yorulma çatlaklarının başlamasına sebep olan yorulma hasarının işaretçilerini tespit edebilmek için yapının harmonik temel uyarımlara karşı verdiği doğrusal olmayan cevaplardaki değişimi temel alan, doğrusal olmayan, dinamik bir metot geliştirmişlerdir. Geliştirilen metot bir ankastre kiriş üzerinde doğrusal olmayan rijitliğindeki azalma ölçülerek uygulanmıştır. Yapılan deney sonucunda yorulma hasarı oluşturulacak çatlakların oluşmadan önce tespit edilmesinde hareket denkleminde kullanılan doğrusal olmayan rijitliğin kritik öneme sahip olduğu gözlemlenmiştir.

Han ve ark. (2019) yaptıkları çalışmada, geniş bantlı Gauss dağılımı gösteren rastgele titreşimler altındaki yorulma ömrü tahmini için yeni bir frekans tabanlı titreşim kaynaklı yorulma analiz yöntemi önermişlerdir. İlk önce farklı tiplerdeki güç spektral yoğunluklarının simülasyonları yapılmıştır. Mevcut yöntemlerle karşılaştırıldığında, önerilen yöntemin, rastgele titreşimler altındaki yorulma ömrü tahminindeki hatayı önemli ölçüde azaltabildiği gözlemlenmiştir. Dökme çelik üzerinde rastgele genliklerle ve sabit genliklerle oluşturulan titreşimler altındaki yorulma ömrü analizleri yapılmıştır.

Luo ve ark. (2019) çok eksenli rastgele titreşimler altında yorulma ömrü tahmini için kritik düzlem yaklaşımı temel alınarak zaman uzayında iki çeşit titreşim kaynaklı yorulma analiz modeli geliştirmişlerdir. İlk olarak, test numunesinin çentik başlangıç noktasında gerilme gücü spektral yoğunluk matrisi, sonlu elemanlar kullanılarak rastgele titreşim analizi ile elde edilmiştir. Elde edilen gerilme güç spektral yoğunluğu matrisi kullanılarak zaman uzayındaki gerilme geçmişi elde edilmiştir. Daha sonra kritik düzlemdeki noktalarda hasara dayalı olarak yorulma ömrü tahmin edilmiştir. Burada kümülatif hasar değeri en büyük olan noktanın ömrü parçanın yorulma ömrü olarak

belirlenir. Son olarak, önerilen iki model 6061-T4 alüminyum alaşımlı numuneler kullanılarak çok eksenli rastgele titreşim yorulma testi ile doğrulanmıştır. Test düzeneği Şekil 2.7.'da gösterilmiştir. Sonuçlar, öngörülen yorulma analiz modelleri ile elde edilen sonuçların deneysel yorulma ömrü ve deneysel olarak gözlenen çatlak oryantasyon açılarıyla örtüştüğünü göstermektedir.



Şekil 2.7. Test Düzeneği

Wang ve ark. (2019) yılında yaptıkları çalışmada, rastgele titreşimlerdeki gauss dağılım hatasının titreşim kaynaklı yorulma ömrü hesaplamaları üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Rastgele titreşimlerde, gauss özelliği gösteren titreşimler ve gauss özelliği göstermeyen titreşimler sınıflandırılır. Bu ayrımı yapabilmek için çarpıklık ve basıklık kullanılır. Deneyler ve simülasyon hesaplamaları yoluyla, bu hatanın geleneksel yorulma hesaplama yöntemi üzerindeki etkisi tartışılmaktadır. Öncelikle PSD yaklaşımı değerlendirilmiş ve sonrasında yağmur akış sayma yöntemine göre hesaplanan zaman uzayındaki sinyaller kaydedilmiştir. Bu süreçte toplam dokuz hesaplama modeli kullanılmıştır. Farklı yöntemlerin performansları karşılaştırılmıştır.

Vantadori ve ark. (2018) çok eksenli rastgele yüklemeler altındaki yorulma ömrü üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışmada frekans tabanlı ve zaman tabanlı yorulma ömrü yaklaşımları arasında karşılaştırma yapılmıştır. Karşılaştırma için Carpinteri ve arkadaşlarının önerdiği kritik düzlem temelli iki metot kullanılmıştır. Her iki yöntem de, çok eksenli rastgele yükleme altında yapısal bileşenlerin yorulma ömrünü tahmin

etmeyi amaçlar. Ancak bir tanesi zaman alanında, diğeri frekans alanında. Bu yöntemler yapılan çalışma ile yorulma ömrü tahmini açısından hassasiyetlerini arttırmak için modifiye edilmiştir.

Ogrinec ve ark. (2019) yarım-sinüs uyarımı altında zaman ve frekans tabanlarında titreşim kaynaklı yorulma ömrü üzerine çalışmışlardır. Bu araştırmanın amacı, iyi bir şekilde ayrılmış yarı sinüs uyarımı altında tek serbestlik dereceli bir dinamik sistemin, zaman ve frekans tabanlarındaki yorulma hasarının teorik olarak açıklanmasıdır. Çalışmada Dar-bant ve Tovo-Benasciutti metotları kullanılmıştır. Bu metotlarla elde edilen sonuçlar, yorulma hasarlarının mevcut bir sistemin temel dinamik özellikleriyle (örneğin, doğal frekans ve sönümlenme) belirgin bir şekilde ilişkili olduğunu göstermiştir. Gözlemlenen bu teorik ilişkiye dayanarak, frekans tabanındaki yorulma hasarı tahmini daha güvenilir bir hasar tahmini için modifiye edilmiştir. Ve deneysel olarak bir numune üzerinde veriler alınmıştır.

Gao ve ark. (2019) yaptıkları çalışmada çok eksenli rastgele titreşimler altında kritik düzlem hasar parametreleri kullanılarak ince cidarlı bir silindir üzerinde titreşim kaynaklı yorulma analizi yapılmıştır. Silindir parça üzerine delikler ve yarıklar açılmıştır. Analizi yapılan parçanın yorulma ömrü deneysel olarak da hesaplanarak analiz doğrulanmıştır. Deney sonrasında hasara uğramış numuneler Şekil 2.8.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Hasar Almış Numuneler

Palmieri ve ark. (2017) yaptıkları araştırmada, gauss olmayan ve durağan özellik göstermeyen titreşim kaynaklı yorulma üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışmaya göre, gerçekte gauss ve durağan olmayan titreşimler sıklıkla gözlenir. Bu titreşimler de gauss ve durağan olmayan tepkilerle sonuçlanır. Dinamik yapılar için önceki araştırmalar

teorik ve sayısal olarak odaklanmıştır. Bu çalışmada, gauss özelliği göstermemenin ve durağan olmamanın önemi teorik, sayısal ve deneysel olarak araştırılmaktadır. Bu araştırmada Y şeklindeki, Şekil 2.9.'da gösterildiği gibi numuneler kullanılmıştır. Doğal frekansa yakın rastgele ve aynı güç spektral yoğunluğuna (PSD) sahip olan titreşimler altında deneyler yapılmıştır. PSD aynı tutulurken etkisini gözlemlemek amacıyla gauss özellik gösterme durumu ve durağanlık oranı değiştirilmiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde, durağan ama gauss olmayan titreşimler altında yorulma ömrünün önemli derecede etkilenmediğini ve standart frekans tabanlı yorulma ömrü analiz yöntemlerinin uygulanabilir olduğunu göstermektedir. Fakat durağan olmayan aynı zamanda Gauss dağılımı göstermeyen bir uyarma durumunda, yorulma ömrünün önemli derecede etkilendiği ve Gauss'un teorik yaklaşımının kullanıldığı titreşim kaynaklı yorulma yöntemlerinin sorgulanabilir olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 2.9. Numunenin Analiz ve Test Görselleri

Portugal ve ark. (2019), güvenli ve optimum bir tasarım sağlamak için rastgele yüklemeler altında çok eksenli yorulma analiz modellerini karşılaştırmışlardır. Rastgele yüklemeler, zamanın bir fonksiyonu olarak tanımlanmış ve yeni bir yöntem kullanılarak, sonlu elemanlar modeli ile tepki yüzeylerinden elde edilen yüklerle enterpolasyon yapılarak analiz edilmiştir. Önerilen metodoloji ile çok eksenli yorulma analiz metotları, deneysel olarak elde edilen yorulma ömürleri ile karşılaştırılmıştır.

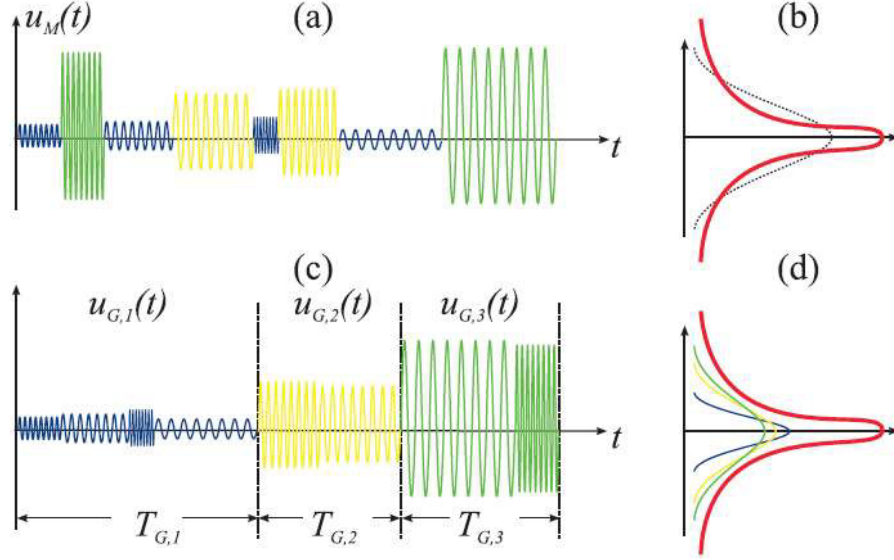
Schriefer ve Hofmann (2019) yaptıkları çalışmada, elektronik parçaların yorulma ömrünü belirlemede kullanılacak yeni bir hibrit frekans tabanlı titreşim kaynaklı yorulma analiz metodunu tanıtmışlardır.

Ross ve ark. (2019) cıvataların çok eksenli rastgele titreşimler altında zaman tabanlı titreşim kaynaklı yorulma analizini yapmışlardır. Çalışma sonrasında, cıvata üzerindeki ön gerilmenin titreşim altında yorulma hasarı oluşumunda çok önemli olduğu gözlemlenmiştir. Dolayısıyla rastgele titreşim ortamında cıvata bağlantılarındaki önyüklemelerinin az olması durumunda, bağlayıcıları çok eksenli yorulma yöntemiyle analiz etmenin gerekli olduğu tespit edilmiştir.

Zheng ve ark. (2019) titreşim kaynaklı yorulma testleri için çok eksenli rastgele titreşim ortamlarını oluşturacak sinüs dalgalarının oluşturulması ile ilgili çalışma yapmışlardır. Çalışmada, karışık titreşim sinyallerini ayırmak için gelişmiş bir korelasyon integral yöntemi önerilmektedir. Gauss olmayan rastgele titreşim özellikleri çarpıklık, basıklık, faz ve tutarlılık katsayıları ile kontrol edilir. Hermite polinom modeli dönüşüm yöntemi, durağan Gauss rastgele sinyallerini, belirli çarpıklıklar ve basıklıklar kullanılarak, durağan Gauss olmayan rastgele sinyallere dönüştürmek amacıyla tanıtılmıştır.

Wolfsteiner (2017) yaptığı çalışmada, durağan olmayan ve gauss dağılımı göstermeyen rastgele titreşimleri, Şekil 2.10'daki gibi gösterilen gauss dağılımı gösteren durağan parçalara ayırmak için bir yöntem tanıtmıştır. Gauss dağılımı göstermeyen ve durağan olmayan rastgele titreşimlerden bu metot kullanılarak elde edilen gauss dağılımı gösteren durağan titreşimlerin oluşturduğu yorulma hasarı ve oluşturdukları cevap titreşimlerinin aynı olduğu gözlemlenmiştir. Bu yöntem, gauss özelliği göstermeyen ve durağan olmayan titreşimleri frekans tabanında inceleme fırsatı sunmaktadır.

Gumus ve ark. (2019) yaptıkları çalışmada, belirtilen askeri standarda dayalı olarak karayolunda taşıma sırasında rastgele titreşime maruz kalan bir ankastre kirişin yorulma ömrünü analiz etmişlerdir. Rastgele titreşim analizleri sonrasında olası hasar noktasından alınan gerilme değerlerinin oluşturdukları hasar Steinberg'in 3 bant yöntemine göre hesaplanarak yorulma ömrü hesaplanmıştır.



Şekil 2.10. Parçalara Ayrılmış Sinyaller ve Olasılık Dağılımları

Liu ve ark. (2015) rastgele titreşim yüklemesi altında bilyeli ızgara dizisinin (BGA) sonlu elemanlar analizi ile yorulma ömrü üzerine çalışmışlardır. Baskılı devre kartı (PCB) parçaları, rastgele titreşim zorlamaları altında test edilmiştir. PCB'lerin hasar alma süreleri kayıt altına alınmıştır. PCB düzeneğinin üç boyutlu bir sonlu elemanlar modeli, ABAQUS yazılımı ile oluşturularak rastgele titreşimler altında analiz edilmiş, PCB düzeneğinin tepki güç spektral yoğunluğu elde edilmiştir. Simülasyon sonuçları, gerçek rastgele titreşim testindeki deneysel verilerle iyi bir korelasyon göstermektedir. BGA lehim bağlantılarının rastgele titreşim yüklemesi altındaki yorulma ömrü, Miner kuralı ve rastgele titreşim teorisi açısından belirlenir. Yorulma ömür hesaplanması sonrasında lehim bağlantılarının öngörülen yorulma ömrünün makul doğrulukla deneysel sonuçlarla eşleştiği deneysel olarak doğrulanır.

Li ve ark. (2019), metro araçlarında kullanılan ve Şekil 2.11'de gösterilen koruyucu demir üzerinde, çok yüklü titreşimler altında titreşim kaynaklı yorulma analizleri yapmışlardır. Bu çalışmada PSD grafikleri yerine FFT ve FRF grafikleri kullanılarak yüklemeler modellenmiş daha sonra Ters FFT fonksiyonu kullanılarak titreşim geçmişi elde edilmiştir. Bu verilerle yorulma analizi yapılarak deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapılmıştır.

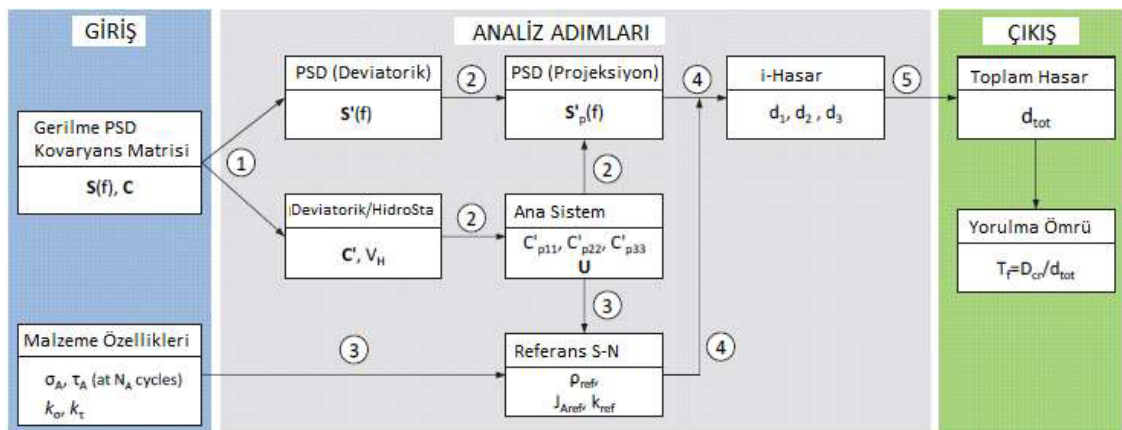


Şekil 2.11. Hasar Almış Koruyucu Demir

Halfpenny ve ark. (2017) yaptığı çalışmada frekans tabanlı bir yorulma analiz metodu kullanılarak helikopter üzerindeki bir parçanın yorulma ömrü hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar zaman tabanındaki metotlarla karşılaştırılmıştır.

Machado ve ark. (2018) üzeri çentikli bir yorulma numunesi üzerinde rastgele titreşimler altında sistemin dinamik modeli oluşturularak titreşim kaynaklı yorulma analizleri yapmışlardır.

Benasciutti ve ark. (2019) yaptığı çalışmada, çok eksenli rastgele yüklemeler altında bileşenlerin sonlu elemanlar analizinde “Projeksiyonla Projeksiyon” (PbP) spektral yönteminin uygulanması yapılmıştır. Uygulama adımları detaylı olarak gösterilmiş sonrasında farklı gerilim, yorulma özelliklerine sahip üç malzemeye çeşitli çift eksenli rastgele gerilme türlerinin uygulandığı sayısal örneklerle gösterilmektedir. Şekil 2.12.’de ” PbP” yönteminin uygulama şeması gösterilmektedir.



Şekil 2.12. Projeksiyonla Projeksiyon Yöntemi Uygulama Şeması

Benasciutti ve Tovo (2018) frekans tabanlı titreşim kaynaklı yorulma metotlarında kullanılan varsayımlar ihmaller ve hatalar üzerinde bir çalışma yapmışlardır. Yapılan varsayımların ve yöntemlerin sonuçların doğruluğu üzerine etkisini araştırmışlardır.

Koçer (2010) tarafından hazırlanan yüksek lisans tezinde geniş bantlı uyarım altında titreşim kaynaklı yorulma analizi üzerine çalışılmıştır. Ortalaması sıfır olmayan bir girdi yükünün sebep olduğu yorulma hasarına yakın bir hasar meydana getirecek ve ortalaması sıfır olacak şekilde düzenlenmiş bir girdi yükü oluşturmak için yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntem, çok yönlü yükleme uygulamaları için de kullanılacak şekilde geliştirilmiştir.

Irvine (2013) titreşim kaynaklı yorulma analiz metotlarından biri olan Miner 'ın birikimli hasar teorisinin rainflow çevrim sayma metoduyla nasıl kullanılabileceğini göstermiştir.

Rahman ve ark. (2009), yeni bir motor pistonu üzerinde sonlu elemanlar yöntemiyle titreşim kaynaklı yorulma analizleri yapmışlardır.

Mršnik ve ark. (2018) titreşim kaynaklı yorulma analizi için modal ayrışmaya dayanan bir yöntem tanıtmışlardır. Bu yöntem yorulma hasarı yoğunluğunu sistemin dinamik özellikleriyle bağdaştırır ve farklı titreşim modlarının toplam hasara nasıl katkıda bulunduğuna dair değerli bilgiler vermektedir.

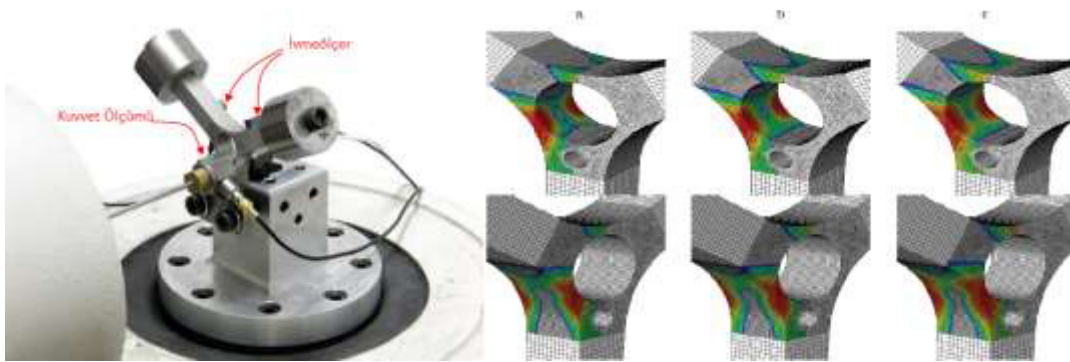
Kalyoncu (2006) yaptığı çalışmada, makina ve makina elemanlarında meydana gelecek arızaların hasar öncesinde tespiti için titreşim analizlerinin kullanılmasının faydalarını ortaya koymuştur. Çalışma sırasında makina ve parçalarının titreşim ölçümü esas alınarak sürekli olarak gözlemlenmesi ve bu gözlem sırasındaki değişikliklerin zamanla gelişiminin analiz edilmesi incelenerek kestirimci bakım üzerinde durulmuştur. Örnek olarak rulmanlarda meydana gelen arızalar incelenmiştir.

Güvenç (2015) yüksek lisans tez çalışmasında, direksiyon parçalarından biri olan rot başının yorulma ömrü, Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE) araçları kullanılarak tahmin edilmiştir. Aracın hizmet ömründe maruz kalabileceği yol profilleri belirlenmiştir. Belirlenen yol profillerine göre gerçekleştirilen test sürüşü ile süspansiyon ve direksiyon parçaları üzerinden ivme ve gerilme verileri alınmıştır. Toplanan yol verileri, oluşturulan yarım araba modelinde yapılan simülasyonların sonucuyla karşılaştırılarak toplanan verilerin doğruluğu ve güvenilirliği kontrol edilmiştir. Direksiyon parçası üzerinde oluşan gerilmeler rainflow algoritmasına göre sayılmış ve sebep oldukları olası hasar hesaplanarak parçanın yorulma ömrü analiz

edilmiştir. Ayrıca elde edilen veriler kullanılarak rot ucunun ağırlığını ve maliyetini azaltacak olan yeni bir rot başı tasarımının optimizasyonu yapılmıştır.

Gürel (2015) hazırlamış olduğu yüksek lisans tez çalışmasında performans parametrelerinden biri olan küresel mafsallı açıklıklarının denge çubuğunun mukavemetine etkisi araştırılmıştır. Araç direksiyon ve süspansiyon sistemlerinin bileşenleri olan denge çubukları aracın sola ve sağa dönüşü sırasında oluşan kuvvetleri dengeleyerek aracın sallanmasını engeller. Denge çubuğunun her iki ucunda küresel mafsallar bulunur ve bu çubuklar eksenel yönde yüklenebilir. Sürüş güvenliğiyle doğrudan bağlantılı denge çubuğunun dinamik yükler altında gerilme değerlerinin belirlenmesi için araç üzerinde veri toplama çalışmaları yapılmıştır. Deneysel doğrulama ile elde edilen test sonuçları incelenerek boşlukların stabilizatör çubuk dayanımı üzerindeki etkisi modellenmiştir. Bu çalışmada karada hareket eden tekerlekli bir araç üzerinde gerçek yol verileri toplanarak dinamik yüklerin etkisi üzerinde çalışılmıştır.

Mršnik ve ark. (2016), çok eksenli yorulma metodlarının önerdiği teorik tahminleri, deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Testler ve analizlerde Şekil 2.13'teki gibi bir numune kullanılmıştır. Maksimum normal stres, maksimum kayma gerilmesi, maksimum normal ve kayma gerilmesi, C-S yöntemi, Projeksiyonla Projeksiyon ve Preumont&Piefort yöntemi kullanılmıştır. Çalışma sonucunda kullanılan yöntemlerle elde edilen yorulma ömürleri tutarlılık gösterirken çatlak başlama noktasının tahmininin doğru olarak yapılamadığı gözlemlenmiştir.



Şekil 2.13. Numunenin Test ve Analiz Görselleri

3. TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA TEORİSİ

Yorulma ömrü analizi genel anlamda, Şekil Değiştirme Ömrü, Gerilme Ömrü ve Kırılma Mekaniği olmak üzere 3 ana yaklaşıma sahiptir. Şekil değiştirme doğrudan ölçülebilir olduğu için düşük çevrimli yorulmayı karakterize etmek için oldukça uygun bir niceliktir. Şekil değiştirme, ömrü çatlak başlangıcıyla ilgilenirken; gerilme ömrü, toplam hayatta kalma ömrü ile ilgilenir ve çatlak başlangıcını ve ilerlemesini ayrı ayrı değerlendirmez. Çevrim sayısı göz önünde bulundurulursa şekil değiştirme ömrü yüksek çevrimlerde de güzel çalışmasına rağmen genellikle düşük çevrimlerle kullanılır. Gerilme ömrü ise S-N (Gerilme-Çevrim Sayısı) diyagramlarını temel alır. Genellikle, daha yüksek çevrim sayılarıyla kullanıldığı için Yüksek Çevrimli Yorulmayla ilişkilendirilebilir. Sonsuz ömrü de içine alarak yüksek çevrim sayıları Yüksek Çevrimli Yorulma olarak değerlendirilebilir. Kırılma Mekaniği, boyutu bilinen bir hata varsayımıyla başlar ve bu çatlak büyümesini inceler. “Çatlak Ömrü” olarak da isimlendirilir. Kırılma mekaniği yaygın olarak denetleme aralıklarını belirlemek için kullanılır. Verilen bir inceleme tekniği için tespit edilebilecek en küçük hata bellidir. Bu tespit edilebilecek hata boyutuna göre, çatlakların kritik büyüklüğe ulaşması için gereken süre hesaplanabilir. Denetleme aralıkları hesaplanan bu süreden daha az olacak şekilde belirlenebilir. Çok sık olmasa da çatlak başlangıcını belirlemek için Şekil Değiştirme Ömrü ve çatlak ömrünü belirlemek için Kırılma Mekaniği birlikte kullanılabilir. Bu durumda, çatlak başlangıç süresi ve çatlak ömrü toplanarak hayatta kalma süresi hesaplanabilir.

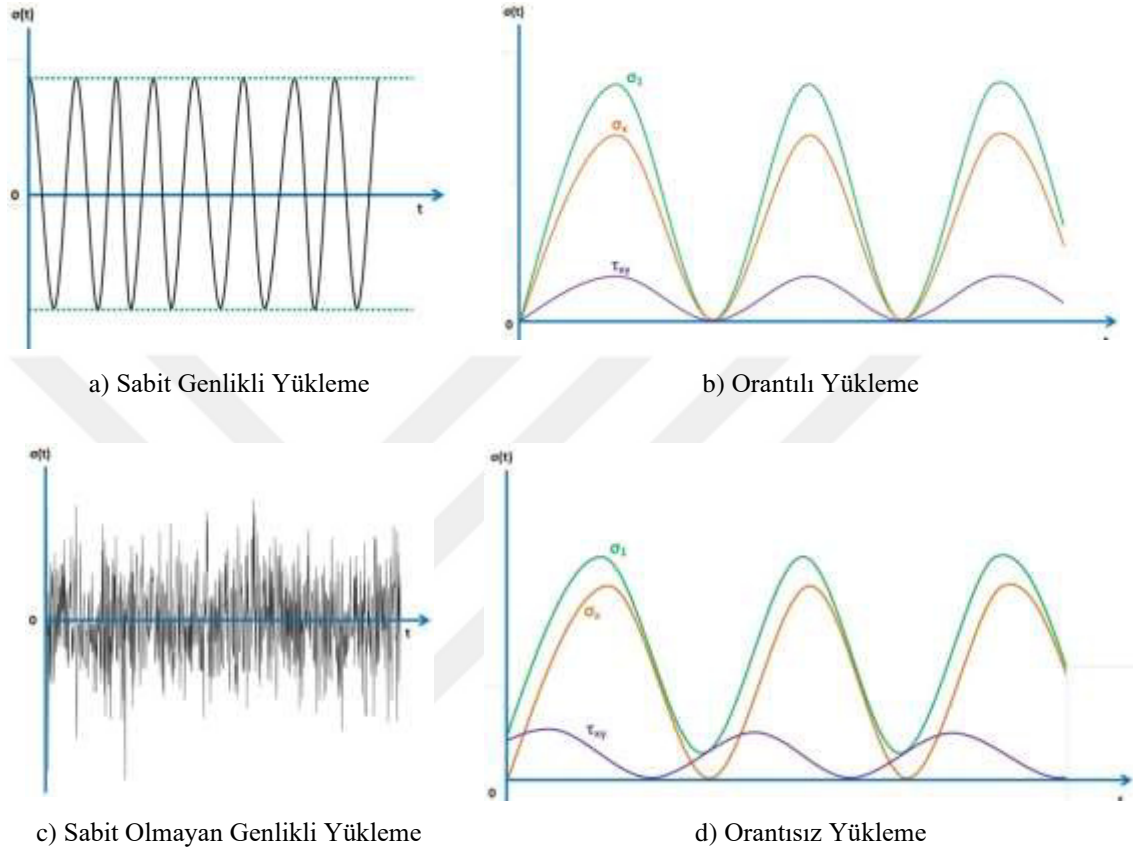
3.1. Yükleme Şekilleri

Tek bir gerilme durumu için yapılan hesaplamalarla analiz edilen statik gerilmenin aksine, yorulma hasarı bir noktadaki gerilme zamanla değiştiğinde ortaya çıkar. Genel olarak 4 çeşit yükleme tipi mevcuttur.

- Sabit Genlikli Orantılı Yükleme,
- Sabit Genlikli Orantısız Yükleme,
- Sabit Olmayan Genlikli Orantılı Yükleme,
- Sabit Olmayan Genlikli Orantısız Yükleme.

Genliğin sabit olması veya olmaması yüklemelerin belirli bir maksimum değere sahip olması ve bu değerin zamanla değişip değişmemesine bağlıdır. Orantılılık ise

değişken yükün gerilme eksenlerinin değişmesine neden olup olmadığını açıklar. Gerilme eksenleri değişmezse orantılı yüklemedir. Fakat gerilme eksenleri değişirse çevrimler basit bir şekilde sayılamaz ve orantısız yükleme olur. Yükleme şekilleri Şekil 3. 1.'de grafiklerle gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Yükleme Şekilleri

Sabit Genlikli, Orantılı Yüklemede, uygulanan yükler zamanla değişmeyen sabit bir maksimum değere sahiptir. Yükleme sabit genlikte olduğu için ortalama gerilme ve değişken gerilme değerleri sonlu elemanlar analizi ile yükleme oranı kullanılarak hesaplanabilir. Yükleme oranı; ikinci yükün, ilk yüke oranı olarak tanımlanır. Yükleme orantılı, tek ekseninde olduğu için gerilme eksenleri zamanla değişmez. Yaygın olarak kullanılan sabit genlikli yükleme çeşitlerine Ters Çevrilen yükleme ve Sıfır Tabanlı yükleme örnek gösterilebilir. Yükleme oranı “-1” olan Ters Çevrilen yükleme bir yük uygulayıp sonrasında zıt yönde eşit şiddette bir yük uygulanarak oluşturulur. Yükleme oranı “0” olan Sıfır Tabanlı Yükleme ise bir yük uygulayıp kaldırmakla oluşturulur. Yükleme orantılı olduğundan, tek bir sonlu elemanlar analizi ile yorulma hasar noktaları tanımlanabilir. Aynı şekilde sadece iki yükleme büyüklüğü olduğundan, döngü sayımı veya birikimli hasar hesaplamalarının da yapılmasına gerek yoktur.

Sabit Genlikli Orantısız Yükleme, sabit genliğe sahip olmasına rağmen ana gerilme veya gerilme eksenleri iki yük grubu arasında değişebildiği için orantılı değildir. Genlikler sabit olduğu için döngü sayımı yapılmasına gerek yoktur. Ancak yükleme orantılı olmadığından yorulma hasarının oluşacağı kritik nokta, yükleme sonucu oluşan gerilme durumlarına bakılarak kolayca tespit edilemez. Bir eğilme yükü ve burulma yükü gibi iki ayrı yük durumu arasında dönüşüm şeklinde oluşturulan yükleme veya statik bir yüke bindirilmiş değişken bir yük uygulanması durumu bu yükleme şekline örnek olarak gösterilebilir.

Sabit Olmayan Genlikli Orantılı Yükleme durumunda yapılacak yorulma analizlerinde sabit genlikli ve orantılı yüklemekten farklı olarak değişken ve ortalama gerilme değerlerini hesaplamak için sabit bir yükleme oranı kullanmak yerine, yükleme oranı zamana göre değiştirilerek kullanılır. Yükleme orantılı olduğu için yorulma hasarının oluşacağı kritik nokta, bir sonlu elemanlar analizi sonucuna bakılarak bulunabilir. Ancak maksimum hasara neden olan yükleme kolayca bulunamaz. Bu nedenle meydana gelmiş toplam yorulma hasarını belirlemek ve hangi döngü birleşimlerinin bu hasara neden olduğunu belirlemek için çevrim sayım yöntemleri ve birikimli hasar hesaplamaları yapılması gerekmektedir. Döngü sayımı, karmaşık bir yükleme geçmişini mevcut sabit genlikte uygulanan test verileriyle karşılaştırabilmeye yarayan yöntemlerdir.

Sabit Olmayan Genlikli Orantısız Yükleme, en genel yükleme durumudur. Sabit Genlikli Orantısız Yükleme ile benzerdir ancak bu yükleme şeklinde birbiriyle ilişkisi olmayan 2'den fazla farklı gerilme durumları vardır. Yorulma hasarının oluşacağı kritik nokta-düzlem bilinmemektedir. Aynı zamanda, yüklerin birleşimlerinin hangisinin en çok hasara neden olduğu da bilinmemektedir. Bu şekildeki yüklemeler için, yoldan bağımsız tepe yöntemleri (Path-Independent-Peak) veya çok eksenli kritik düzlem yöntemleri gibi daha gelişmiş metotlar gereklidir.

3.2. Malzemelerin Yorulma Özellikleri

3.2.1 S-N (Wöhler) Eğrisi

S-N eğrisi bir malzeme için hasara sebep olan çevrim sayısına karşı gelen değişken gerilme genliğini gösteren bir grafikdir. S (Stress) gerilmeyi temsil ederken; N (Number of Cycles) ise çevrim sayısını ifade etmektedir. Genel olarak gerilme ve

çevrim sayıları logaritmik ölçekte gösterilir. Alman bir demiryolu mühendisi ve bilim insanı olan August Wöhler tarafından 1842’de Versay, Fransa’da yaşanan bir tren kazasının araştırması sırasında geliştirilmiştir. Bu kaza, tren lokomotifinin aksının günlük kullanımda oluşan çevrimsel yüklemeler sonucunda hasara uğraması sebebiyle meydana gelmiştir. Wöhler, hasara uğramış aksı incelerken bir çatlak oluşumunun zaman içerisinde bir noktaya kadar genişlediğini sonrasında hızlı bir şekilde kopma olduğunu gözlemlemiştir. Aks üzerindeki yüklemelerin kullanılan malzemenin akma mukavemetinden düşük olmasına rağmen hasara sebep olduğu gözlemlenmiştir (Wöhler, 1870). Wöhler, demiryolunda hareket eden akslar üzerine değişken yükleme yapacak bir test düzeneği tasarlamıştır. Bu düzeneğe yüklemelerin şiddetiyle hasara sebep olan çevrim sayıları arasındaki ilişkiyi gösteren Wöhler eğrilerini oluşturmuştur. Günümüzde S-N eğrileri çevrimli yükleme yapabilen test cihazlarıyla metal numuneler üzerinde gerçekleştirilmektedir. Numuneler üzerinde farklı genliklerde testler yapılarak hasara sebep olan çevrim sayıları bulunmaktadır. Elde edilen bu noktaların dağılımına göre S-N eğrisi oluşturulmaktadır.

Genel olarak, Şekil 3.1.’de gösterildiği gibi ordinat eksenini, gerilme şiddetini temsil ederken; apsis eksenini, logaritmik ölçekte başarısızlığa sebep olan döngülerin sayısını temsil eder. Daha yüksek genlikli gerilmeler, daha az sayıda döngü ile hasara sebep olur. S-N eğrileri, döngülerin genliklerine göre sınıflandırıldığında düşük çevrimli yorulma, yüksek çevrimli yorulma ve sonsuz ömür olarak adlandırılan üç bölgeye ayrılabilir. Düşük çevrimli yorulma bölgesinde, çevrimdeki maksimum genlik, plastik deformasyona neden olan malzemenin akma dayanımına yakın veya daha büyük olabilir. Bu nedenle daha az sayıda döngüde yorgunluk hasarı meydana gelir. Yüksek çevrimli yorulma bölgesinde, malzeme davranışı elastiktir ve eğri, logaritmik ölçekte doğrusal olarak kabul edilebilir. Bu bölgede yer alan gerilme genlikleri için hasara sebep olacak çevrim sayılarının genellikle 10^4 ve 10^6 aralığında olduğu söylenilebilir. Sonsuz ömür olarak düşünülen bölgede ise gerilme genlikleri belirli bir seviyenin altındaysa arızaya neden olmadan sonsuz sayıda döngü uygulanabileceği kabul edilir. Gerçekte sonsuz sayıda döngü için test yapılmamıştır. Ancak bir milyon üzerindeki döngüler genel olarak sonsuz olarak kabul edilir. Genellikle motor krank milleri, akslar gibi hayati öneme sahip kritik parçalar sonsuz ömür gösterecek şekilde tasarlanmıştır. Bu bileşenlerde çevrimler hıza bağlı olduğu için kullanım ömrüne göre hasar birikmesinin yüksek olması beklenir. Sonsuz ömre sahip olmak için parçanın maruz kaldığı tüm döngüsel gerilim seviyelerinin yorulma dayanıklılık sınırının altında olması

gerekir. S-N eğrilerinden elde edilen belirli gerilme genliğine karşılık gelen yorulma ömrü çevrim sayısı, yalnızca döngüsel yüklemeler için değil, aynı zamanda rastgele yüklemeler için de geçerlidir.



Şekil 3.2. S-N Eğrisi (ST52 Çelik)

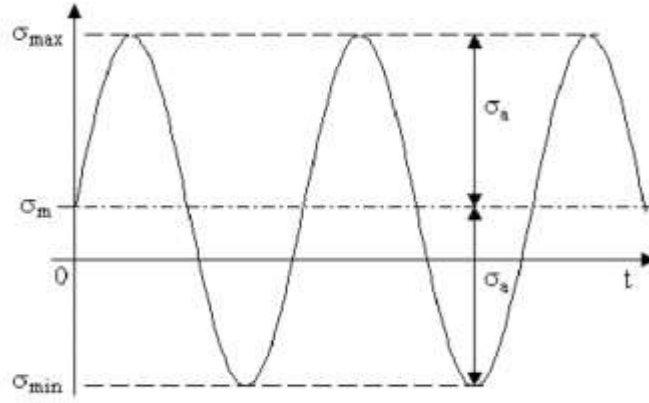
S-N eğrisi, malzemenin yorulma özelliklerinin titreşim yorulma ömrü hesaplamalarında ifade edilebilmesi için yüksek çevrimli yorulma bölgesinde Denklem 3.1’de gösterildiği gibi tanımlanabilir (Basquin, 1910).

$$N(S) = CS^{-k} \quad (3.1)$$

3.3.2 Ortalama Gerilme Etkisi

Yükleme şekline göre oluşan gerilme döngüleri, alt gerilme limiti, üst gerilme limiti, gerilme genliği ve ortalama gerilme gibi parametreler kullanılarak sınıflandırılabilir. Üst gerilme ve alt gerilme değerleri gerilme döngüsünün maksimum ve minimum değerlerini gösterir. Ortalama gerilme, üst gerilme ve alt gerilme değerlerinin aritmetik ortalamasına eşittir. Gerilme genliği ise maksimum ve minimum gerilme değerlerinin ortalama gerilmeyle aralarındaki farka eşittir. Gerilme genliği çevrimsel yüklemeler için yorulma hasarını oluşturan temel nicelik olarak görünse de özellikle ortalama gerilmenin yüksek olduğu bölgelerde gerçekleşen döngüler için ortalama gerilmenin de yorulma hasarına ciddi bir etkisi bulunmaktadır. Ortalama

gerilmenin, gerilme genliğinden çok daha yüksek olduğu durumlarda çekme ortalama gerilmesi, yorulma ömrünü azaltırken; basma ortalama gerilmesi, yorulma ömrünü arttırmaktadır. Yüksek çevrimli yorulmada gerilme genlikleri düşük çevrimli yorulmaya göre daha küçük olduğu için ortalama gerilme etkisi daha büyüktür. Eğer gerilmeler düşük çevrimli yorulmada olduğu gibi plastik deformasyona sebep olacak kadar büyük ise ortalama gerilme hızlı bir şekilde serbest bırakılarak etkisi düşebilir.



Şekil 3.3. Gerilme Genliği ve Ortalama Gerilme

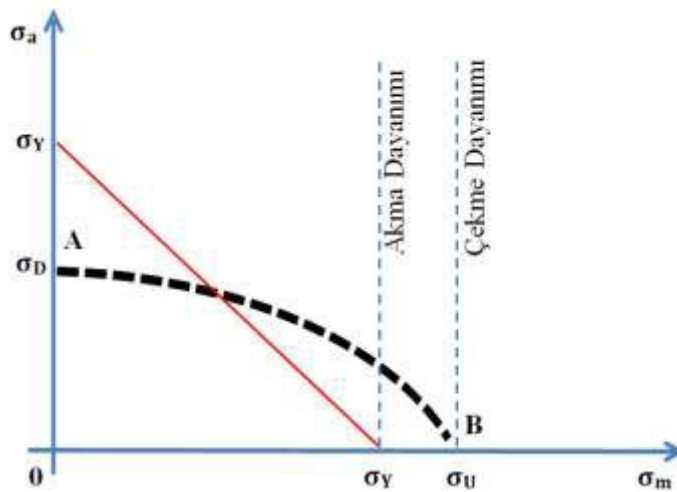
Ortalama gerilmenin sıfırdan farklı olduğu yüklemelerde, hasarı hesaplamak için maksimum gerilmeye karşılık gelen çevrim sayısı ortalama gerilme etkisine göre çizilmiş geleneksel S-N diyagramlarından elde edilebilir. Ayrıca S-N eğrilerinin maksimum gerilmeye göre değil gerilme genliğine göre hazırlanmış olanları da mevcuttur. Genelde tasarımlarda kullanılan malzemelerin akma mukavemetinden daha yüksek gerilmelere maruz kalması kabul edilmez. Bu sebeple statik yüklemenin olması durumunda malzemenin çevrimli yüklemelerde akma mukavemetine ulaşmaması için uygulanabilecek çevrimli yüklemelerde gerilme genliği değerinin sınırlandırılması gerekmektedir. Sonuç olarak, statik gerilme uygulaması aynı malzemede aynı ömre sahip olabilmek isteniyorsa çevrimlerin gerilme genliğinde bir azalmaya yol açar. Bu nedenle gerilme genliğinin (σ_a), ortalama gerilmeye (σ_m) göre nasıl değiştiğini bilmek önemlidir.

3.2.2.1 Haigh Diyagramı

Haigh diyagramı, yorulmanın gerçekleştirildiği belirli bir sayıdaki döngü için gerilme genliğiyle (σ_a) ortalama gerilmenin (σ_m) ilişkisini gösterir. Haigh diyagramı

kullanılarak ortalama gerilmenin olduğu bir yüklemenin, eşdeğer ortalama genliği sıfır olan gerilme genliği hesaplanabilir. Elde edilen bu sıfır ortalama gerilme genlik değeri ile S-N eğrisi kullanılarak, ortalama gerilmenin etkisinin de hesaba katıldığı bir ömür tahmini yapmak mümkündür. Haigh diyagramı üzerinde de gözlemleneceği gibi çekme gerilmeleri yorulma ömrünü azaltıcı, basma gerilmeleri ise ömrü artırıcı etkiye sahiptir.

Grafik üzerinde σ_m eksenini ortalama gerilme değerini ve σ_a eksenini ise değişken gerilme değerini göstermektedir. Üst üste bindirilmiş σ_a ve σ_m gerilmeleri altındaki malzemenin, tek başına A noktasındaki değişken gerilmeli yükleme altında da aynı ömre sahip olduğu varsayılır. A noktası, sıfır ortalama gerilmeli tamamen değişken gerilmeli yorulma mukavemetini gösterir. B noktası, değişken yüklemenin olmadığı statik bir test sırasında gözlemlenen kopma mukavemetine karşılık gelir. A ve B noktasını birleştiren kesikli çizgiler, σ_a ve σ_m çiftlerini gösterir. Bu kesikli çizgi ile eksen çizgileri arasında kalan alan daha yüksek yorulma ömrüne sahip σ_a ve σ_m çiftlerinin bulunduğu alandır. Haigh diyagramı, genel olarak 10^7 döngü için hazırlanmaktadır ancak herhangi bir döngü sayısı için de oluşturulabilir. Haigh diyagramının hangi döngü sayısı için hazırlandığı sabit yüklemenin sıfır olduğu σ_a eksenini  zerindeki, A noktasındaki gerilme değeri kullanılarak hesaplanır. A noktasındaki değişken genlikli gerilme altında hasara sebep olan döngü sayısı Haigh diyagramının referans alındığı döngü sayısıdır. Ayrıca AB  izgisi üzerindeki noktalardan herhangi biri ile orijin birleştirildiğinde elde edilecek olan doğrunun eğimi de değişken gerilmenin ortalama gerilmeye oranını vermektedir. Bu oran yorulma ömrü hesaplamalarında da kullanılmaktadır.



Şekil 3.4. Haigh Diyagramı

Yüklemelerde gözlemlenen maksimum gerilme Denklem 3.2’de gösterildiği gibi ortalama gerilme ve değişken gerilme değerlerinin toplamına eşittir. Maksimum gerilmenin akma dayanımından küçük olduğu bölgede AB arasındaki çizgi kabaca bir doğru olarak ifade edilebilir. Maksimum gerilme yükseldikçe elde edilecek eğrinin doğrusallığı azalmaktadır.

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a < Akma\ Dayanımı \quad (3.2)$$

AB eğrisi için, yorulma dayanımından başlayarak, σ_a ve σ_m çiftlerini tahmin edebilmek amacıyla farklı analitik yaklaşımlar geliştirilmiştir. Geliştirilen bu yaklaşımlar aşağıdaki denklemlerde gösterilmiştir. Denklemlerde bulunan σ_U katsayısı Çekme Dayanımını, σ_Y katsayısı Akma Dayanımını ifade etmektedir.

Smith (1942) tarafından revize edilen Goodman çizgisi Denklem 3.3’teki gibi tanımlanır.

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_U} \right) \quad (3.3)$$

Soderberg (1930) tarafından önerilen çizgi ise B noktasını Akma Dayanımı olarak belirleyen Denklem 3.4 ile ifade edilir.

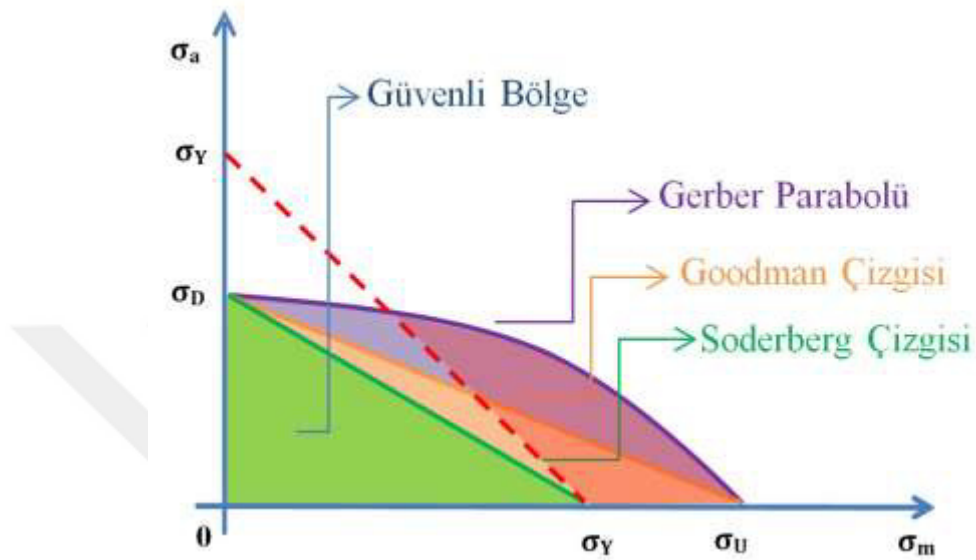
$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_Y} \right) \quad (3.4)$$

Gerber (1874) tarafından önerilen eğri ise bir parabol olarak Denklem 3.5’te gösterildiği gibi tanımlanmaktadır.

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_U} \right)^2 \right) \quad (3.5)$$

Haigh diyagramı için önerilen bu eğriler Şekil 3.5.’te gösterilmiştir. Maksimum gerilmenin akma dayanımını aştığı bölge kesikli kırmızı çizgi ile gösterilmiştir. Bu bölgenin üstünde kalan gerilme değerlerinde plastik deformasyon olduğu için genel

olarak güvenli olarak görülmez. Gerber parabolü ve Goodman çizgisinin önerdiği gerilme değerlerinin bu bölgenin dışına çıktığı gözlemlenmektedir. Soderberg çizgisinde önerilen bölgedeki gerilmelerin hepsi akma dayanımının altında olduğu için Soderberg çok daha güvenilir ama fazla korumacı sonuçlar verebilmektedir.



Şekil 3.5. Haigh Diyagramı Önerilen Eğriler

Bu modellerin önerdiği ilişkiler kullanılarak sıfır olmayan ortalama gerilmeyi hesaba katarak eşdeğer gerilme genliğinin hesaplanması mümkündür (Shin Y.S., 1983).

Önerilen bu eğriler aşağıdaki denklemlerde gösterilen formda da ifade edilebilir. Eşdeğer gerilme genlikleri σ_a yalnız bırakılarak hesaplanabilir. Revize edilmiş Goodman eğrisi Denklem 3.6'da, Soderberg eğrisi Denklem 3.7'de, Gerber eğrisi ise Denklem 3.8'de gösterilmiştir.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_a} + \frac{\sigma_m}{\sigma_U} = 1 \quad (3.6)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_a} + \frac{\sigma_m}{\sigma_Y} = 1 \quad (3.7)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_a} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_U} \right)^2 = 1 \quad (3.8)$$

En yaygın kabul gören iki yöntem Goodman ve Gerber'in önerdiği eğrilerdir. Yapılan testler sonrasında, sonuçların Goodman ve Gerber eğrileri arasına düşme eğiliminde olduğu gözlemlenmiştir. Goodman genellikle matematiksel basitlik ve biraz daha güvenli olması nedeniyle kullanılır. Şekil 3.2.'de de gözlemleneceği gibi Gerber eğrisi Goodman'ın önerdiği alanı kapsamaktadır.

Yöntemlerden sonuçları kullanılan malzemenin cinsine göre de değişebilmektedir. Revize edilmiş Goodman çizgisi genellikle gerçek yaşam sürelerinden daha düşük yaşam sürelerini öngördüğü için güvenilir olarak kabul edilir. Fakat kırılma malzemeler için makul ama sünük malzemeler için fazla korumacı sonuçlar ortaya koyduğu da gözlemlenmiştir. (Osgood ve Saunders, 1983). Gerber eğrisi de bu fazla korumacı sonuçları düzeltmek için önerilmiştir. Değişken gerilme genliğinin ortalama gerilme değerinden büyük olduğu bölgelerde Gerber parabolü deneysel verilere daha iyi uyum sağlamaktadır. Yalnız, ortalama gerilmenin değişken gerilmeden büyük olduğu durumlarda plastik deformasyonlar sebebiyle Gerber'in modeli doğru sonuçlar vermeyebilir. Gerber eğrisinin en doğru kullanımı sünük malzemelerde değişken gerilmenin, ortalama gerilmeden yüksek olduğu durumlardır. Soderberg eğrisi ise Goodman ve Gerber de karşılaşılan bu sorunu tamamen ortadan kaldırarak görülecek maksimum ortalama gerilmeyi akma dayanımına eşit olarak görmüştür. Bu sebeple Soderberg'de önerilen tüm gerilme çiftleri akma dayanımının altındadır ancak çok daha korumacı sonuçlar ortaya koymaktadır. Yorulma arızası veya esnemenin oluşmaması istenen uygulamalarda kullanılır.

3.3 Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerde Titreşim Kaynaklı Yorulma Metotları

Titreşim kaynaklı yorulma, doğadaki rastgele zorlama titreşimlerinden kaynaklanan malzeme yorgunluğunu tanımlayan bir makine mühendisliği terimidir. Bir yapı, bu rastgele titreşimler altında doğal dinamik modlarına göre yanıt verir. Bu durum, yapı üzerinde dinamik gerilmelerle sonuçlanır. Dolayısıyla yorulma süreci büyük ölçüde uyarma profilinin şekli ve ürettiği tepki ile değerlendirilmelidir. Uyarma ve tepki profilleri çoğunlukla frekans alanında analiz edildiğinden tercihen güç spektral yoğunluğu (PSD) gibi frekans alanında oluşturulan veriler üzerinde çalışılarak yorulma ömrü hesaplanmaları yapılmaktadır.

Titreşim kaynaklı yorulma analizinin önemli bir temel parçası, titreşim yapısının doğal modlarını ve frekanslarını ortaya çıkaran ve verilen uyarma için lokal gerilme

tepkilerinin doğru tahminini sağlayan modal analizdir. Modal analiz sayesinde gerilme tepkileri anlaşılabilirdiğinden, titreşim kaynaklı yorulma yalnızca doğru bir modal analiz ile yapıldığında başarıyla karakterize edilebilir.

Yorulma ömrü hesabının daha klasik yaklaşımı ise ilgili çevrimlerin hasarlarını uygun şekilde birbiri ile toplayan Palmgren-Miner birikimli hasar teorisi ile çevrimlerin sayımıdır. Bu yöntem, rastgele yüklemelerde genellikle Rainflow Algoritması ile birlikte kullanılır. Zamana bağlı zorlamaların bilinmediği durumlarda, yük rastgele olduğu için bu zorlamaların çevrimleri sayılamaz. Belirli bir rastgele titreşim için birden fazla zaman geçmişi oluşturulabilir ancak bu prosedür yavaş ve hesaplama açısından zahmetlidir.

Frekans tabanlı titreşim kaynaklı yorulma yöntemleri, PSD'nin momentlerine dayanarak gerilmelerin olası hasarlarını belirleyerek yorulma ömrünü tahmin eden daha etkili bir yaklaşım sunar. Bu şekilde, zaman geçmişlerinin sentezlenmesine gerek kalmadan zaman tabanında hesaplanacak yorulma ömrü tahmin edilir. Titreşim kaynaklı yorulma yöntemleriyle yapı üzerindeki birçok noktada yorulma ömrü hesaplanarak hasarın en çok nerede gerçekleşeceği tahmin edilebilir.

Rastgele oluşturulmuş bir sinyal, genliklerin olasılıksal doğası nedeniyle zamanın bir fonksiyonu olarak tanımlanamaz. Fakat rastgele bir titreşim incelenerek istatistiksel sonuçlar çıkarılabilir. Titreşim kaynaklı yorulma için önemli bir istatistiksel özellik, tepe genliklerin istatistiksel dağılımını gösteren olasılık yoğunluk fonksiyonudur. İdeal olarak, bu fonksiyondan farklı genliklerin oluşma sıklığı çıkarılabilir. Bu fonksiyonu oluşturmak her zaman mümkün olmadığından, olasılık yoğunluk fonksiyonu deneye dayalı olarak da elde edilebilir.

Yapının rastgele uyarılması, söz konusu yapının dinamik özelliklerine bağlı olarak farklı tepkiler üretebilir. Farklı doğal modlar aynı anda uyarılabilir ve her biri malzemedeki gerilme dağılımını büyük ölçüde etkiler. Standart uygulama, analiz edilen yapı için frekans cevap fonksiyonlarını hesaplamak ve daha sonra verilen yükleme veya uyardıma bağlı olarak gerilme yanıtlarını elde etmektir. Uyarılmış farklı modlarla, titreşim enerjisinin bir frekans aralığına yayılması, yapının dayanıklılığını doğrudan etkiler. Bu nedenle yapısal dinamik analiz, titreşim kaynaklı yorulma değerlendirmesinin en önemli parçalarındandır.

Genliklerin dağılımı doğru olarak bilindiğinde hasar yoğunluğunun hesaplanması çok zor bir işlem değildir. Bu dağılım, bir zaman geçmişinden basitçe döngüleri sayarak elde edilebildiği gibi PSD grafiğinin istatistiksel özellikleri

çıkarılarak da tahmin edilebilir. PSD' den bu dağılımları elde etmek için ise farklı yaklaşımların uygulanması gerekmektedir. Çeşitli titreşim kaynaklı yorulma yöntemleri, PSD'nin rastgele titreşimlerin istatistiksel özelliklerini karakterize eden momentlerine dayanarak hasar yoğunluğunu tahmin eder. Bu tahminin hesaplanmasına yönelik formüller genel olarak deneysel yöntemlerle elde edilmiştir. PSD ile tanımlanan rastgele titreşimlerin sayısız kombinasyonu bulunmaktadır. Sonuç olarak, bu yöntemlerin doğruluğu analiz edilen cevap spektrumlarına, malzeme parametrelerine ve yöntemin kendisine bağlı olarak değişebilir.

En sık kullanılan yöntemlerden biri 1985 yılında Dr. Turan Dirlik tarafından geliştirilen Dirlik yöntemidir (Dirlik, 1985). Yorulma ömrü tahmininde frekans tabanlı metotlar üzerine yapılan son araştırmalarda iyi bilinen metotlar ve yeni olanlar karşılaştırılmış ve sonucunda 1992'de Zhao&Baker ve 2004'te Benasciutti&Tovo tarafından geliştirilen yöntemlerin de titreşim kaynaklı yorulma analizi için uygun olduğu gözlemlenmiştir (Mršnik ve ark., 2013).

Titreşim kaynaklı yorulma analiz yöntemleri, yapının titreşim sebebiyle yüklendiği her yerde kullanım bulur. Bu durumlara yoldan araç şasisine gelen kuvvetler, rüzgâr türbini üzerine esen rüzgar, deniz üzerindeki bir yapıya vuran dalgalar örnek olarak verilebilir. Bu tür yükler önce ölçüm ve analizlerle istatistiksel olarak tanımlanır. Veriler daha sonra ürün tasarım sürecinde kullanılır. Klasik yaklaşımın aksine, yükleme bilindikten ve dinamik analiz yapıldıktan sonra frekans tabanlı titreşim kaynaklı yorulma yöntemlerinin hesaplanabilir olması, sonlu elemanlar analizi yazılım paketleri ile birlikte kullanılabilmelerini sağlar.

Otomotiv endüstrisinde, hızlandırılmış titreşim testleri de kullanılmaktadır. Test sırasında, bir parça veya ürün kullanım ömrü boyunca beklenen titreşime eşdeğer olacak şekilde planlanmış yüklemelere maruz kalır. Test süresini kısaltmak için genlikler yükseltilir ve şartlar ağırlaştırılır. Kullanılan uyarma spektrumları geniş bantlıdır ve titreşim kaynaklı yorulma yöntemleri kullanılarak etkin şekilde ömür tahmini yapılabilir.

Rastgele bir titreşim analizinde, çoğu durumda yükleme ve tepkinin doğada istatistiksel bir yapısı olduğu ve normal (Gaussian) dağılımla temsil edilebileceği varsayılmaktadır. Bu dağılım ile, belli bir yükleme şiddetinin veya cevabının ortalamadan belirli bir standart sapma içerisinde olma olasılığı kabul edilir. Bir yapıya uygulanan rastgele yüklemenin değişkenliği ve karmaşıklığı nedeniyle yapıların yorulma ömrünün tahmini zorlaşmaktadır. Malzemenin S-N yorulma verileri sabit

genlikli yüklemekten üretilmesine rağmen gerçek karmaşık varyasyonlardan oluşan bir yapının yorulma ömrünün hesaplanması içinde kullanılabilir.

3.3.1. Zaman Uzayında Yaklaşım

Değişen gerilmelere maruz kalan herhangi bir parçanın malzemesi, gerilmeler sebebiyle her çevrimde küçük bozulmalara uğrar. Gerilme seviyesine ve uygulanan çevrim sayısına bağlı olarak bu bozulmalar kısmi hasarlara veya kopmalara kadar devam edebilir. Bozulmanın gelişimini takip etmek için ilk andan başlayarak malzeme üzerindeki kalıcı hasar %0'dan başlayarak kopma anında %100 olacak şekilde kademeli olarak artan bir oran olarak tanımlanabilir. Hasarın zaman içindeki ilerlemesini izlemek için test çubuğunun belirli fiziksel özelliklerindeki değişim gözlemlenebilir. Bu gözlemleri yaparken karşılaşılabilecek bazı sorunlar vardır. Çevrimlerde meydana gelen birim hasar çok küçük olduğu için malzemenin fiziksel özellikleri üzerindeki etkisi de çok küçük olacaktır. Ayrıca malzemenin özelliklerindeki değişimi ölçmek de malzemede hasara sebep olabileceği için gözlemlenecek sonuçları etkileyebilmektedir. Malzemenin mukavemeti, stres döngülerinin sayısı arttıkça kademeli olarak azalır. Yorulma testi sırasında test çubuğu üzerinde kopmaya sebep olacak kadar ilerleyen çatlaklar görünür. Fakat çatlaklar ancak test çubuğunun yorulma ömrünün sonuna doğru tespit edilebilir ve ölçülebilir hale gelir. Bu zorluklar sebebiyle hasar ilerlemesi matematiksel olarak tam anlamıyla tanımlanamamıştır. Yorulma sebebiyle kaynaklanan hasar birikimi yasaları genellikle deneysel sonuçlardan oluşturulmuştur.

Zaman alanında yapılacak olan yorulma ömrü hesaplamalarında her bir çevrimin genliği göz önünde bulundurularak sebep olduğu hasar miktarı bir kurala göre toplanarak malzeme üzerinde biriken hasar %100'e ulaşıncaya kadar ki geçen süre yorulma ömrü olarak tanımlanır. Aslında zaman alanında yapılan analizlerde çevrimlerin oluşturduğu genliklerin kaç defa uygulandığında hasara sebep olduğu hesaplanmaktadır. Sonrasında bu çevrimlerin ne kadar bir süre içerisinde gerçekleşeceği zaman geçmişinde bilindiği için yorulma ömrü hesaplanabilmektedir.

Zaman alanında, anlık olarak meydana gelen genliklerin ölçülmesi ve kaydedilmesi çok güç ve hataya açık bir işlemdir. Çünkü tam hasarın oluşacağı nokta üzerindeki noktasal gerilmelerin tespit edilmesi ve bu gerilmelerin zaman geçmişlerinin doğru bir şekilde anlık olarak kaydedilmesi gerekmektedir. İlk olarak bu noktanın tam olarak tespiti zordur. Ayrıca doğru bir zaman geçmişi elde edilmek isteniyorsa bu nokta

üzerinden gerilmeler ölçülmek istendiğinde bu ölçümün malzemenin hasar noktasındaki gerilmelere etkisinin olmaması gerekmektedir. Bu zorluklar sebebiyle gerilme geçmişinin doğrudan deneysel olarak elde edilmesi çok zordur. Gerilme geçmişleri genellikle cevap gerilme fonksiyonlarından veya numune üzerinden alınan titreşim verileri kullanılarak hasar noktasındaki gerilme hesaplanarak yapılabilmektedir. Hasar noktasındaki gerilmeyi doğru bir şekilde hesaplayabilmek için malzeme üzerindeki transfer fonksiyonlarının doğru bir şekilde tanımlanması gerekmektedir. Oluşturulan bu denklemler her bir anlık gerilme değeri için ayrı ayrı hesaplanmalı ve gerilme değerleri uyarılma bandının genişliğine göre değişen çok kısa birim zamanlarda hesaplanmalıdır. Tüm bu hesaplamalar zaman alanında yorulma analizi karmaşık ve zaman alan bir yöntem yapmaktadır.

Bu yöntemin yanı sıra hasar noktasında frekans uzayında simülasyonlar ile elde edilen Gerilme Tepki Güç Spektral Yoğunlukları kullanılarak da zaman geçmişi elde edilebilir. Bu yöntemde ise hasar noktasında oluşacak gerilmelerin zaman geçmişi frekans alanındaki gerilmeleri tanımlayan RPSD verilerine uygun olacak şekilde üst üste bindirilmiş sinüs dalgaları olarak tanımlanabilir. Bu yöntemde ise bir RPSD fonksiyonu ile sonsuz sayıda kombinasyondan oluşan sinyaller oluşturulabilmektedir. Bu çeşitlilik ise hesaplanacak yorulma ömrünü etkilemektedir. Zaman alanında bu yöntemle güvenilir bir yorulma hesabı yapabilmek için sentezlenen zaman geçmişi uzun tutulmalı, örnekleme sıklığı yüksek olmalı ve serbestlik derecesini arttırarak birden fazla sentezleme yapılmalıdır. Bu şekilde sentezlenecek bir zaman geçmişi için de uzun zaman ve birçok hesaplama gerekmektedir.

3.3.1.1 Palmgren-Miner Birikimli Hasar Metodu

En eski, en basit ve en çok kullanılan hasar birikimi toplama yöntemlerinden biri, Miner kuralıdır (Miner, 1945). Bu kural Palmgren-Miner olarak da adlandırılır çünkü bu ilk olarak Palmgren tarafından önerilmiştir (Palmgren, 1924).

Palmgren-Miner yöntemine göre, her bir döngü sırasında malzeme üzerinde biriken hasar yalnızca gerilme şiddetine bağlı bir fonksiyonudur. Belirli bir gerilmeye sahip döngülerin sebep olduğu hasar, uygulanan döngü sayısının, o gerilme değerinde hasara sebep olan toplam çevrim sayısına oranı olarak Denklem 3.9'da gösterildiği gibi tanımlanabilir. Denklemde " d " hasarı, " n " maruz kalınan çevrim sayısını, " N " ise belirli gerilme değerinde hasara sebep olan çevrim sayısını göstermektedir. Malzeme, hasara

uğrayacağı çevrim sayısı kadar döngüye maruz kaldıysa hasar olarak %100'e yani 1 oranına ulaşmış demektir. Miner yöntemiyle elde edilen bu oran malzemenin ömrünün ne kadarını tükettiğini göstermektedir. Maruz kalınan döngülerden tek birinin sebep olduğu hasar varsayımı ise bu oranın çevrim sayısına bölünmesiyle hesaplanabilir.

$$d = \frac{n}{N} \quad (3.9)$$

Miner metoduna göre malzeme üzerinde bir çatlakın ortaya çıkması gözlenirse hasara uğramış kabul edilir. Belirli gerilme seviyesinde $n = N$ olduğunda, yani $d = 1$ olduğunda malzeme hasar almış demektir. Bu denklemde kullanılan N sayısı, önceki bölümlerde açıklanan S-N eğrileriyle hesaplanabilir. S-N eğrisinde, yorulma ömrünün sonsuz olarak varsayıldığı bölgede yer alan gerilmelerde hasara sebep olan çevrim sayısı sonsuz olduğu için $d = 0$ olarak hesaplanır. Yorulma dayanımı gerilmesinden daha düşük gerilmeler hesaba katılmaz.

Farklı gerilme genliklerinde gerçekleşen belirli sayılardaki döngülerin sebep olduğu hasarlar Miner yaklaşımına göre doğrusal olarak eklenebilir. Eğer eşit aralılarla $i = 1$ 'den başlayarak k ya kadar maruz kalınan farklı genliklere sahip sinüzoidal gerilmelerin sebep olduğu toplam hasar hesaplanmak istenirse her bir gerilme genliği değeri için tecrübe edilen döngü sayısının o genlikteki hasara sebep olan çevrim sayısına olan oranları kümülatif bir şekilde toplanabilir. Bu durumda birikmiş hasar Miner'a göre Denklem 3.10'da gösterildiği gibi yazılabilir.

$$D = \sum_{i=1}^k d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (3.10)$$

Farklı gerilme genliklerinde meydana gelen hasar birikimlerinin birbirlerini etkilemediği varsayıldığı için hasar durumu Denklem 3.11'de ki gibi ifade edilebilir.

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (3.11)$$

Hasar oranının çevrimsel değişken gerilmenin genliğinden bağımsız olarak " n / N " 'nin bir fonksiyonu olduğunu varsayılır. Miner kuralı bu nedenle her döngüde

ve her gerilme genliği seviyesinde numunenin tüketilen yorulma ömürlerinin toplamını hesaplamaktan oluşur. Burada, belirli bir gerilmeye tek bir çevrimde meydana gelen hasar, o gerilme genliğinde hesaplanan " $1 / N$ " 'ye eşittir. Gerilme genlikleri arasında ilişki kurmayan, etkileşimsiz doğrusal bir yaklaşımdır.

Miner kuralı, yalnızca sinüsoidal çevrimsel yüklemeler için değil aynı zamanda rastgele uyarılma durumları ve hatta şoklar için de kullanılabilir. Bu kullanımlarda bir zaman geçmişinin kullanılması gerekmektedir. Zaman geçmişinden elde edilen tepe ve vadiler kullanılarak gerilme genlikleri ve çevrim sayıları bulunabilir. Fakat rastgele yüklemelerde gerilmelerin sıklıkla tamamlanmamış çevrimlerini gözlemlemek mümkündür. Bu sebeple Miner yönteminin yarım çevrimlerle kullanılabilmesi için revize edilmesi gerekir. Rastgele yüklemelerde yarım çevrimler sayılacağı için gerilmeler sebebiyle oluşacak birim hasar, hasara sebep olan çevrim sayısının yarısı kullanılarak Denklem 3.12' deki gibi hesaplanmalıdır.

$$d_i = \frac{1}{2N_i} \quad (3.12)$$

Rastgele yüklemelerde, yarım çevrimleri sayarak birikmiş hasarı Miner'a göre hesaplayabilmek için Denklem 3.13 kullanılabilir.

$$D = \sum_i \frac{1}{2N_i} n_i \quad (3.13)$$

Miner yönteminin önerdiği denklem içerisinde kullanılan " N ", hasara sebep olan çevrim sayısı, Basquin'in S-N diyagramını tanımlayan, Denklem 3.1'de belirtilmiş analitik ilişkiyle beraber kullanılırsa Denklem 3.14'te gösterilen form elde edilir.

$$D = \frac{\sum_i n_i \sigma_i^k}{C} \quad (3.14)$$

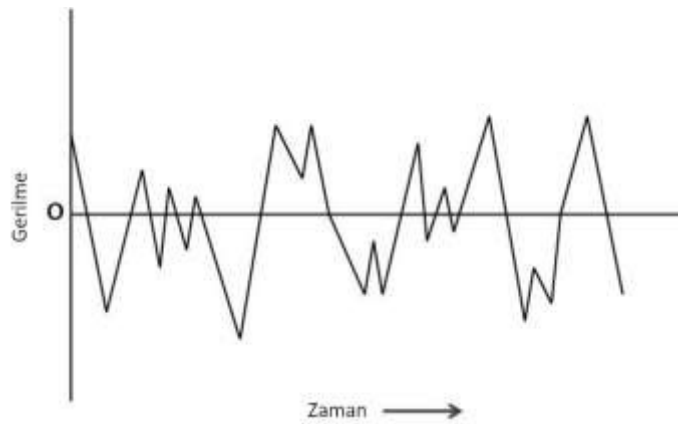
Değişken genlikli gerilmeler altında yorulma ömrünün tahmini için Miner kullanılması çok kolay bir yöntemdir. Bazı eleştiriler olsa da tasarım hesaplamalarında çok sık kullanılır. Yorulma, birçok faktörü içeren karmaşık bir süreç olduğundan yorulma hasarı birikimini doğrusal bir şekilde toplayan bu yöntemin çok kesin

tahminler sağlayamayabilir. Bununla birlikte, rastgele gerilmeler altında, çatlakların başlama sürelerinin tahmininde kabul edilebilir sonuçlar ortaya koyduğu da bir gerçektir (Wirsching ve Wu, 1983).

3.3.1.2. Çevrim Sayma Yöntemleri

Sayma yöntemleri özellikle havacılık yapılarında oluşan yorgunluk hasarlarının incelenmesi amacıyla geliştirilmiştir. Genel olarak rastgele bir gerilme geçmişini gösteren zamana bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanan bir sinyal $\sigma(t)$, Şekil 3.6.'da gözlemlenebileceği gibi her zaman sıfır çizgisini kesen tepelerden oluşmaz. Çoğu zaman sıfır çizgisinin geçişleri arasında da tepecikler ortaya çıkar. Bu tepecikler rastgele bir gerilme geçmişindeki döngü sayılarının belirlenmesini zorlaştırır. Çevrim sayma yöntemleri döngü sayılarının bir kurala göre belirlenebilmesi için geliştirilmiştir.

Tepe noktalarının sayılması, sinyalin tepe noktalarının histogramını oluşturmayı sağlar. Bu histogram üzerinden belirli gerilme değerleri altında kalan tepe noktaları sırasıyla ayıklanarak, farklı gerilme aralıklarında gözlemlenen tepe noktalarının sayısı bulunabilir. Elde edilen bu verilerle gerilme geçmişi (histogram) elde edilebilir. Gerilme geçmişi hesaplanan bir sinyalin ise genliklerinin istatistiksel dağılımı hesaplanabilir. Elde edilen ve hesaplanan bu veriler ile analiz edilen yüklemelere maruz kalan parçalar üzerinde tahmini yorulma ömrü hesaplanabilir. Ayrıca analiz edilen yüklemeler bir test sırasında kullanılabilmek amacıyla sabit genlikli sinüs gerilme blokları olarak yeniden düzenlenebilir. Bu sebeple sinyal (gerilme) analizi çok önemli ve karmaşık bir işlemdir.



Şekil 3.6. Rastgele Oluşturulmuş Bir Gerilme Geçmişi

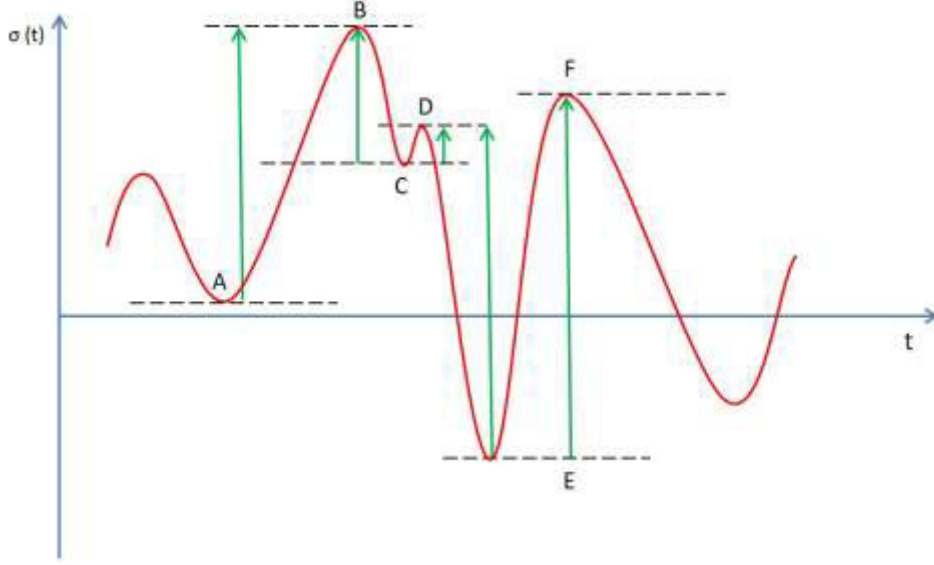
Yorulma ömrü hesaplamalarında analiz edilen sinyal, zamanla değişen bir gerilmedir. Bu çerçevede, çevrim sayma yöntemleri tek serbestlik dereceli bir sistemde titreşime maruz kalan kütlenin cevap yer değiştirmesinin maksimum noktalarının histogramını çıkarmak için kullanılabilir. Tek serbestlik dereceli sistemlerde gerilme yer değiştirmeye doğru orantılı olarak kabul edilir ve meydana gelen yorulma hasarı bu gerilme çevrimlerinin sayısı kullanılarak hesaplanabilir.

Çevrim sayma yöntemleri kullanılarak yapılan yorulma ömrü hesaplamalarında analiz edilen sinyalin ilk halinin, çevrim sayma yöntemi ile yeniden oluşturulmuş sinyal ile aynı hasara sebep olduğu varsayılır. Sayma yöntemiyle elde edilen yorulma ömrü tahminlerinde gerçek ömre yakınlık sayma yönteminin yanında kullanılan hasar belirleme ve toplama yöntemiyle bağlantılıdır.

Yorulma hasarının değerlendirilmesi çevrim sayma yöntemleri kullanılarak üç adımda gerçekleştirilir. İlk olarak, döngülerin sayılması gerekmektedir. Sonrasında sayılan döngülerin sebep olduğu birim hasarlar hesaplanır. Son olarak ise tüm döngülerin oluşturduğu hasarlar toplanarak belirli bir süre içerisinde meydana gelen hasar elde edilmektedir.

Her bir çevrim sayma yöntemi önerdiği algoritmalarıyla farklı yorulma ömrü tahminleri yapmaktadır. Çevrim sayma yöntemleri, karmaşık sinyalleri daha düzenli hale getirerek hesaplamadaki karmaşayı azaltmasının yanında doğal olarak bazı hataları da içerisinde barındırmaktadır. Karmaşık çevrim sayma yöntemleri hesaplama işleminin süresini uzatırken daha basit yöntemler kolay hesaplanabilme imkanı sunarlar.

Tüm çevrim sayma yöntemlerinde, gerilme veya yer değiştirme geçmişlerindeki küçük değişimleri ortadan kaldırmak gerekmektedir. Bu düzenleme, ölçüm ekipmanının arka plan gürültüsünü ortadan kaldırmayı amaçlar. Çok küçük gerilme değişimlerinin yorulma hasarına etkisi ihmal edilebileceği gibi eğer bu gürültüler temizlenmezse çok fazla hesaplama yapılmasına sebep olarak analiz sürelerini ciddi şekilde artırır. Bu düzenleme, belirli bir eşik değerinin altındaki genlik değişimlerinin sinyalden çıkarılmasıyla yapılmaktadır. Şekil 3.7.'de bir gerilme geçmişinden alınan bir kesit üzerinde bulunan A,B,C,D,E ve F tepe noktaları arasındaki gerilme değişimleri yeşil oklarla gösterilmiştir. C ve D noktaları arasındaki gerilme değişimi değerinin belirlenen eşik değerinin altında olduğu düşünülürse C ve D tepe noktaları gerilme geçmişinden çıkarılarak sayım işlemine devam edilir. Bu durumda düzenlenmiş yeni gerilme geçmişi, B noktasından doğrudan E noktasına geçilerek oluşturulur.



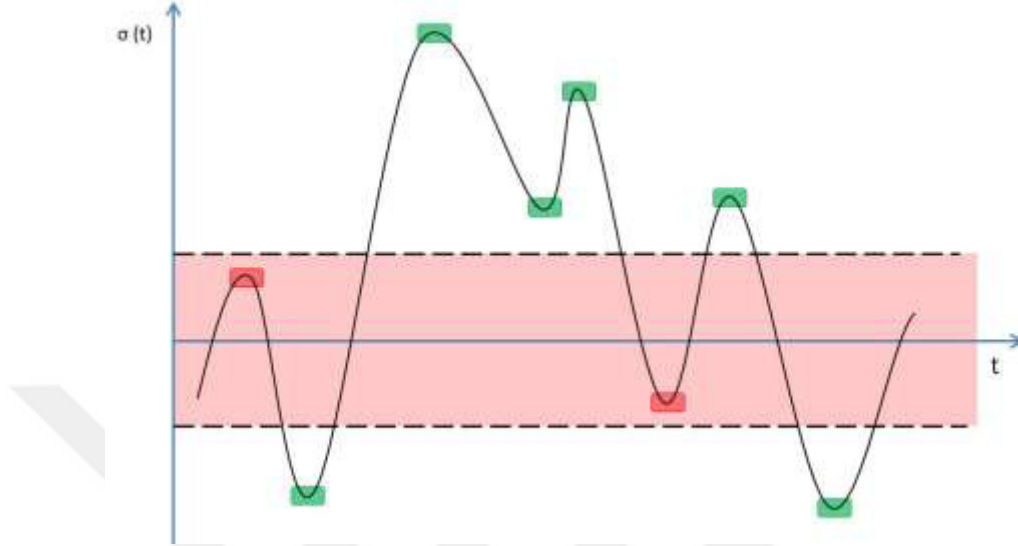
Şekil 3.7. Küçük Genlik Değişimlerinin Kaldırılması

Basquin denklemiyle beraber yazılarak oluşturulan Denklem 3.14 kullanılarak küçük değişimlerin çıkarılmadan önceki ve sonraki durumdaki toplam hasarlar hesaplanacak olursa bu küçük gerilme değişimlerinin yorulma hasarına ihmal edilebilecek kadar küçük etkisi olduğu gözlemlenecektir. Sonuç olarak bu küçük değişimlerle gözlemlenen gürültüler kaldırıldığında daha temiz ve hesaplaması kolay veriler oluşturulmuş olur. Fakat yüksek ortalama gerilmeye sahip küçük değişimler kaldırılacaksa daha dikkatli olunması gerekmektedir. Yüksek gerilme değerlerinde küçük değişimlerin de ihmal edilemeyecek kadar büyük hasarlar oluşturabildiği gözlemlenmiştir. Bu problemle karşı karşıya kalmamak adına birkaç farklı eşik değeri kullanılarak yapılan yorulma hesapları arasındaki fark gözlemlenebilir. Yapılan çalışmalar sonucunda, ortalama gerilmelerin çok yüksek olmadığı noktalarda yorulma limitinin altında kalan gerilme genliği değerlerinin genellikle ihmal edilebileceği gözlemlenmiştir (Conle ve Topper, 1979).

3.3.1.2.1. Tepe Noktası Sayma Yöntemi

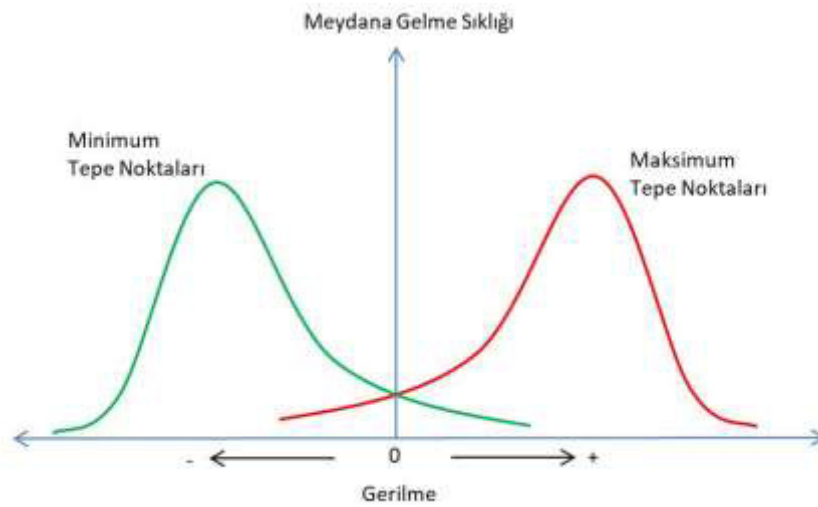
Bu yöntem en basit ve en eski çevrim sayma yöntemidir. Tepe noktası sayma yöntemine göre zaman boyunca gözlemlenen gerilmelerin yalnızca tepe noktaları önemlidir (Buxbaum, 1966; Nelson, 1978; Lalanne, 2010). Zaman ekseninin yani sıfır gerilme değerinin üzerinde bulunan tepeler pozitif, aşağıda kalan tepe noktaları negatif olarak değerlendirilir. Yalnızca belirli bir mutlak gerilme değerinin altında ve üstünde

kalan tepe noktaları sayılabilir. Bununla beraber küçük gerilme değişimleri de ihmal edilebilir. Şekil 3.8.'de tepe noktası sayma yöntemine göre belirlenen tepe noktaları yeşil kutucuk içerisinde gösterilmiştir. Kırmızı ile taranan bölge hesaba katılmayacak tepe noktalarını göstermektedir.



Şekil 3.8. Tepe Noktaları Sayımı

Tepe noktası sayma yöntemine göre elde edilen maksimum ve minimum noktalar sahip oldukları gerilme genliği değerlerine göre kategorize dilerek genliklerin gerçekleşme sıklığını gösteren grafiklerle de gösterilebilir. Şekil 3.9.'de maksimum ve minimum noktalarının oluşma sıklıkları gösterilmiş. Yatay eksen tepe noktalarının genliklerini gösterirken dikey eksen bu gerilme genliğindeki tepe noktalarının meydana gelme sıklıklarını ifade etmektedir.



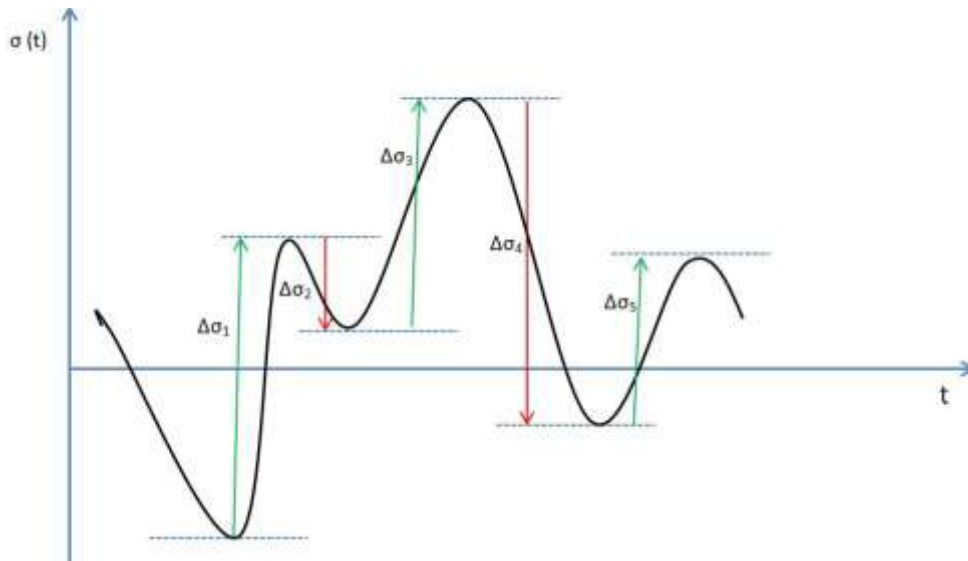
Şekil 3.9. Tepe Noktaları Dağılımları

Eğer rastgele yükleme normal dağılıma sahipse genellikle maksimum ve minimum noktalarının oluşma sıklığı ordinat eksenine simetriktir. Bu yöntemde tepe noktalarının sıraları, tepe noktalarının komşularıyla olan gerilme farkları gibi bazı önemli bilgiler dikkate alınmamaktadır. Sayım yapıldıktan sonra yalnızca farklı gerilme değerlerine sahip kaç tane tepe noktasına sahip olunduğu bulunabilmektedir. Bu tepe noktalarının ne kadarlık gerilme farklılıklarıyla meydana geldiği bilinmemektedir. Bu yöntemle oluşturulmuş bir histogram küçük kuvvet değişimleri sebebiyle hatalı olabilir.

Tam bir çevrim pozitif bir tepe noktası aynı genliğe sahip bir negatif tepe noktasıyla ilişkilendirilerek bulunur. Bu durum ise hesaplamalarda bazı ihmellere sebep olabilir. Örneğin, negatif gerilme bölgesine geçmeden pozitif bölgede iki maksimum nokta arasında bir minimum meydana getiren bir gerilme geçmişinde, iki maksimum nokta arasında normalde meydana gelen gerilme değişimi bu yöntemle sanki sıfırdan başlayıp tekrar sıfıra ulaşarak bu maksimum değer elde edilmiş gibi değerlendirilir. Yeniden oluşturulan gerilmeler bu nedenle gerçek sinyalden daha hasar vericidir (Webber, 1966).

3.3.1.2.2. Aralık Sayma Yöntemi

Bu yöntemde tepe noktalarının mutlak gerilme değerleri haricinde tepe noktalarının arasındaki gerilme aralıkları dikkate alınır. Aralıklar geçiş yönüne göre işaretlendirilir. Minimum bir tepe noktasından maksimum tepe noktasına geçişler pozitif, maksimumdan minimuma geçişler ise negatif olarak değerlendirilir.



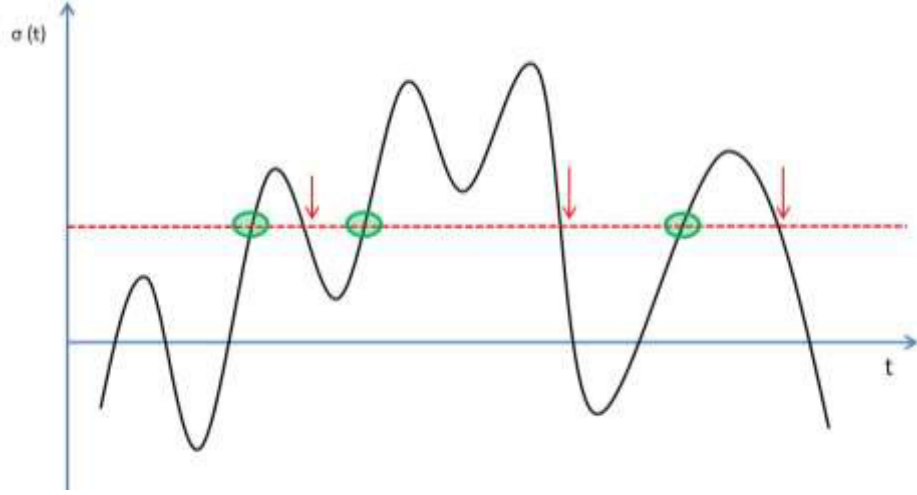
Şekil 3.10. Gerilme Zaman Geçmişinde Aralık Sayımı

Şekil 3.10.'da gösterildiği gibi tepe noktası sayma yönteminin aksine bu yöntemde tepe noktalarının gerilme değerleri arasındaki değişimlere göre sıralı bir şekilde sayım yapılır. Fakat bu yöntemde ise maksimum genlik değerleri dikkate alınmaz. Tüm aralıklar sinüs bir dalganın tekrar eden yarım çevrimleri gibi düşünülerek S-N eğrisine göre hasarları belirlenebilir. Sayılan aralıklar sıfır gerilme eksenine simetrik olarak kabul edilerek bu çevrimlerin gerilmeleri aralıkların yarısı olarak düşünülmelidir. Her bir aralık değerinde oluşan hasarlar belirlenip toplanarak meydana gelen toplam hasar bulunabilir. Bu yöntemle hasar hesaplaması yapılırken ortalama gerilmenin etkisi hesaba katılabilir veya katılamayabilir. Ortalama gerilme etkisi hesaba katılmak isteniyorsa Ortalama Gerilme Etkisi kısmında açıklanan, Denklem 3.6-3.8 'de önerilen bir yöntemle ilgili çevrimin hasar hesabı yapılır. Bu yöntemde özellikle ortalama gerilme etkisini düşünmeden yapılacak yorulma hesaplarında maksimum gerilme şiddetleri hesaba katılmadığından düşük aralıklarla çok yüksek gerilme değerlerine ulaşan bazı durumlarda yorulma hasarı çok daha düşük olarak hesaplanabilmektedir. Bu sebeple bu yöntem kullanılırken ortalama gerilme etkisinin de hesaba katılması daha uygun olacaktır. Aralık sayma yöntemi periyodik yüklemeler için daha doğru sonuçlar vermektedir.

3.3.1.2.3. Sınır Eksen Kesme Sayma Yöntemi

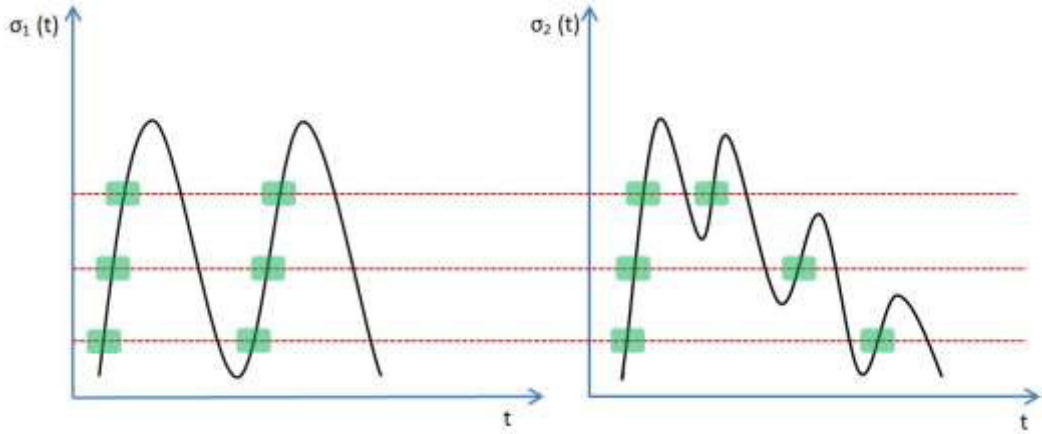
Bu yöntemde zamanla değişen gerilmenin, belirlenen bazı gerilme sınır değerlerini aşması durumuna göre sayım yapılır. Pozitif gerilme bölgesinde sadece yukarı yöndeki sınır değeri kesmeleri, negatif yönde ise aşağı yöndeki kesmeler sayılır. Şekil 3.11.'de bir gerilme zaman geçmişinin, σ_0 ile gösterilen bir sınır eksenini kesme durumları gösterilmiştir. Sayılan kesmeler yeşil olarak işaretlenmiştir. Kırmızı ok ile gösterilen geçişler dönüş yönünde olduğu için sayılmazlar. Bu yöntemle bir gerilme zaman sinyali sayılırken birden fazla sınır değeri belirlenerek bu sınır değerlerinin geçilme durumlarına bakılarak çevrimler elde edilir.

Genellikle normal dağılıma ve sıfır ortalama gerilmeye sahip yüklemeler için en fazla geçişin olduğu sınır, sıfır gerilme çizgisi olarak kabul edilebilir. Bu sebeple sınır gerilmenin değeri arttırıldıkça kesme sayısının azalması beklenir. Çevrimler sadece pozitif geçişlerde sayılabileceği gibi sadece negatif geçişler sayılarak da elde edilebilir. İki durumda da aynı sonuç gözlemlenecektir.



Şekil 3.11. Sınır Ekseni Kesme Sayımı

Sınır eksen kesme yöntemiyle sayım yapabilmek için ortalama gerilme değerinden yüksek sınır çizgileri belirlenmelidir. Bu yöntemde de belirli bir eşik değerinin altındaki değerler hesaba katılmayabilir. Fakat bu yöntemle yapılan sayımlarda farklı yükleme profilleri aynı sayıya yol açabilmektedir. Şekil 3.12.'de gösterilen iki gerilme zaman geçmişi sayımı bu probleme örnek olarak gösterilebilir. Bu durum sınır eksen kesme sayma yönteminin bir eksikliğidir.



Şekil 3.12. Aynı Kesme Sayısına Sahip Farklı Gerilme Geçmişleri

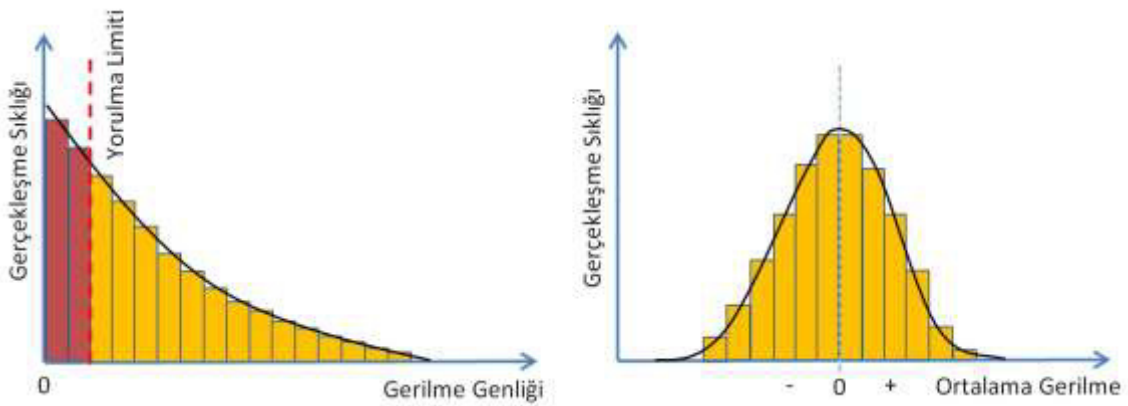
Şekildeki yükleme profilleri çok farklı olmasına rağmen iki sinyalde de her seviye için eşit sayıda geçiş görülmektedir. Yorulma sürecinde daha az önemli olan küçük yük varyasyonları saymayı artırır. İki sınır çizgisi içerisinde meydana gelen tepe noktalarını kaçırmamak için genlik sınır değerleri arasındaki farkın belirli bir aralıktan küçük olması gerekmektedir. Bu aralık ihmal edilecek olan küçük değişimlerde

kullanılan aralık olarak da seçilebilir. Sınır değerleri arasındaki farkın çok küçük seçilmesi çok fazla kesme noktası sayılmasına ve sonuçta sürecin uzamasına sebep olabilir.

3.3.1.2.4. Tepe-Vadi-Tepe Sayma Yöntemi

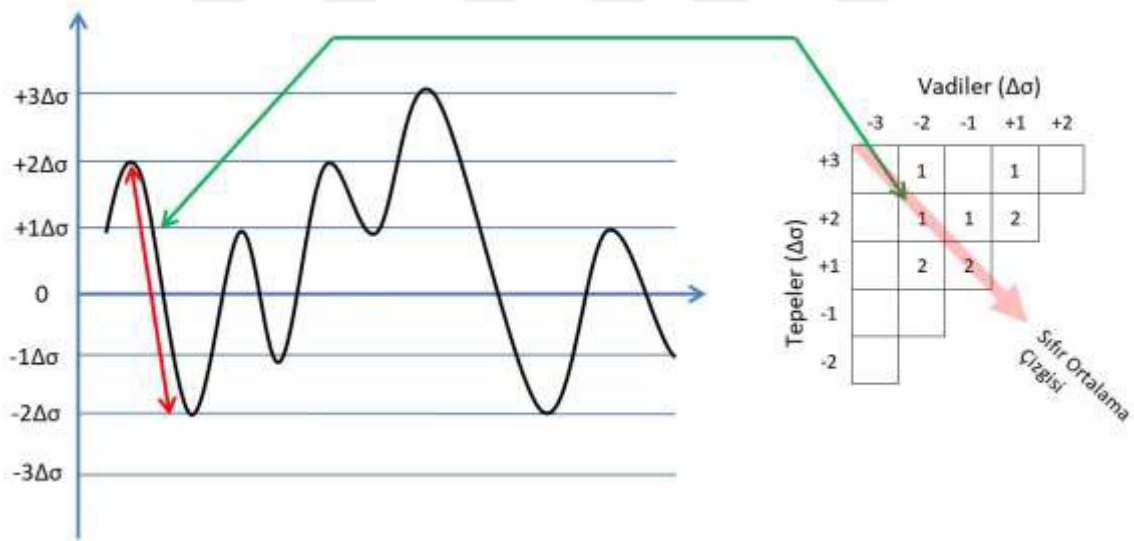
Bu yöntemde sayılan tepe ve vadilere göre sinyal analiz edilmektedir. Sinyalin sinüs blokları şeklinde baştan oluşturulduğu yöntemlerde yorulma üzerinde ciddi bir etkisi olan çevrimlerin ortalama gerilmeleri ve genlik aralıkları arasındaki ilişki hesaba katılmaz. Bu yöntemlerle sinüs blokları olarak sentezlenen gerilme geçmişleri fazla uzun olabildiği gibi istatistiksel açıdan da analiz edilen sinyalin özelliklerini taşımayabilir. Tepe-Vadi-Tepe sayma yöntemi analiz edilen sinyaldeki gerilme genlikleriyle ortalama gerilme değerlerini gerçekleştirdiği sırayla ele alarak bu sorunu azaltmaktadır.

Tepe-vadi-tepe yöntemine göre her bir tepe-vadi veya vadi-tepe ilgili çevrimin sahip olduğu ortalama gerilme değeri ve aralığı kaydedilerek sayılır. Sayılan tepeler ve vadiler ortalama gerilme değerleri ve gerilme aralıklarına göre sınıflandırılarak iki ayrı histogram oluşturulur. Gerilme aralığına göre oluşturulan histogramda, yorulma limitinin altındaki gerilme aralığı blokları yorulma hasarı oluşturmadığı varsayılarak histogramdan kaldırılır.



Şekil 3.13. Tepe Noktası Sayma Yöntemiyle Elde Edilen Histogramlar

Kalan bloklar kullanılarak gerilme geçmişi tepeler ve vadiler olarak ayrılmış bir matris olarak tanımlanır. Bu matriste her bir tepe, bir sonraki vadi ile ilişkilendirilerek sayılır. Diğer yöntemlerde olduğu gibi sıfır ortalama genlikli ve çevrim sayıları belli sinüs gerilme bloklarına dönüştürülmez. Her bir yarım çevrim ortalaması ve maksimum noktası dikkate alınarak hesaba katılır. Tepe-vadi-tepe sayma yöntemiyle oluşturulmuş bir tepe-vadi matrisi Şekil 3.14.'te gösterilmiştir. Taranan kutucuk şekilde gösterilen çevrimi ifade etmektedir. Bu şekilde ilişkilendirilen her bir çevrim sahip olduğu tepe ve vadi noktasına göre matris üzerinde ilgili bölgedeki çevrim sayısını artırır. Tepe-Vadi matrisi ile gerilme geçmişi ortalama değeri ve genliği dikkate alınarak iki parametrelilik olarak ifade edilebilir. Matris üzerinde maksimum tepe ve minimum vadiyi belirten kutucuktan başlayarak diyagonal şekilde çizilecek bir çizgi ortalama gerilmenin sıfır olduğu çevrimleri gösteren kutucukların üzerinden geçmektedir. Bu diyagonal çizgiye paralel çizilecek diğer çizgiler üzerinde ortalama gerilme sıfırdan farklı ama sabit olacaktır. Aynı şekilde diğer yönde çizilecek diyagonal çizgiler üzerinde ise gerilme genliği sabittir.



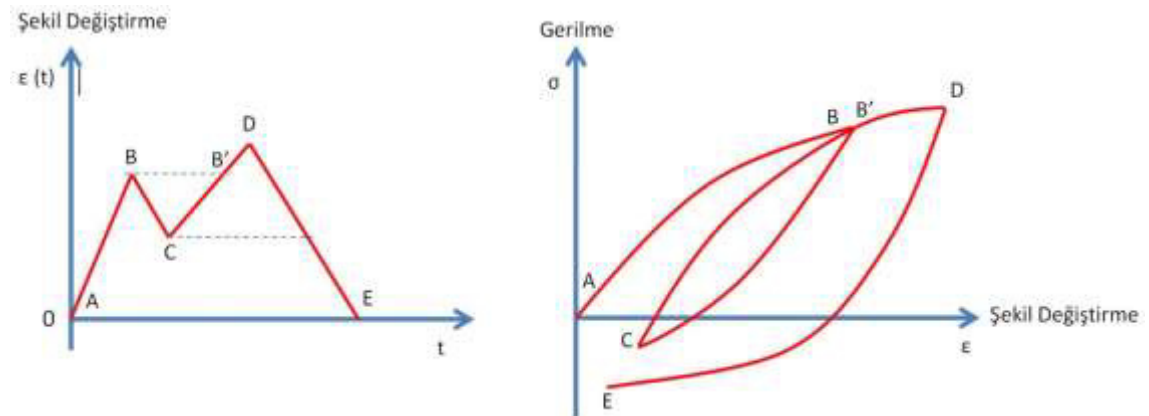
Şekil 3.14. Tepe-Vadi Matrisi Oluşturulması

Elde edilen tepe-vadi matrisi ile her bir çevrimdeki ortalama gerilmenin etkisi, gerilme genliği değeriyle beraber Goodman, Steinberg veya Gerber'in önerdiği eğrilerden herhangi biri kullanılarak hesaba katılabilir. Daha sonra ilgili çevrimler sebebiyle oluşan hasarlar toplanarak belirli bir süre içinde malzeme üzerinde meydana gelecek hasar tahmin edilebilir. Hesaplamalarda küçük gerilme değişimlerinin ve yorulma limitinin altında kalan gerilme genliklerinin hesaba katılmaması yorulma

hesabındaki işlem yükünü ciddi manada azaltarak hızlı bir ömür hesabı sunacaktır. Ayrıca bu yöntemle elde edilen matris kullanılarak sinüs bloklarından oluşmayan ve ortalama gerilme değerine sahip yeni gerilme geçmişleri sentezlenebilmektedir. Sentezlenen yeni gerilme-zaman geçmişleri ortalama gerilmeyi de hesaba kattığı için normalde sinüs bloklarından sıfır ortalama genlikli olarak oluşturulacak olan çok daha uzun sinyalleri kısaltarak titreşim testlerinde kullanım için uygun bir ortam hazırlar. Bu yöntemle elde edilen sinyaller çok daha kısa sürelerde istenilen testin yapılmasına olanak sağlar. Tepe-vadi matrisi kullanılarak sentezlenecek bir sinyale ilk olarak bir başlangıç noktası seçilerek başlanır. Başlangıç noktası matris üzerinde seçilen kutucuk vadi-tepe veya tepe-vadi olacak şekilde seçilebilir. Yapılan seçime göre eğer bir sonraki sinyale eklenecek nokta vadiyse matris üzerinde vadi olarak aynı gerilme değerine sahip dolayısıyla aynı sıradaki diğer kutulardan biri seçilerek ilerlenir. Eğer bir sonraki eklenecek nokta tepe ise aynı sütun üzerindeki diğer kutucuklardan biri seçilerek ilerlenir. Her seçimde sinyale işlenen noktadaki çevrim sayısı bir düşürülür. Bu şekilde kutucuklardaki tüm çevrimler tamamlanana kadar devam edilerek gerilme-zaman geçmişi yeniden oluşturulur.

3.3.1.2.5. Rainflow Çevrim Sayma Yöntemi

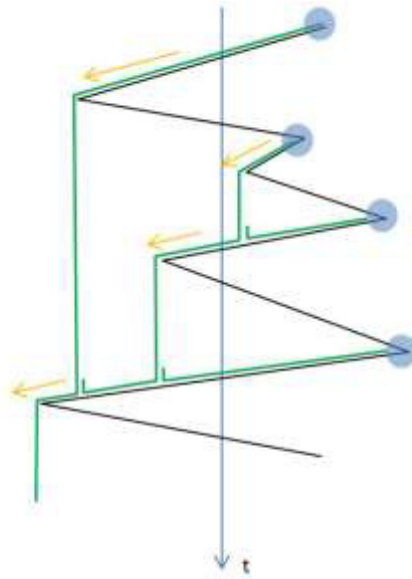
Rainflow çevrim sayma yöntemi ilk olarak M. Matsuiski ve T. Endo tarafından şekil değiştirme-zaman geçmişlerini tam veya yarım döngüler şeklinde sayabilmek amacıyla önerilmiştir (Matsuishi ve Endo, 1968; Endo, 1974). Sayma yöntemi temel olarak malzemenin gerilme-şekil değiştirme özellikleri kullanılarak yapılmaktadır.



Şekil 3.15. Gerilme-Şekil Değiştirme Çevrimleri

Şekil 3.15.'te gerilme şekil değiştirme özelliklerinin nasıl kullanıldığı gösterilmiştir. Sol taraftaki grafik malzemenin şekil değiştirme geçmişini gösterirken sağ taraftaki grafik bu zaman geçmişine ait gerilme şekil değiştirme eğrilerini göstermektedir. Gösterilen zaman geçmişine ait çevrimler rainflow çevrim sayma yöntemine göre, gerilme-şekil değiştirme grafiğinde çizgi halinde görülen AD, DE noktaları birer yarım çevrim ve kapalı bir alan olarak gözlemlenen BAB' noktaları bir tam çevrim olarak sayılmaktadır.

Yağmur akışı sayma yönteminin nereden geldiğini anlamak için zaman eksenini düşey doğrultuda aşağı yönde çevirmek gerekmektedir. Bu görünümdeki $\sigma(t)$ sinyali ise Şekil 3.14.'te gösterildiği gibi yağmur suyunun düştüğü bir dizi çatı olarak düşünülmüştür. Su akışı belirli bir kural dâhilinde gerçekleştirilir. Her ekstremum noktası birer su kaynağı olarak düşünülmelidir. Bu noktalardan aşağıya doğru akması için su damlaları salınmaktadır. Bırakılan su damlaları eğer bir tepe noktasından başlıyorsa suyun aşağıya doğru ilerleyişi kendi başladığı tepeden daha büyük bir tepeden akan bir suyla karşılaşınca kadar devam eder. Eğer kendinden daha üstten gelen bir su akışı varsa bu durumda da su akışı durmalıdır. Bu iki durum haricinde bir engelle karşılaşmayan su akışı altındaki çatıya düşerek devam eder. Su akışları üstteki tepeden başlayarak sırasıyla tamamlanmalıdır. Üst noktadan başlayan bir su akışı tamamlanmadan bir sonraki su akışına geçilmemelidir. Bu kurallara göre bir akış Şekil 3.16.'da gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Yağmur Akışı (Rainflow) Sayma Algoritması

Eğer suyun düşüşü bir vadiden başlıyorsa su eksenin sol tarafına doğru bir akış gerçekleştirecektir. Bu durumda da aynı kurallar geçerlidir. Bu şekilde ekstremum noktalarından bırakılan sular başlangıç ve bitiş noktaları arasında birer yarım çevrim oluşturmuş olurlar. Bu çevrimlerin genlik değerleri de suyun başlangıç ve bitiş noktasındaki gerilme değerlerine eşittir. Bu durumda gerilme genliği suyun akış uzunluğuna eşittir. Akış genellikle en yüksek gerilmeye sahip tepe noktası en üste alınarak başlatılır. Genel uygulama bu şekilde olmasına rağmen farklı şekilde başlangıçlar da yapılabilmektedir. Yağmur damlası sayma yönteminde gerilme veya şekil değiştirme grafiğindeki her bölge yalnızca bir defa sayılmaktadır. Büyük gerilme genlikleri çevrimini tamamlamamış olsa bile araya giren küçük genlikli çevrimlerden etkilenmeden hesaba katılırlar. Bu şekilde sayımı yapılan yarım ve tam çevrimlerin ortalama gerilme değerleri de hesaba katılarak neden oldukları hasar hesaplanabilir. Bu hesaplamalarda yine malzemenin yorulma özelliklerini gösteren S-N eğrisi kullanılabilir. Farklı genlikler için hesaplanan hasarlar toplanarak malzeme üzerindeki toplam hasar hesaplanmış olur. Yağmur Akışı (Rainflow) Sayma yöntemi karmaşık olmasına rağmen çok güzel tahminler yapabilmektedir. Bu sebeple bazı uygulamalarda diğer yöntemlerle hesaplanan yorulma ömürlerinin doğruluğunu kontrol etmek için referans ömür hesabı olarak bile kullanılmaktadır (Han ve ark., 2019).

3.3.2. Frekans Uzayında Yaklaşım

Titreşim sebebiyle meydana gelen yorulma hasarı zaman uzayında hesaplanabildiği gibi frekans uzayında da hesaplanabilmektedir. Özellikle yüklemelerin geniş bantlı ve rastgele olduğu durumlarda frekans alanında hesaplama yapmanın bazı avantajları vardır. Çünkü zaman uzayında rastgele sinyallerin ayrıştırılması ve düzenli bir şekilde sayılması gerekmektedir. Bu işlemler hesaplamalarda uzun zamanlar almaktadır. Frekans uzayında hesaplama yapılırken sinyallerin zamana göre gerilmelerine ihtiyaç duyulmaz. Bu bilgiler yerine, yüklemeleri veya sonucunda oluşan gerilmeleri tanımlayan Güç Spektral Yoğunluğu (Power Spectral Density) kullanılarak yüklemenin veya oluşturduğu tepkinin istatistiksel özellikleri elde edilebilir. Bu istatistiksel özellikler ile gerilmelerin ortalama karekökü, zaman geçmişinde beklenen tepe noktası sayısı, çevrim sayısı, sıfır gerilme eksenini kesme sayıları gibi sinyali tanımlayan çok önemli parametreler belirlenebilmektedir. Bu parametreler belirlendikten sonra farklı genliklerin meydana gelme sıklıkları farklı metotlara göre

önerilen olasılık yoğunluk fonksiyonları ile tanımlanmaktadır. Olasılık yoğunluk fonksiyonları her belirli gerilme seviyeleri aralığındaki çevrimlerin meydana gelme oranını göstermektedir. Farklı genliklerdeki çevrimlerin meydana gelme sıklıkları belirlenebilirse birim zamanda meydana gelen hasar hesaplanabilmektedir. Zaman uzayında birim zamandaki hasarı doğru hesaplayabilmek için uzun süreli gerilme-zaman geçmişlerinin analiz edilmesi gerekmektedir. Frekans uzayında yapılacak analizlerde ise zaman geçmişi kullanmaya gerek yoktur. Ayrıca sinyalin küçük bir kısmından bile frekans uzayında hesaplama için kullanılabilecek birçok parametre ayrıştırılabilmektedir. Frekans uzayında yorulma ömrünü hesaplamak için önerilen metotlara geçmeden önce, hesaplamalarda kullanacağımız bazı tanımları ve grafikleri anlamak gerekmektedir. Hesaplamalarda kullanılacak tanımlar “Güç Spektral Yoğunluğu ve Özellikleri”, “Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu” başlıkları altında açıklanmıştır.

3.3.2.1. Güç Spektral Yoğunluğu

Rastgele değişken, anlık değeri tahmin edilemeyen bir niceliktir. Değişkenin sahip olduğu geçmiş değerleri bilinse bile, gelecekteki bir zamanda veya anlık olarak hangi değeri alabileceği belirlenemez. Rastgele bir titreşimin ise en önemli özelliği, bir yapının farklı doğal frekanslarını aynı anda uyandırabilmesidir. Sinüzoidal fonksiyonların aksine, rastgele titreşimler bir frekans aralığındaki tüm frekanslarda genlik meydana getirirler. Titreşimin farklı frekanslardaki genliği ve fazı rastgele bir şekilde zamana göre değişir (Tustin, 1979). Bu nedenle rastgele titreşimler gürültü olarak da düşünülebilir. Rastgele titreşimler, genlikleri ve fazları zamana bağlı olarak rastgele değişen tüm frekanslarda tekrar eden sinüzoidlerin bir toplamı olarak da düşünülebilir (Curtis ve Lust, 1996).

Rastgele titreşimleri zaman uzayında tanımlamak için çok fazla veriye ihtiyaç vardır. Sinyali tanımlayabilmek için her bir andaki genliklerin verilmesi ve sinyalin yeterince uzun olması gerekmektedir. Bu durum bir rastgele yüklemeyi tanımlamak için binlerce, milyonlarca veriye ihtiyaç duyulmasına sebep olmaktadır. Fakat zaman uzayındaki gerçek sinyaller PSD ile frekans uzayında çok daha az veriyle tanımlanabilmektedir. Bu sebeple standartlarda veya analizlerde yüklemeler tercihen frekans uzayında oluşturulan Güç Spektral Yoğunluğu ile yapılmaktadır. Örnek olarak,

MIL-STD-810G standardında verilen bir kamyonun karayolunda maruz kaldığı yüklemeleri gösteren PSD grafiği Şekil 3.17.'de gösterilmiştir.

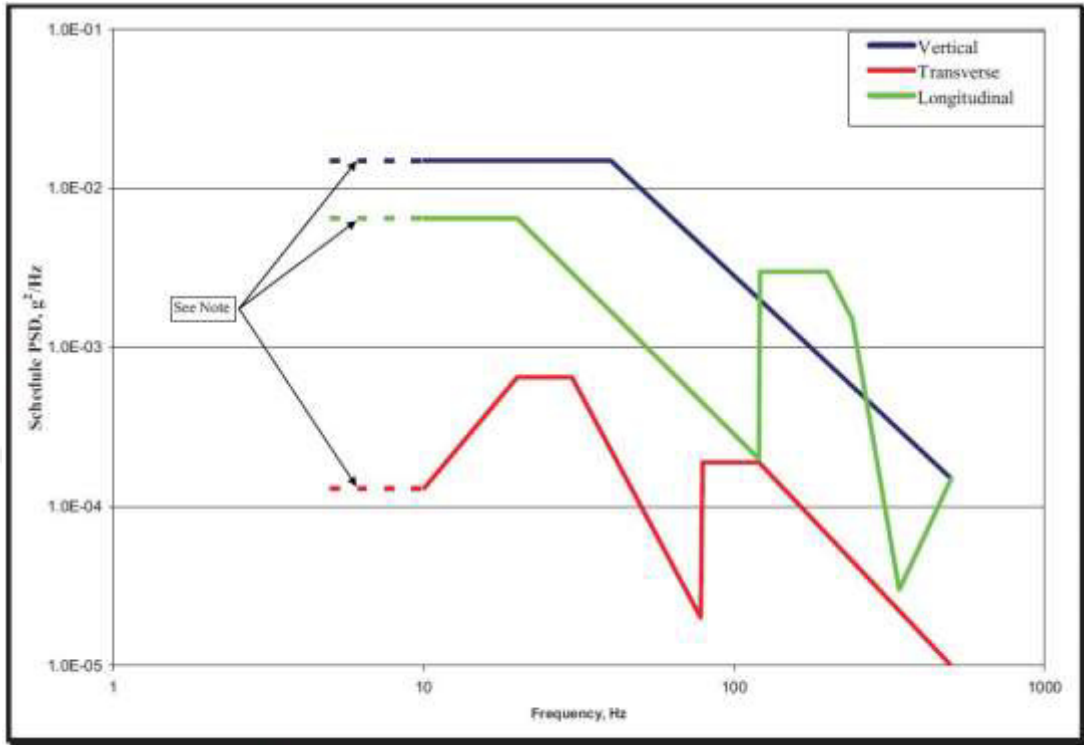


Figure 514.6C-1 – Category 4 - Common carrier (US highway truck vibration exposure).

Şekil 3.17. MIL-STD-810G Standardından Alınmış Bir PSD Grafiği

Frekans alanında tanımlanan rastgele yüklemeler, PSD grafiklerindeki veriler kullanılarak zaman alanında tekrar sentezlenebilmektedir. Rastgele titreşimin, fazları ve genlikleri rastgele değişen sinüzoidal dalgalar şeklinde tanımlanması sebebiyle bir PSD' den sonsuz sayıda zaman geçmişi oluşturulabilir. Fakat bir zaman geçmişi tek bir PSD ile ifade edilebilir. Zaman uzayından frekans uzayına geçişler için Fourier Dönüşümü, frekans uzayından zaman uzayına geçiş için ters fourier dönüşümü kullanılmaktadır. PSD'ye uygun bir şekilde zaman uzayında sinyallerin sentezlenmesi sonraki bölümlerde ele alınmıştır.

Rastgele bir değişkenin anlık veya gelecekte alacağı değerlerinin tahmin edilememesinin yanında bu değişkenle ilgili bazı istatistiksel özellikleri bilmek analiz yapabilmek için yeterli olabilmektedir. Bu istatistiksel özelliklere örnek olarak gözlemlenebilecek maksimum genlik, genliklerin ortalama değeri, genliklerin ortalama karekökü gibi nicelikler gösterilebilir. Örnek olarak, normal dağılım gösterdiği bilinen bir rastgele yükleme için eğer ortalama gerilme sıfıra eşitse bu yüklemeye oluşacak

genliklerin standart sapmaları genliklerin ortalama kareköküne eşit olacaktır. Rastgele değişkenin sahip olduğu bu istatistiksel özellikler Güç Spektral Yoğunluğu kullanılarak anlaşılabilir.

Genel olarak rastgele bir titreşimin sabit bir normal (Gaussian) dağılıma sahip olduğu varsayılır. Frekans alanında, rastgele bir yükleme, Güç Spektral Yoğunluğu " $G_{XX}(f)$ " frekansın bir fonksiyonu olarak tanımlanır. Frekans uzayında titreşim kaynaklı yorulma hesaplamalarında, temel olarak PSD'nin momentlerini kullanılır. PSD nin momentleri ile rastgele sinyalin spektral genişliği, sinyalde beklenen tepe noktası oluşumu ve sıfır gerilme eksenin geçilme sayısı gibi özellikler hesaplanabilir. PSD ile tanımlanan rastgele bir titreşim için PSD grafiğinin yatay eksenini frekans değerlerini [Hz] gösterir. Grafiğin dikey eksenini ise ilgili frekans değerlerindeki titreşimlerin şiddetini göstererek, $\left[\left(m/s^2\right)^2/Hz\right]$ veya $[(g)^2/Hz]$ birimleriyle tanımlanır.

PSD'nin momentleri Denklem 3.15'te ki integral kullanılarak hesaplanabilir. Kaçıncı mertebeden momenti hesaplanacaksa integral içerisinde kullanılan frekans çarpanının hesaplanacak dereceden kuvveti kullanılır.

$$m_i = \int_0^{\infty} f^i G_{XX}(f) df \quad (3.15)$$

PSD'nin çift spektral momentleri, rastgele titreşim genliklerinin ve türevlerinin sapmalarını ifade etmektedir. PSD'nin sıfırıncı ve ikinci spektral momentleri Denklem 3.16. ve 3.17.'de sırasıyla gösterilmiştir. Sıfırıncı momenti karekökü, Denklem 3.16'da görülebileceği gibi yüklemelerde meydana gelen genliklerin standart sapmasını vermektedir. Bu değer aynı zamanda genliklerin ortalama karekökü olarak da adlandırılmaktadır. Tamamen normal dağılıma sahip bir sinyal için eğer ortalama gerilme değeri sıfır ise standart sapması yani genliklerin ortalama karekökü kullanılarak farklı seviyelerdeki genliklerin meydana gelme sıklıkları hesaplanabilir. Genliklerin meydana gelme sıklıklarının bilinmesi ise sebep olacakları yorulma hasarının hesaplanmasına olanak sağlar.

$$\sigma_G^2 = m_0 \quad (3.16)$$

$$\sigma_G^2 = m_2 \quad (3.17)$$

Bir sinyalin spektral genişliği ise a_i parametresi kullanılarak ifade edilebilir. Spektral genişlik, titreşimin meydana geldiği frekans aralığının genişliği olarak düşünülebilir. Genel formu Denklem 3.18’de verilmiştir. Genel olarak a_2 parametresi kullanılmaktadır. Bant genişliğine göre sıfır ile bir arasında değerler almaktadır. Yüksek değerler rastgele yüklemenin frekans alanında dar bir alanda gerçekleştiğini gösterirken düşük değerler yüklemenin geniş bantlı rastgele bir sinyal olduğunu göstermektedir.

$$a_i = \frac{m_i}{\sqrt{m_0 m_{2i}}} \quad (3.18)$$

Denklem 3.19’da sinyalde tepelerin meydana gelme hızı v_p ile ifade edilerek tanımlanmıştır. Birim zamandaki tepe oluşumunun öngörülmesi yüklemenin sebep olacağı hasarın hesaplanmasında çok önemlidir. Çünkü frekans alanında yapılacak hesaplamalarda, özellikle geniş bantlı yüklemeler için maruz kalınan toplam çevrim sayısı tepe noktalarının oluşma hızına göre hesaplanmaktadır. Denklem 3.20’de ise sinyalin sıfır gerilme eksenini pozitif yöndeki geçişlerindeki kesme oranı (hızı) v_0^+ ile ifade edilerek tanımlanmıştır. Bu değer ise genellikle dar bantlı rastgele yüklemelerde çevrim sayısını hesaplamak için kullanılmaktadır.

$$v_p = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (3.19)$$

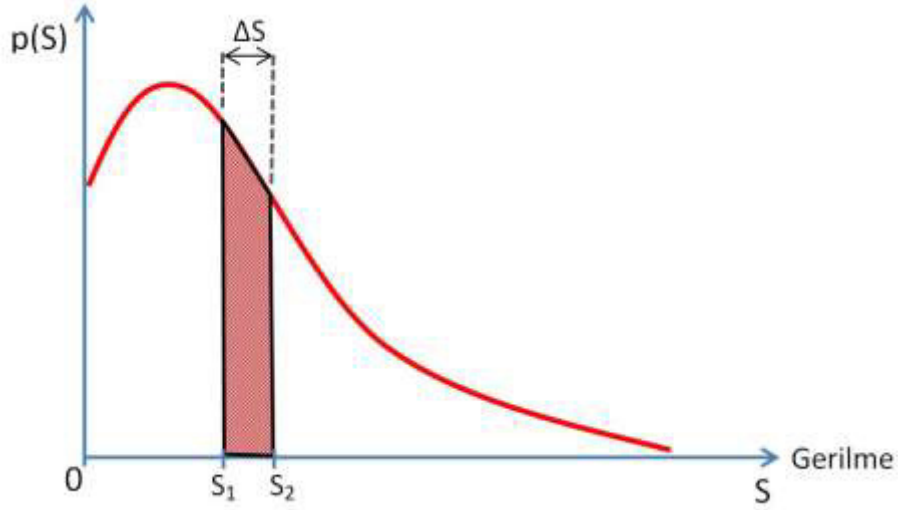
$$v_0^+ = \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \quad (3.20)$$

Ek olarak, Güç Spektral Yoğunluğu grafiğinin altında kalan alan PSD’nin sıfırıncı momentine eşittir. Dolayısıyla PSD grafiğinin altında kalan alanın karekökü alınırsa genliklerin karekök ortalama (RMS) değeri elde edilir.

3.3.2.2. Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu

Olasılık yoğunluğu fonksiyonu (PDF-Probability Density Function), gerilme genliklerinin meydana gelme olasılığını gösterir. Olasılık yoğunluğu fonksiyonunun

altındaki iki gerilim aralığı arasındaki alan, aralık arasındaki gerilimlerin meydana gelme olasılığını verir. Bu sebeple eğrinin altındaki tüm alan "1" e eşittir.



Şekil 3.18. Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu

Örnek bir olasılık yoğunluk fonksiyonu Şekil 3.18.'de gösterilmiştir. Bu fonksiyonun altındaki taralı alan taraflı alan, S_1 ve S_2 gerilme genlikleri arasında oluşacak gerilme genliklerinin olasılığını vermektedir. Bu olasılık meydana gelen toplam çevrim sayısı ile çarpılırsa ilgili aralıkta oluşan genliklerin sayısı elde edilmiş olur. Sonuç olarak, eğer genliklerin olasılıksal dağılımı biliniyorsa yorulma hasarı ve ömrü hesaplanabilmektedir. Eğer " ΔS " ile gösterilen iki gerilme değeri arasındaki mesafe diferansiyel boyuta indirilerek " ds " olarak tanımlanırsa, S_1 ve S_2 gerilme değerleri arasında meydana gelen çevrimlerin sayısı Denklem 3.21 ile bulunabilir. Denklem içerisindeki N_t gözlemlenen çevrim sayısını göstermektedir. Toplam çevrim sayısı ise tepe noktalarının oluşma hızı ile yüklemeye maruz kalınan süre çarpılarak bulunabilir. Yüklemenin uygulanma süresi ne kadar artarsa doğal olarak gözlemlenen çevrim sayısı da o oranda artmaktadır.

$$N_{p_{S_1 \rightarrow S_2}} = N_t \int_{S_1}^{S_2} p(s) ds = v_p t \int_{S_1}^{S_2} p(s) ds \quad (3.21)$$

Gerilme genliklerinin meydana gelme olasılığını tanımlamak için farklı metotlar tarafından farklı eğriler önerilmiştir. İlk olarak Bendat, uyarmanın bant genişliği dar ise gerilmelerinin olasılık yoğunluğunun bir Rayleigh dağılımı olarak şekillendiğini, yani

beklenen tepe noktası sayısı ve sinyalin sıfır gerilme eksenini pozitif yönde geçişlerinin birbirine çok yakın olduğunu belirtmiştir. Bendat'ın önerdiği yöntem dar bantlı yüklemeler için geçerli olduğundan, hesaplama yapılmadan önce spektral genişlik parametresinin kontrolü gerekmektedir.

Wirsching&Light, Ortiz&Chen ve Tovo&Benasciutti, geniş bantlı rastgele yüklemelerde Bendat'ın önerdiği yaklaşımı kullanılabilir hale getirmek için bazı deneysel katsayıların kullanılmasını önermişlerdir. T. Dirlik ise olasılık yoğunluk fonksiyonunun bir üstel ve iki Rayleigh olasılık yoğunluğunun toplamıyla tanımlanabileceğini önermiştir. Dirlik'in önerdiği olasılık yoğunluk fonksiyonunda kullanılan katsayılar da deneysel ve simülasyonlar ile gözlemlenen ampirik değerler kullanılarak oluşturulmuştur.

3.3.2.3. Frekans Uzayında Yorulma Teorisi

Yorulma hasarı, belirli gerilme genliğinde uygulanan çevrim sayısının, aynı gerilme seviyesinde hasarla sonuçlanan çevrim sayısına oranı olarak gösterilebilir. Palmgren-Miner teorisine göre, farklı gerilme seviyelerinin toplam hasarı, farklı gerilme seviyelerinde meydana gelen yorulma hasarlarının lineer olarak toplamı ile hesaplanabilir. Buna göre farklı gerilme seviyeleri için S-N eğrileri kullanılarak hasara neden olan döngü sayısı hesaplanır. Tahmini birikmiş hasar daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi Denklem 3.22'teki gibi gösterilmektedir. Kümülatif yorulma hasarı 1'e ulaştığı zaman yorulma sebebiyle hasar meydana geldiği varsayılır.

$$D = \sum \frac{n}{N} \quad (3.22)$$

Kümülatif hasar, farklı gerilme seviyelerinin meydana getirdiği hasarların integrali alınarak da hesaplanabilir. Olasılık yoğunluk fonksiyonları ve yüklemenin istatistiksel özellikleri kullanılarak maruz kalınan gerilme genliklerinin meydana gelme sıklıkları Denklem 3.23'te gösterilen formül ile hesaplanabilmektedir. Bu denklemde tepe noktası oluşum sıklığını gösteren v_p , PSD'nin momentleriyle yüklemenin istatistiksel özellikleri kullanılarak hesaplanır. Tepe noktasının oluşma sıklığıyla yüklemeye maruz kalınan süre çarpılırsa toplam meydana gelen çevrim sayısı hesaplanmış olmaktadır. Maruz kalınan toplam çevrim sayısı ve ilgili gerilme

seviyesinin meydana gelme olasılığı çarpılır ise o gerilme seviyesine sahip çevrim sayısı elde edilmiş olur. Belirli gerilme seviyelerinde meydana gelen çevrim sayılarının, o gerilme değerinde hasara sebep olan çevrim sayısına oranı ise malzemede oluşan hasarı tanımlamaktadır.

$$D = \int_0^{\infty} \frac{n(S)}{N(S)} = \int_0^{\infty} \frac{(v_p t) p(S) dS}{N(S)} \quad (3.23)$$

Yükleme zamanı, yorulma hasarına sebep olacak kadar uzun seçilir ise integralin sonucunda elde edilen kümülatif yorulma hasarı 1'e eşittir. Denklem 3.24'te t katsayısı, yorulma hasarına sebep olacak süreyi gösteren T_f ile değiştirilmiştir.

$$D = \int_0^{\infty} \frac{(v_p T_f) p(S) dS}{N(S)} = 1 \quad (3.24)$$

Eğer denklemin paydasında bulunan ve ilgili gerilme seviyeleri için hasara sebep olan çevrim sayısını gösteren $N(S)$, S-N eğrisini tanımlayan Basquin Denklemi ile değiştirilirse yorulma hasarını hesaplayan integral Denklem 3.17'deki gösterilebilir. S-N eğrisi için Basquin denklemi ise önceki bölümlerde Denklem 3.1. ile ifade edilmiştir.

$$D = \int_0^{\infty} \frac{(v_p T_f) p(S) dS}{C S^{-k}} = 1 \quad (3.25)$$

Denklem içerisinde katsayı olarak bulunan tanımlar integral dışına çıkarılarak sadeleştirme yapılırsa Denklem 3.26 elde edilebilir.

$$D = T_f \frac{v_p}{C} \int_0^{\infty} S^k p(S) dS = 1 \quad (3.26)$$

Düzenlenmiş denklem içerisinde, yorulma hasarına sebep olan süreyi gösteren T_f yalnız bırakılarak, yorulma ömrü Denklem 3.27'daki gibi tanımlanabilir.

$$T_f = \left(\frac{v_p}{C} \int_0^{\infty} S^k p(S) dS \right)^{-1} \quad (3.27)$$

Bu denklem kullanılarak farklı frekans uzayında farklı metotlar kullanılarak yorulma ömrü hesabı yapılabilir. Farklı metotlar farklı denklemlerle olasılık yoğunluk fonksiyonları önerdikleri için tahmin edecekleri yorulma ömürleri değişecektir. Bazı metotlar ise yeni bir olasılık yoğunluk fonksiyonu belirlemek yerine, önerilen olasılık yoğunluk fonksiyonlarını belli katsayılarla çarparak düzeltmeler yapmayı önermişlerdir.

Ayrıca; eğer Denklem 3.23'te gösterilen yorulma hasarını hesaplayan integral içerisinde kullanılan hasara sebep olan yükleme süresi (yorulma ömrü) birim zaman olarak seçilir ise birim zamanda meydana gelen hasar oranı hesaplanmış olmaktadır. Birim zamanda meydana gelen hasar ise Denklem 3.28'de gösterildiği gibi tanımlanabilir.

$$\frac{D}{dt} = \frac{v_p}{C} \int_0^{\infty} S^k p(S) dS \quad (3.28)$$

3.4.2.4 Narrow-Band (Dar-Bant) Yöntemi

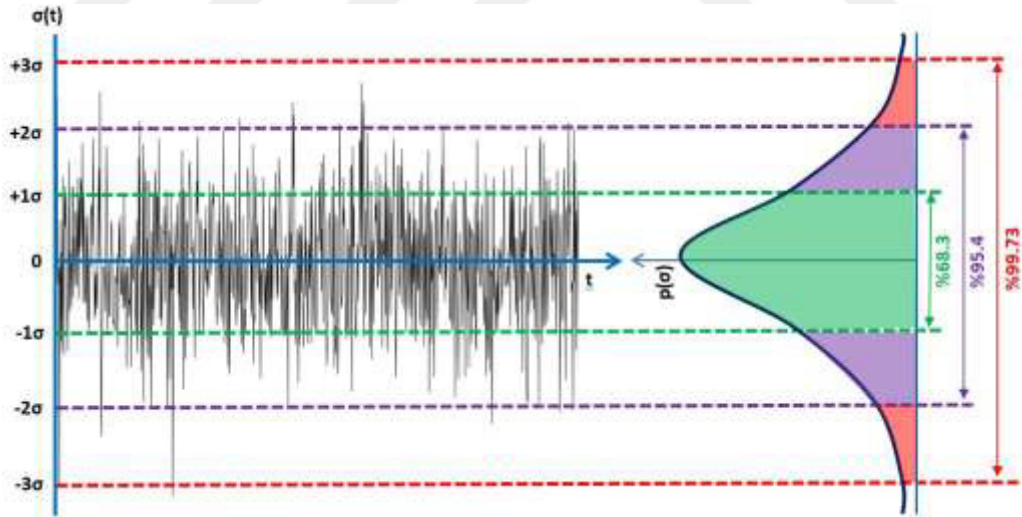
Bendat, dar bantlı yüklemelerde genliklerin dağılımını hesaplamak için Narrow-Band çözümü önermiştir (Bendat, 1964). Doğru sonuçların bulunabilmesi için yüklemelerin frekans alanındaki bant genişliği az olmalıdır. Dar Bant yöntemi, her bir tepe noktasının bir çevrime eşit olduğunu düşünerek genliklerin Rayleigh dağılımı gösterdiği varsayılmaktadır. Dar Bant yönteminin önerdiği Rayleigh olasılık yoğunluk fonksiyonu Denklem 3.29'de gösterilmiştir. Dar Bant olasılık yoğunluğu kullanılarak Denklem 3.26'ya göre yorulma hasarı hesaplanırken tepe noktalarının meydana gelme oranını kullanmak yerine, Denklem 3.20'de tanımlanan sıfır eksenini kesme oranı kullanılmalıdır. Bant genişliği daraldıkça tepe noktalarının oluşum oranı, sıfır geçiş oranına yaklaşacağından bu yöntemin hesaplayacağı yorulma hasarı da gerçek değere yaklaşacaktır. Geniş bantlı yüklemeler için uygulandığında güvenilir sonuçlar sunmamaktadır.

$$p_{NB}(S) = \frac{S}{\sigma^2} e^{-\frac{S^2}{2\sigma^2}} \quad (3.29)$$

$$D_{NB} = t \frac{v_0}{C} \int_0^{\infty} p(S) S^k dS \quad (3.30)$$

3.4.2.5. Steinberg 3-Bant Yöntemi

Steinberg, rastgele titreşimler altındaki yorulma hasarını hesaplamak için gerilme dağılımlarının temel olarak gauss (normal dağılım) özelliği gösterdiğini varsayarak hesaplaması kolay bir yöntem önermiştir (Bishop, 1999). Bu yöntemde 1σ , 2σ ve 3σ standart sapma seviyeleri dikkate alınır. Gerilmelerin dağılımını gösteren karmaşık bir olasılık yoğunluk fonksiyonu önerilmez. Rastgele bir gauss yüklemesi göz önüne alındığında, gerilmelerin -1σ , $+1\sigma$ genlikleri arasında olma olasılığı %68'dir. -2σ , $+2\sigma$ arasında kalma olasılığı %95,4'tür. -3σ , $+3\sigma$ gerilmeleri aralığında olma olasılığı ise %99,7'dir. Bu dağılım Şekil 3.19.'da gösterilmiştir.



Şekil 3.19. Rastgele Titreşimlerin Gauss Olasılık Dağılımı

Steinberg 3-bant yaklaşımı ile yorulma hasarı hesaplama yöntemi uygulama kolaylığı nedeniyle sıkça kullanılmaktadır. Belirli bir bölgede oluşan gerilme genliklerinin üç gerilme aralığına bölünmüş bir Gauss dağılımına sahip olduğu varsayılır. Genliklerin aralıklarının oluşma olasılıkları birbirlerinden çıkarılarak belirli bir zamanda 3 farklı bant aralığındaki genliklerin oluşma olasılığı hesaplanır:

- Zamanın %68,3'ünde 1σ
- Zamanın %27,1'inde 2σ
- Zamanın %4,3'ünde 3σ genliğe sahip gerilmeler oluşacağı varsayılır.

Bu aralıkların her birinde, hasara sebep olan döngülerin sayısı (N_1 , N_2 ve N_3) malzemenin, S-N eğrisinden bulunabilir. Daha sonra, toplam uygulanmış çevrim sayısı " n " biliniyorsa, 3 farklı genlikteki gerilmelerin oluşturduğu toplam yorulma hasarı Miner'ın Birikimli Hasar Kuralı veya eşdeğer gerilme değeri kullanılarak hesaplanabilir. Miner'ın Birikimli Hasar kuralı ile kullanılacaksa toplam hasarı tanımlayan ifade Denklem 3.31'de gösterilmiştir. Bu denklem 1 e eşitlenerek uygulanan çevrim sayısını ifade eden n değeri yalnız bırakılırsa yorulmaya sebep olan çevrim sayısı elde edilmiş olur. Bu bilgi ile birim zamandaki çevrim sayısı oranı kullanılarak yorulma ömrü hesaplanabilir.

$$D = n \left(\frac{0.683}{N_{1\sigma}} + \frac{0.271}{N_{2\sigma}} + \frac{0.043}{N_{3\sigma}} \right) \quad (3.31)$$

Aynı sonuç Miner'ın Birikimli Hasar Yöntemi yerine eşdeğer gerilme değeri hesaplanarak da bulunabilir. Eşdeğer gerilme değeri rastgele bir yükleme içerisindeki tüm gerilmelerin yerine yorulma hesabında kullanılacak bir gerilme değeridir. Eşdeğer gerilme değerinde hasara sebep olan çevrim sayısı S-N eğrisinden bulunabildiği gibi Basquin'in denklemiyle de hesaplanabilir. Eşdeğer gerilme değeriyle yorulma hasarı Denklem 3.32 kullanılarak hesaplanabilir. Denklemde " k " ve " C " Basquin kuvvetini ve sabitini, " t " yükleme süresini, v_p tepe noktası oluşum oranını, " $\sigma_{eş}$ " ise eşdeğer gerilme değerini temsil etmektedir. Denklemin sonucu 1'e eşitlenerek yükleme süresi yalnız bırakılırsa yorulma ömrü elde edilmiş olur. Steinberg 3-bant yöntemine göre eşdeğer gerilme değeri ise Denklem 3.33'te gösterilmiştir (Lalanne, 2010; 2013). Denklemdeki " σ_{rms} " değeri gerilmelerin ortalama karekökünü ifade etmektedir.

$$D = t \frac{v_p}{C} (\sigma_{eş})^k \quad (3.32)$$

$$\sigma_{eş} = \sigma_{rms} [0.683 \times 1^k + 0.271 \times 2^k + 0.043 \times 3^k]^{\frac{1}{k}} \quad (3.33)$$

3.4.2.5 Wirsching-Light Yöntemi

Wirsching and Light, geniş bantlı uyarımlarda narrow-band çözümünü kullanmak için bir düzeltme faktörü kullanmayı önermiştir (Wirsching, 1980).

$$D_{WL} = \rho_{WL} D_{NB} \quad (3.34)$$

$$\rho_{WL} = a(k) + [1 - a(k)](1 - \varepsilon)^{b(k)} \quad (3.35)$$

"a" ve "b" parametreleri Denklem 3.36 ve 3.37'de gösterildiği S-N eğrisinin eğimini gösteren Basquin kuvvetine bağlı olarak değişmektedir. "ε" parametresi ise Denklem 3.38'de gösterildiği gibi spektral bant genişliğiyle bağlantılıdır.

$$a(k) = 0.926 - 0.033k \quad (3.36)$$

$$b(k) = 1.587k - 2.323 \quad (3.37)$$

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \alpha_2^2} \quad (3.38)$$

3.4.2.6 Ortiz-Chen Yöntemi

Ortiz ve Chen, geniş bantlı yüklemelerde Narrowband çözümünü kullanmak için bir başka düzeltme faktörü kullanmayı önermiştir (Ortiz ve Chen, 1987). Önerilen bu düzeltme faktörü Denklem 3.40'ta tanımlanmıştır. Düzeltme faktörü spektral genişlik ve PSD'nin momentlerine bağlı olarak değişmektedir. Narrow-Band yönteminde önerilen hasar hesaplama formülü kullanılır.

$$D_{OC} = \zeta_{OC} D_{NB} \quad (3.39)$$

$$\zeta_{OC} = \frac{1}{a_2} \sqrt{\frac{m_2 m_{k'}}{m_0 m_{k'+2}}} \quad k' = \frac{2.0}{k} \quad (3.40)$$

3.4.2.7 Tunna Yöntemi

Tunna, geniş bantlı rastgele yüklemelerdeki genliklerin dağılımını belirlemek için Denklem 3.42'de gösterilen olasılık yoğunluk fonksiyonunu kullanmayı önermiştir

(Bishop, 1999). Meydana gelen hasar ise Denklem 3.41’de gösterildiği gibi tanımlanabilir.

$$D_{TN} = t \frac{v_p}{C} \int_0^{\infty} S^k p_{TN}(S) dS \quad (3.41)$$

$$p_{TN}(S) = \frac{S}{4a_2 m_0} e^{-\frac{S^2}{8a_2 m_0}} \quad (3.42)$$

3.4.2.8 “ $\alpha_{0.75}$ ” Yöntemi

Tovo ve Benasciutti, geniş bantlı yüklemelerde malzemenin ömrünü hesaplamak için Narrowband çözümüyle beraber bir düzeltme faktörü olarak spektral genişlik parametresi $\alpha_{0.75}$ ‘in kullanılmasını önermektedir (Benasciutti ve Tovo, 2006). $\alpha_{0.75}$, spektral genişlik parametresi Denklem 3.44’te gösterilmiştir.

$$D_{a0.75} = \alpha_{0.75} D_{NB} \quad (3.43)$$

$$\alpha_{0.75} = \frac{m_{0.75}}{\sqrt{m_0 m_{2 \times 0.75}}} \quad (3.44)$$

3.4.2.9 Tovo-Benasciutti Yöntemi

Tovo ve Benasciutti, yorgunluk hasarının üst ve alt yorgunluk hasarı arasında olduğunu düşünerek, Narrowband çözümüyle birlikte kullanmak üzere iki farklı denklem önermiştir (Tovo, 2002; Benasciutti ve Tovo, 2005).

$$D_{TB} = [b + (1 - b)a_2^{k-1}] D_{NB} \quad (3.45)$$

$$b_{TB1} = \min \left\{ \frac{a_1 - a_2}{1 - a_1}, 1 \right\} \quad (3.46)$$

$$b_{TB2} = \frac{(a_1 - a_2)[1.112(1 + a_1 a_2 - (a_1 + a_2))e^{2.11a_2} + (a_1 - a_2)]}{(a_2 - 1)^2} \quad (3.47)$$

3.4.2.10 Dirlik Yöntemi

Dirlik yöntemi iki Rayleigh ve bir üstel dağılımından oluşan bir olasılık yoğunluk fonksiyonu tanımlamaktadır (Dirlik, 1985). Dirlik yöntemi tarafından önerilen olasılık yoğunluğu, zaman serilerinin bilgisayar simülasyonları kullanılarak Monte Carlo tekniğine göre işlenmesiyle oluşturulmuştur. Dirlik yöntemi, rastgele yüklemeler altında güvenilir yorulma hasarı ve ömür tahmini yapan bir yöntem olarak kabul edilmektedir. Dirlik tarafından önerilen olasılık yoğunluk fonksiyonu Denklem 3.49'da gösterilmiştir. Olasılık yoğunluk fonksiyonu oluşturulurken kullanılan katsayıların nasıl hesaplandığı devam eden denklemlerde gösterilmektedir. Yorulma hasarı ise Denklem 3.48'de gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$D_{DR} = t \frac{v_p}{C} \int_0^{\infty} S^k p_{DR}(S) dS \quad (3.48)$$

$$p_{DR}(S) = \frac{1}{Z} \left(\frac{D_1}{Q} e^{\frac{-Z}{Q} S} + \frac{D_2 Z S}{R^2} e^{\frac{-Z^2}{2R^2} S^2} + D_3 Z e^{\frac{-Z^2}{2} S^2} \right) \quad (3.49)$$

$$Z = \frac{S}{\sqrt{m_0}} \quad (3.50)$$

$$x_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \quad (3.51)$$

$$D_1 = \frac{2(x_m - a_2^2)}{1 + a_2^2} \quad (3.52)$$

$$D_2 = \frac{1 - a_2 - D_1 + D_1^2}{1 - R} \quad (3.53)$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad (3.54)$$

$$R = \frac{a_2 - x_m - D_1^2}{1 - a_2 - D_1 + D_1^2} \quad (3.55)$$

$$Q = \frac{1.25(a_2 - D_3 - D_2 R)}{D_1} \quad (3.56)$$

4. ASKERİ TEKERLEKLİ ARAÇ BİLEŞENLERİNİN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA ANALİZLERİ

4.1 Elektrik Panosu Askı Aparatı

Çoğu askeri araç üzerinde aracın veya araç üzerindeki diğer sistemlerin elektriksel ve kontrol ekipmanlarını muhafaza eden elektrik kutuları bulunmaktadır. Elektrik kutularının araçlara veya diğer sistemlere montajlandığı durumlarda, montaj şeklinin, montaj için kullanılan askı aparatlarının doğru şekilde tasarlanması ve analiz edilmesi çok önemlidir. Bu yapılar mekanik sistemlerin enerjilerini ve kontrollerini sağladıkları için hasara uğramaları durumunda diğer sistemler doğru çalışmayabilmektedir. Elektrik kutuları gibi dışarıdan araç üzerine bağlanan önemli yapılar aracın maruz kaldığı birçok farklı ortamda hasara uğramadan sabit kalabilmelidirler. Bu sebeple benzeri parçaları araca bağlayan aparatların geometrileri uygun şekilde tasarlanmalıdır. Yapılan tasarımlar analiz edilerek doğrulanmalı ve testlerinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, askeri tekerlekli araçlar üzerine bağlanan bileşenlerin titreşim kaynaklı yorulma analizleri yapılmıştır. Deneysel doğrulama uygulaması olarak askeri araç üzerine bağlanan bir elektrik panosu askı aparatı kullanılmıştır. Askeri bir araç üzerinde kullanılan bir elektrik panosunun araç üzerine montajında kullanılan askı aparatının farklı çalışma koşullarında maruz kalacağı yüklemeler altındaki yorulma hasarları ve ömürleri, frekans ve zaman uzayında önerilmiş farklı metotlar kullanılarak analiz edilmiştir. Elektrik panosu askı aparatı üzerinde zaman ve frekans uzayında titreşim kaynaklı yorulma analizleri gerçekleştirilmiş ve yapılan yorulma test sonuçlarıyla karşılaştırılarak önerilen yöntemlerin deneysel doğrulamaları yapılmıştır. Elektrik panosunun maruz kalacağı titreşim zorlamaları, Amerika Birleşik Devletleri Savunma Departmanı tarafından hazırlanmış askeri bir standart olan “MIL-STD-810G Çevre Mühendisliği Değerlendirme ve Test Yöntemleri Kılavuzu’na göre belirlenmiştir. Farklı metotların önerdiği sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Standartta frekans uzayında tanımlanan yüklemelere uygun şekilde gerilme-zaman verileri sentezlendikten sonra gerilme-zaman geçmişindeki çevrimler sayılarak zaman uzayında yorulma ömrü hesaplanmıştır. Kullanılan metotlar içerisindeki farklı parametrelerin etkileri de değerlendirilmiştir. Seçilen bir yükleme altında, askı aparatı üzerinde elektro-dinamik bir sarsıcı kullanılarak titreşim testleri yapılmıştır. Yapılan testler sonucunda elde edilen

gerçek ömürle farklı metotların önerdiği yorulma ömürleri bağıl hatalarına göre değerlendirilmiştir.

4.1.1 Model

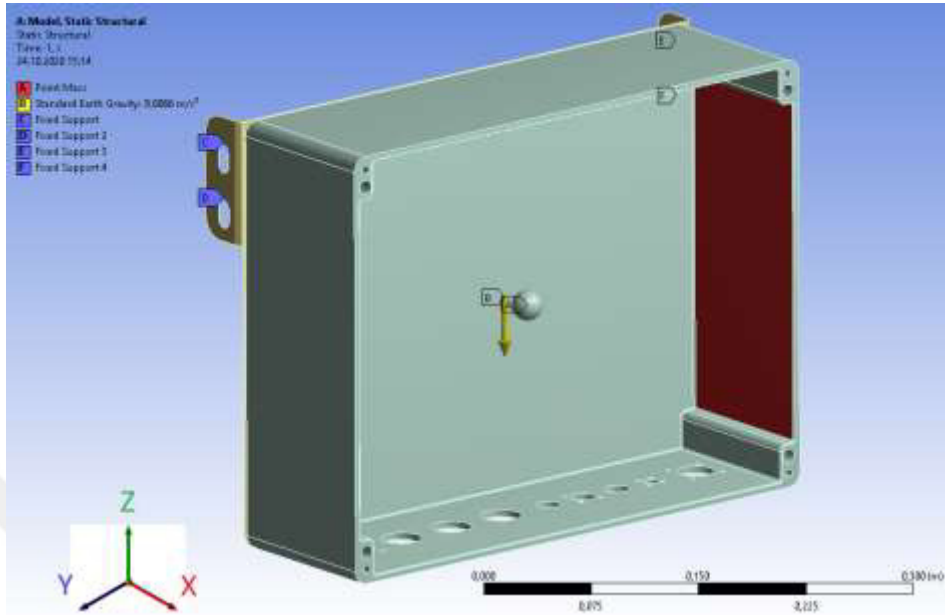
Tekerlekli bir askeri araca sabitlenmiş bir elektrik panosunun askı aparatı üzerinde rastgele titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Elektrik panosu ve askı aparatının geometrisi 3 boyutlu katı model olarak tanımlanmıştır. Elektrik panosu, Şekil 4.1.'de gösterildiği gibi analiz ve ömür hesabı yapılacak olan askı aparatına dört farklı noktadan montaj edilecek şekilde tasarlanmıştır. Askı aparatı ise araç gövdesine üst kısmındaki 4 delik kullanılarak monte edilmektedir. Analizlerde kullanılmak üzere oluşturulan model de belirtilen deliklerden sabitlenmiştir.



Şekil 4.1. Elektrik Panosu ve Askı Aparatı

Analizlerde hesaplama noktalarını arttıracak için elektrik panosu üzerindeki küçük radiuslar ve delikler kaldırılmıştır. Ayrıca kutu içerisindeki elektriksel parçalar kütle merkezlerinde kutuya bağlı bir noktasal kütle olarak Şekil 4.2.'de gösterildiği gibi tanımlanmıştır. Elektrik panosu içerisindeki ekipmanların toplam ağırlığı 13kg'dır. Rastgele yüklemeler standartta belirtildiği gibi boyuna, enine ve dikey olarak farklı farklı uygulanacağı için elektrik panosunun askeri araç üzerindeki duruş yönüne göre koordinat eksenleri belirlenmiştir. Aracın önü ve arkası arasında oluşturulan hayali bir çizgi aracın boyuna eksenini, üstünü ve altını birleştiren eksen düşey eksenini, sağ ve sol tarafını birleştiren eksen ise enine eksenini olarak tanımlanmaktadır. Araç üzerinde hayali

olarak tanımlanan bu eksenlere göre oluşturulan modelin yerel eksenleri, "X", "Y" ve "Z" sırasıyla boyuna, dikey ve enine olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.2. Elektrik Panosu ve Askı Aparatı Modeli

Elektrik panosunun malzemesi Alüminyum (Al-Si12), askı aparatının malzemesi ise ST52-3 yapı çeliğidir. Yorulma hasarı hesaplamalarında elektrik panosu üzerindeki gerilmeler dikkate alınmayacağı için malzeme özelliklerine de ihtiyaç yoktur. Askı aparatının malzemesi, ST52-3 çeliği için analizlerde kullanılan mukavemet özellikleri Çizelge 4.1’de gösterilmiştir (Niesłony ve Böhm, 2012).

Çizelge 4.1 ST52-3 Çeliği Malzeme Özellikleri

Malzeme Özelliği	Değeri
σ_y , Akma Dayanımı	386 MPa
σ_u , Çekme Dayanımı	639 MPa
E , Elastisite Modülü	207 GPa
ν , Poisson Oranı	0.28
k , Basquin Kuvveti	7.9
$\sigma_{a,f}$, Yorulma Dayanımı (N_f)	205 MPa
N_f , Yorulma Dayanımı Çevrim Sayısı	1.12E+6

4.1.2 Titreşim Zorlamaları

Elektrik panosu üzerine uygulanacak rastgele titreşim zorlamaları, ABD Savunma Bakanlığı Test Yöntemi Standardı, MIL-STD-810G (U.S.D.D, 2008)‘ye göre

tanımlanmıştır. Elektrik panosunun üzerine bağlanacağı aracın içinde bulunduğu sınıfta yani tekerlekli askeri araçların maruz kaldığı yüklemeler altında titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir.

4.1.2.1 MIL-STD-810G

Bu standart, hizmet ömrünün tüm aşamalarında çevresel faktörlerin sebep olduğu gerilmelerin malzeme üzerindeki etkilerini dikkate alarak malzeme alımına karar verme konusundaki mühendislik bakışını içermektedir. Standartta, tasarım ve test spesifikasyonlarının düzenlenmediği özellikle belirtilerek bunun yerine malzemelerin gereksinimlerine dayalı olarak gerçekçi malzeme tasarımları ve test yöntemleri oluşturabilmek için çevresel faktörlere uyarlama süreci açıklanmaktadır.

Birinci bölüm, çevresel tasarım ve test uyarlama sürecindeki yönetim, mühendislik ve bu süreçteki teknik rolleri açıklamaktadır. Bu bölümde malzeme tasarımının ve test kriterlerinin, malzemenin hizmet sürecinde maruz kalacağı çevresel faktörlere göre uyarlanması sürecine odaklanılmaktadır.

İkinci bölüm ise birinci bölümde açıklanan uyarlama yönergelerine göre uygulanacak çevresel laboratuvar test yöntemlerini ve verilerini içermektedir. Bu yöntemler değiştirilemez rutinler olarak düşünülmemeli amacına en uygun test verilerini oluşturmak için seçim yapılarak uyarlanmalıdır.

Bu çalışmada, elektrik kutusu askı aparatının araç üzerinde maruz kalacağı rastgele titreşimleri en yakın şekilde tanımlayabilmek için standart içerisindeki en uygun verinin seçilmesi amaçlanmıştır. İkinci bölümde açıklanan laboratuvar test metotları arasından titreşim başlığı altındaki metotlar ve veriler incelenmiştir. Bu başlığın Ek B ve Ek E'sinde paylaşılan titreşim profilleri, genellikle benzer bir yapıdaki birden çok araçtan elde edilen çok sayıda konumun bir bileşimi olarak geliştirilen eğrilerden oluşmaktadır. Elektrik kutusunun üzerine bağlanacağı araç askeri tekerlekli bir kara aracı olduğu için askı aparatının hizmet ömrü boyunca maruz kalacağı titreşimleri tanımlamaya en yakın kategori Muhtelif Tekerlekli Araçlar kategorisi olarak belirlenmiştir. Elektrik kutusu askı aparatının hizmet süresince bu kategoride tanımlanan titreşim zorlamalarına maruz kaldığı kabul edilmiştir. Askı aparatının yorulma ömrü analizlerinde ve titreşim testinde bu yüklemeler kullanılmıştır.

4.1.2.1.1 Muhtelif Tekerlekli Araçlar

Elektrik panosunun üzerine montaj edileceği araç bu sınıf içerisinde yer almaktadır. Bu sebeple ilk olarak, tekerlekli askeri araçların maruz kaldığı yüklemeler altında titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu yüklemeler standart içerisinde “Method 514.6 Ek C” bölümünün, “b” kısmında, “Composite Wheeled Vehicle (CWV)” başlığı altında tanımlanmaktadır. Standartta muhtelif araçlar için belirtilen yüklemelerin PSD grafiği Şekil 4.3.’te gösterilmiştir. Grafik doğrudan standart içerisinde alınmıştır.

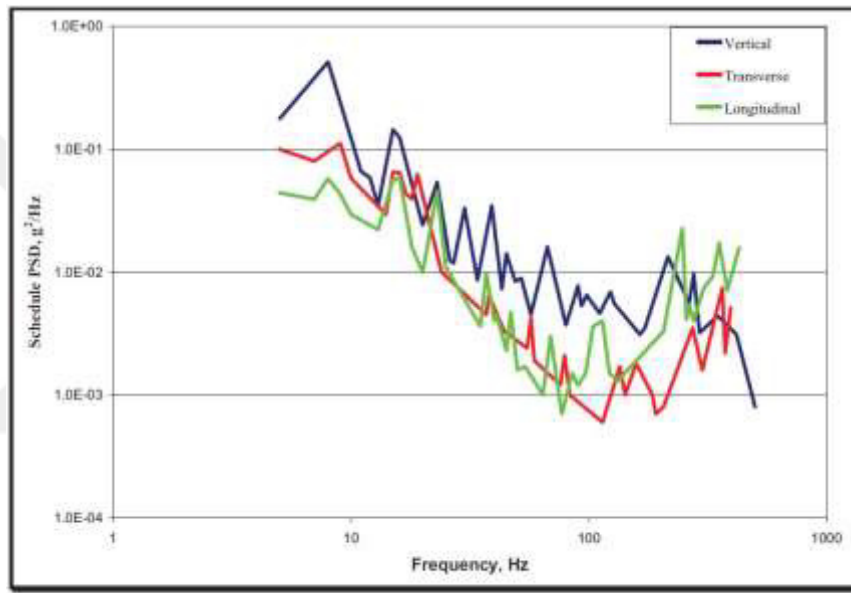


Figure 514.6C-3 - Category 4 - Composite wheeled vehicle vibration exposure.

Şekil 4.3. Muhtelif Tekerlekli Araçların Maruz Kaldığı Titreşimler

Şekilde gösterilen PSD grafiği üzerindeki noktaları tanımlayan değerler, ayrıca Çizelge 4.2’de belirtilmiştir.

Muhtelif tekerlekli araçlar kategorisi için tanımlanmış yüklemeler farklı araçlar üzerinden belirli bir senaryo içerisinde alınan titreşim verileri kullanılarak oluşturulmuştur. Ölçümler sırasında kullanılan araçlara, taşıyabilecekleri yükün 3/4’ü olacak şekilde yükleme yapılmıştır. Standart oluşturulurken ölçüm için kullanılan araçlar Çizelge 4.3’te verilmiştir.

Çizelge 4.3’te gösterilen ve standarttaki yüklemeleri belirlerken referans ölçüm olarak kullanılan araçların bazılarının görselleri Şekil 4.4.’te paylaşılmıştır.

Çizelge 4.2. Muhtelif Tekerlekli Araçların Maruz Kaldığı Titreşimler

Dikey		Enine		Boyuna	
Frekans, Hz	PSD, g ² /Hz	Frekans, Hz	PSD, g ² /Hz	Frekans, Hz	PSD, g ² /Hz
5	0.2252	5	0.0736	5	0.0521
8	0.5508	6	0.0438	7	0.1046
10	0.0509	7	0.0761	8	0.1495
13	0.0253	13	0.0130	13	0.0140
15	0.0735	15	0.0335	16	0.0303
17	0.0301	16	0.0137	18	0.0200
18	0.0319	21	0.0102	19	0.0342
19	0.0402	23	0.0268	20	0.0160
20	0.0366	25	0.0090	23	0.0378
43	0.1004	28	0.0090	27	0.0079
50	0.0308	30	0.0137	30	0.0208
102	0.0740	34	0.0055	32	0.0100
109	0.1924	37	0.0081	33	0.0267
117	0.0319	46	0.0039	35	0.0065
138	0.0869	51	0.0068	51	0.0040
150	0.0286	55	0.0042	53	0.0081
190	0.0605	106	0.0033	56	0.0035
263	0.0613	108	0.0045	59	0.0066
332	0.0097	111	0.0033	63	0.0037
360	0.0253	148	0.0030	65	0.0127
452	0.0053	163	0.0054	73	0.0026
500	0.0045	175	0.0023	93	0.0117
Karekök Ortalama 4.43 g		235	0.0013	109	0.1635
		262	0.0028	120	0.0180
		265	0.0025	132	0.0320
		317	0.0016	138	0.0738
		326	0.0057	153	0.0236
		343	0.0009	158	0.0549
		384	0.0018	164	0.0261
		410	0.0008	185	0.0577
		462	0.0020	257	0.0062
		500	0.0007	280	0.0032
Karekök Ortalama 1.30 g		Karekök Ortalama 1.30 g		304	0.0068
				323	0.0045
				343	0.0193
				386	0.0014
				444	0.0054
				476	0.0018
				490	0.0046
				500	0.0014
				Karekök Ortalama 2.86 g	

Çizelge 4.3. Standart Oluşturulurken Ölçümü Yapılan Muhtelif Tekerlekli Araçlar Listesi

Araç İsmi	Açıklama
M127	ABD, Yarı Römork (12Ton)
M813	ABD, Kamyon (5 Ton)
M814	ABD, Kamyon (5 Ton)
M36	ABD, Kamyon (2,5 Ton)
M1009	ABD, Ticari Hizmet Kargo Aracı (1,5 Ton)
M998	ABD, Yüksek Hareket Kabiliyetli Çok Amaçlı Tekerlekli Araç (1,25 Ton)
M985	ABD, Ağır Sınıf Arttırılmış Hareket Kabiliyetli Taktik Kamyon (10 Ton)
Unimog	Alman, Kamyon (2 Ton)
MAN	Alman, Kamyonlar (5, 7, 10, 15 Ton)
MK27	ABD, Orta Sınıf Araç Nakliye Taktik Kamyon (7 Ton)
M1083/M1084/M1085	ABD, Orta Sınıf Taktik Araç (5 Ton)
M1151/M1152	ABD, Yüksek Hareket Kabiliyetli Çok Amaçlı Araç
M1074/M1075	ABD, Paletli Yükleme Sistemli Kamyon
M1078	ABD, Hafif Orta Sınıf Araç (2,5 Ton)
MTVR-T	Orta Sınıf Araç Nakliye Römorku
M989	ABD, Ağır Sınıf Arttırılmış Hareket Kabiliyetli Römork
M1076	ABD, Paletli Yükleme Sistemli Römork
M1095	ABD, Orta Sınıf Taktik Römork (5 Ton)
M1082	ABD, Hafif Orta Sınıf Römork (2,5 Ton)
M871A3	ABD, Römork (22 Ton)



M814



M985



Unimog



M1151

Şekil 4.4. Standart Oluşturulurken Ölçüm Yapılan Bazı Araçlar

Standartta, ölçümleri yapmak için %65'i arazi yolu olan 800km uzunluğundaki bir güzergâh, ortalama hız 26km/saat olacak şekilde simüle edilmiştir. Yapılacak titreşim testlerinde, belirlenen yüklemelerin her 120 dakikası 804 km'lik bir yola eşdeğer olarak belirlenmiştir. Yüklemelerin gerilme karekök ortalamasının en yüksek dikey yönünde olduğu gözlemlenmesine rağmen gerilmelerin en çok hangi yönde uygulanan yüklemelerle meydana geleceği ise modal ve titreşim analizleri sonrasında ortaya çıkacaktır. Ayrıca; eğer bu yüklemeler altında test yapılacaksa kullanılacak sarsıcının standartta belirtilen hız ve yer değiştirme kabiliyetlerine uygun olması gerekmektedir.

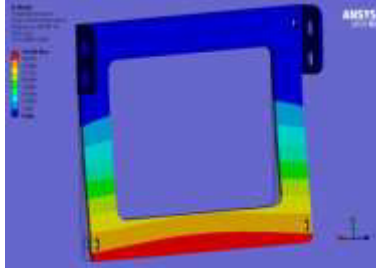
4.1.3 Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Bilgisayar Destekli Analizler

4.1.3.1 Modal Analiz

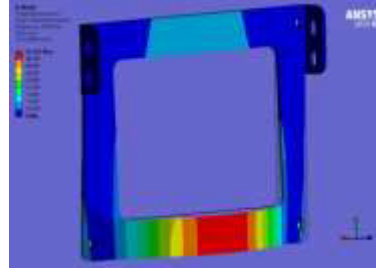
Oluşturulan model, elektrik panosunun askı aparatı üzerinde bulunan ve montaj için kullanılan deliklerden ankastre mesnet olarak sabitlenmiştir. İlk olarak model üzerinde modal analiz gerçekleştirilmiştir. Modal analiz ile elektrik panosu ve braketinin doğal frekansları ve titreşim mod şekilleri elde edilmiştir. Bu noktada farklı doğal frekanslarda elde edilen titreşim mod şekilleri için modal katılım faktörü önemli bir ölçüttür. Bu ölçüt, kabaca ilgili mod şeklinin model üzerindeki kütlelerin ne kadarlık kısmında etkili olabileceğini göstermektedir. Bu sebeple doğru bir model oluşturabilmek için modal analizlerde bulunan doğal frekansların kütle katılım faktörlerinin toplamının belirli bir değerin üstünde olması gerekmektedir. Belirli bir yönde uygulanan yüklemeler için kütle katılım faktörünün daha yüksek olduğu doğal frekans değerlerine yaklaşılması durumunda daha yüksek gerilmelerin oluşması beklendiği için daha dikkatli olunması gerekmektedir. Tabi ki bu yüklemeler farklı frekanslarda olduğu için oluşturacakları yer değiştirmeler ve gerilmeler farklı şiddette ve tekrar sayılarında meydana geleceği için sebep olacakları hasar ile ilgili bir genelleme yapmak doğru olmaz. Modal analiz sonucunda elektrik panosu ve askı braketinin elde edilen doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilmiştir.

2000Hz'e kadar gözlemlenen mod şekilleri modal analiz sonucunda elde edilmiştir. Şekil 4.10.'da yapının ilk 12 mod şekli paylaşılmıştır. Yüklemelerde tanımlanan en yüksek frekans 500Hz, 12. Modun doğal frekansı ise 853.9Hz'dir. Modal

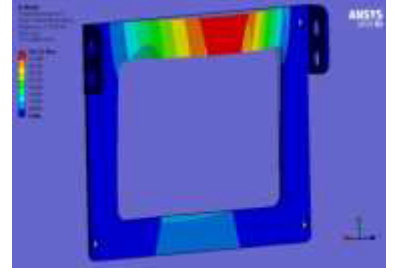
analizlerle elde edilen mod şekilleri ve doğal frekans değerleri rastgele titreşim analizlerini yapabilmek için yeterlidir.



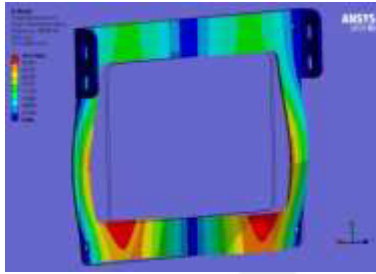
Mod 1 : 26.2Hz



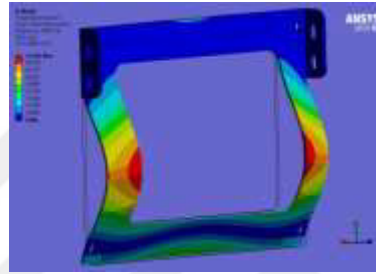
Mod 2 : 145.9Hz



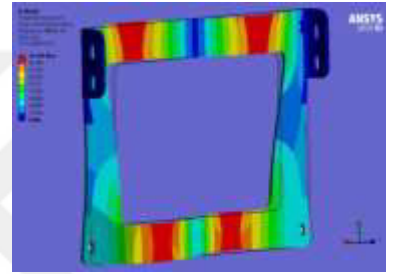
Mod 3 : 173.3Hz



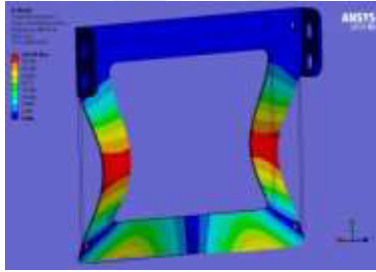
Mod 4 : 340.6Hz



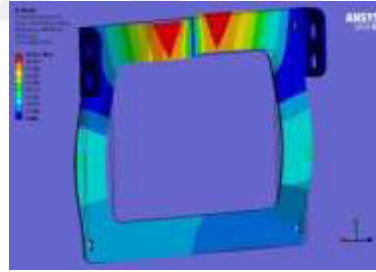
Mod 5 : 398.3Hz



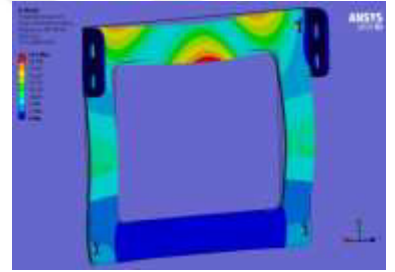
Mod 6 : 406.6Hz



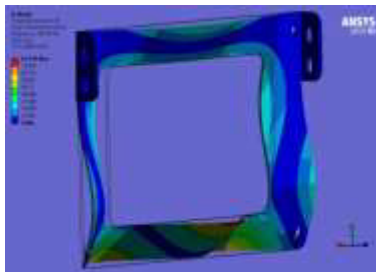
Mod 7 : 465.4Hz



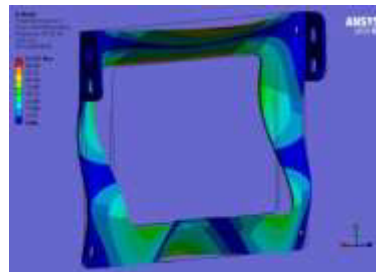
Mod 8 : 484.5Hz



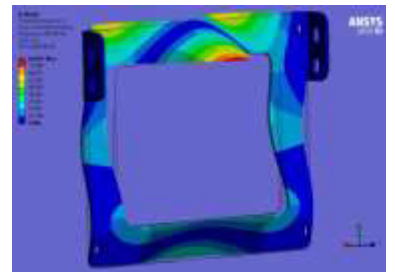
Mod 9 : 621.36Hz



Mod 10 : 765.4Hz



Mod 11 : 831.3Hz



Mod 12 : 853.9Hz

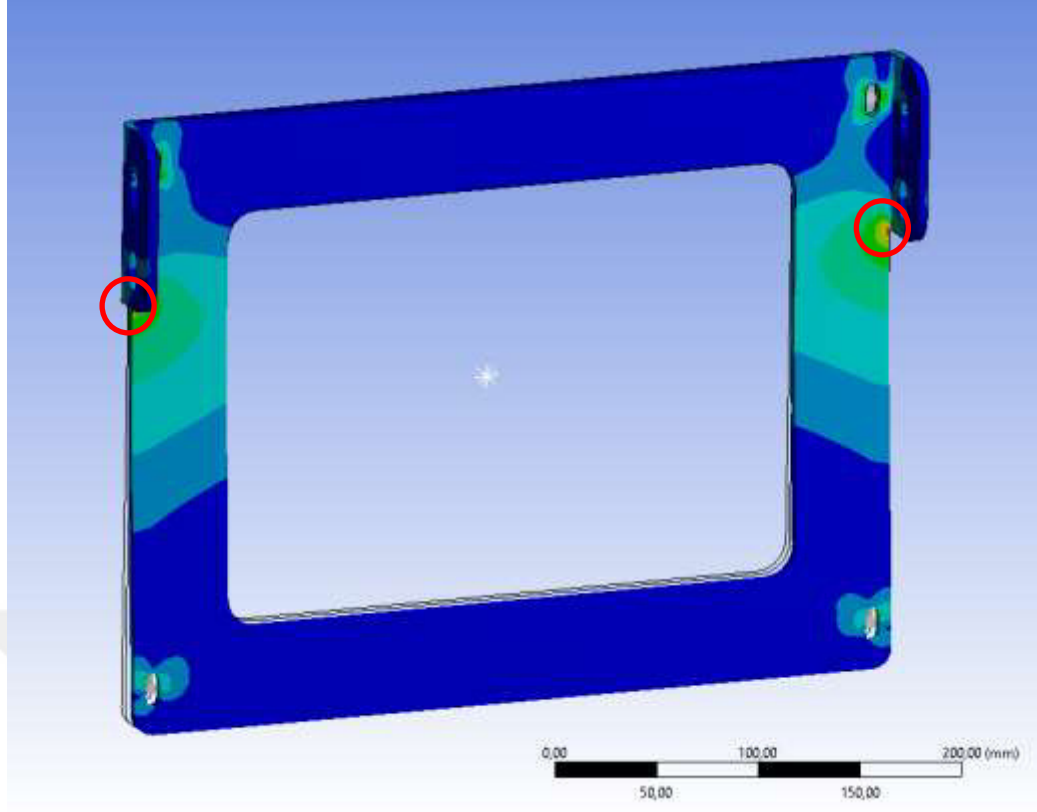
Şekil 4.10. Modal Analiz Sonuçları

4.1.3.2 Rastgele Titreşim Analizleri

Rastgele titreşim analizi tanımlanan modelin, belirtilen yüklemeler altında nasıl bir tepki meydana getirdiğini anlamak amacıyla yapılmaktadır. Rastgele titreşim analizleri ile gerilmenin en yüksek seviyede oluşacağı noktalar tespit edilebilmektedir. Bu noktalar üzerindeki oluşan gerilmeler hesaplanabilmektedir. Gerilmelerin malzeme üzerindeki dağılımları gözlemlenerek yorulma hasarına sebep olacak çatlakların muhtemelen başlayacağı ve kırılmanın meydana gelebileceği kritik noktaların konumu rastgele titreşim analizi ile tahmin edilebilmektedir. Rastgele titreşimler altında analiz yapılmadan önce geniş bir frekans alanında uygulanacak yüklemelerin nasıl tepkiyle sonuçlanacağını hesaplayabilmek için ilk olarak modal analizin yapılması gerekmektedir.

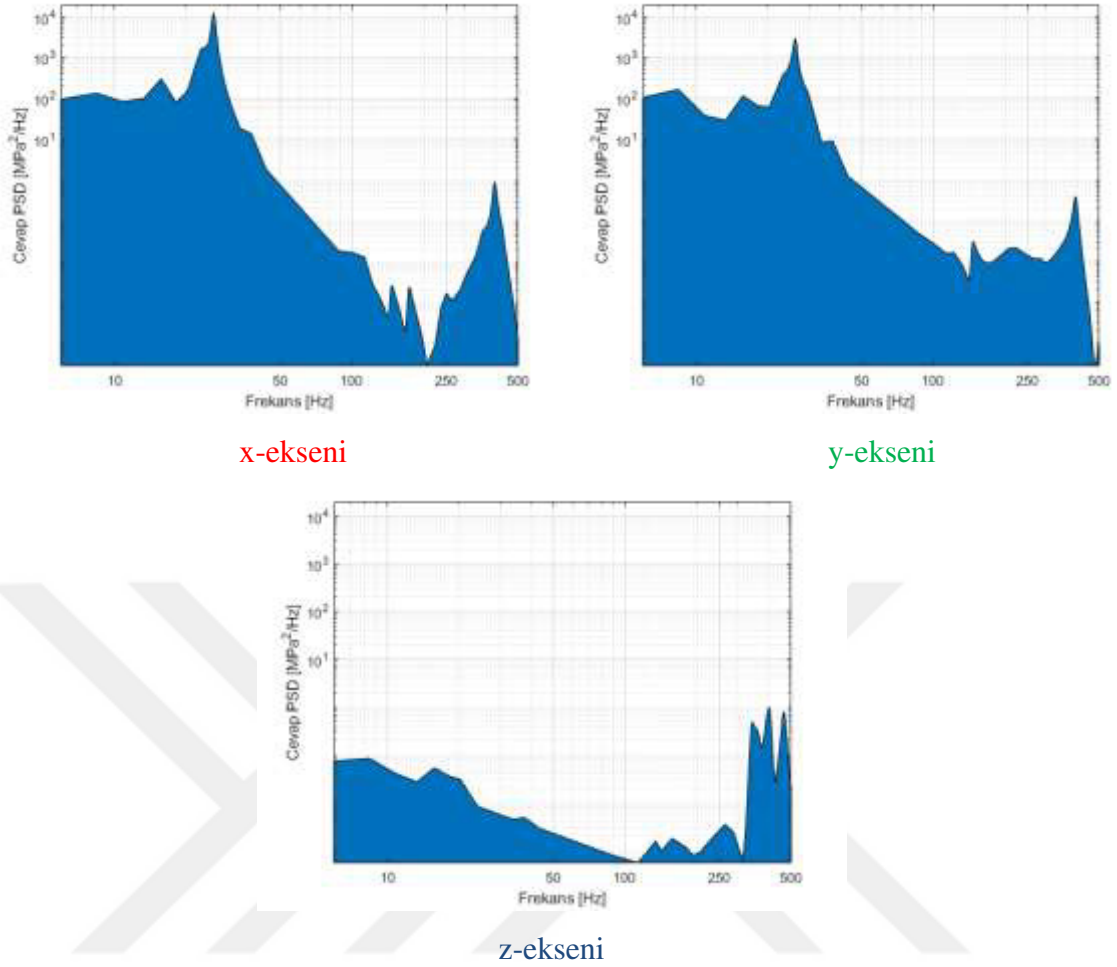
Modal analiz sonrasında model üzerine uygulanacak rastgele titreşimler ivme, hız veya yer değiştirme olarak tanımlanabilmektedir. Tez çalışması sırasında yapılan analizlerde tanımlanan yüklemeler, standartlarda verildiği şekliyle “ g^2/Hz ” birimine sahip ivme verisi olarak tanımlanmıştır. Sönüm oranı 0.02 olarak belirlenmiştir. Her bir yükleme durumu için modele ayrı ayrı analizlerde dikey, enine ve boyuna olacak şekilde üç eksenle ilgili yüklemeler tanımlanmıştır. Analizler sonucunda en yüksek gerilme seviyelerinin gözlemlendiği noktalar olası çatlak başlangıç noktası olarak varsayılmıştır. Şekil 4.11.’deki model üzerinde gösterilen noktalar tüm yükleme durumlarında, en yüksek gerilmelere sahip noktalar olarak belirlenmiştir.

Rastgele titreşim analizleri ile model üzerinde istenilen bölgede, frekans alanında tanımlanan yüklemeler sebebiyle meydana gelen cevap yer değiştirme, hız, ivme, şekil değiştirme ve gerilme durumları da noktasal olarak hesaplanabilmektedir. Hesaplanan gerilme değerleri de yine frekans alanında birer PSD grafiği olarak tanımlanmaktadır. Yükleme sonucunda oluşan yer değiştirme, hız, ivme, şekil değiştirme ve gerilme seviyelerini tanımlayan PSD grafikleri özel olarak Tepki Güç Spektral Yoğunluğu olarak da tanımlanmaktadır. Genellikle, RPSD (Response Power Spectral Density) olarak kısaltılmaktadır.



Şekil 4.11. Maksimum Gerilmenin Görüldüğü Nokta

En yüksek gerilme seviyesine sahip noktalar, çatlakların başlaması muhtemel kritik noktalar olarak değerlendirildiğinden, yorulma ömrü hesabında kullanılmak üzere belirlenen noktalar üzerinden, tepki güç spektral yoğunlukları elde edilmiştir. Elektrik panosunun üzerine bağlanacağı askeri aracın içerisinde bulunduğu muhtelif tekerlekli araçlar için belirtilen yüklemeler altında olası hasar noktası üzerinde üç farklı ekseninde elde edilen gerilmelerin tepki güç spektral yoğunluğu grafikleri Şekil 4.12.'de gösterilmiştir. " σ_{RMS} " değerleri muhtelif araçlar için belirtilen yüklemeler altında x (boyuna), y (düşey) ve z (enine) yönleri için sırasıyla $2.45E+4$ [MPa], $7.46E+3$ [MPa], $5.44E+1$ [MPa] olarak hesaplanmıştır.

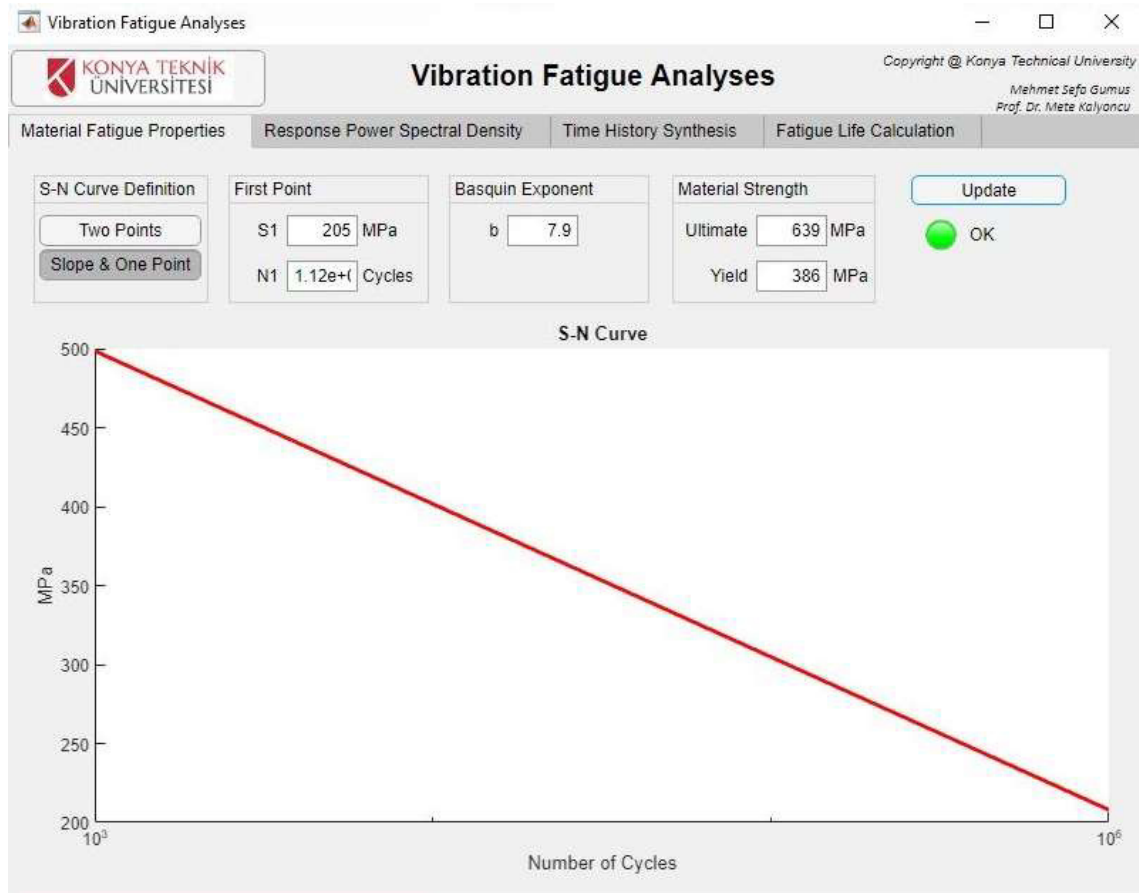


Şekil 4.12. Kritik Noktadaki Gerilme Tepki PSD Grafikleri - Muhtelif Tekerlekli Araçlar

4.1.4. Frekans Uzaklığında Yorulma Ömrü

Farklı yükleme durumları için maksimum genliklerin oluştuğu olası çatlak başlangıç noktalarında hesaplanan gerilme tepki PSD grafikleri kullanılarak, spektral genişlik, beklenen tepe noktası oluşum oranı ve beklenen sıfır geçiş eksen oranı hesaplanabilir. Bu istatistiksel değerler kullanılarak frekans uzaklığında farklı metotların önerdiği denklemler kullanılarak olasılık yoğunluk fonksiyonları hesaplanmıştır. Teori kısmında açıklanan metotlara uygun şekilde hesaplamaların yapılabilmesi için “Matlab” programında farklı metotlara göre denklemler tanımlanarak bir program yazılmıştır. “Matlab” tabanlı bu uygulamada ilk olarak kullanılan malzemenin yorulma özelliklerinin tanımlanması gerekmektedir. Malzeme özelliklerinin tanımlandığı ekranın görüntüsü Şekil 4.17.’te paylaşılmıştır. Analizlerde elektrik panosu askı aparatının malzemesi olarak ST52-3 Yapısal Çelik olarak kullanılmıştır. Belirtilen malzeme için

Basquin'in kuvveti 7,9 ve 1.12×10^6 çevrimdeki yorulma mukavemeti 205MPa'dır. S-N eğrisi, eğri üzerinde belirtilebilecek iki noktayla da tanımlanabilmektedir.

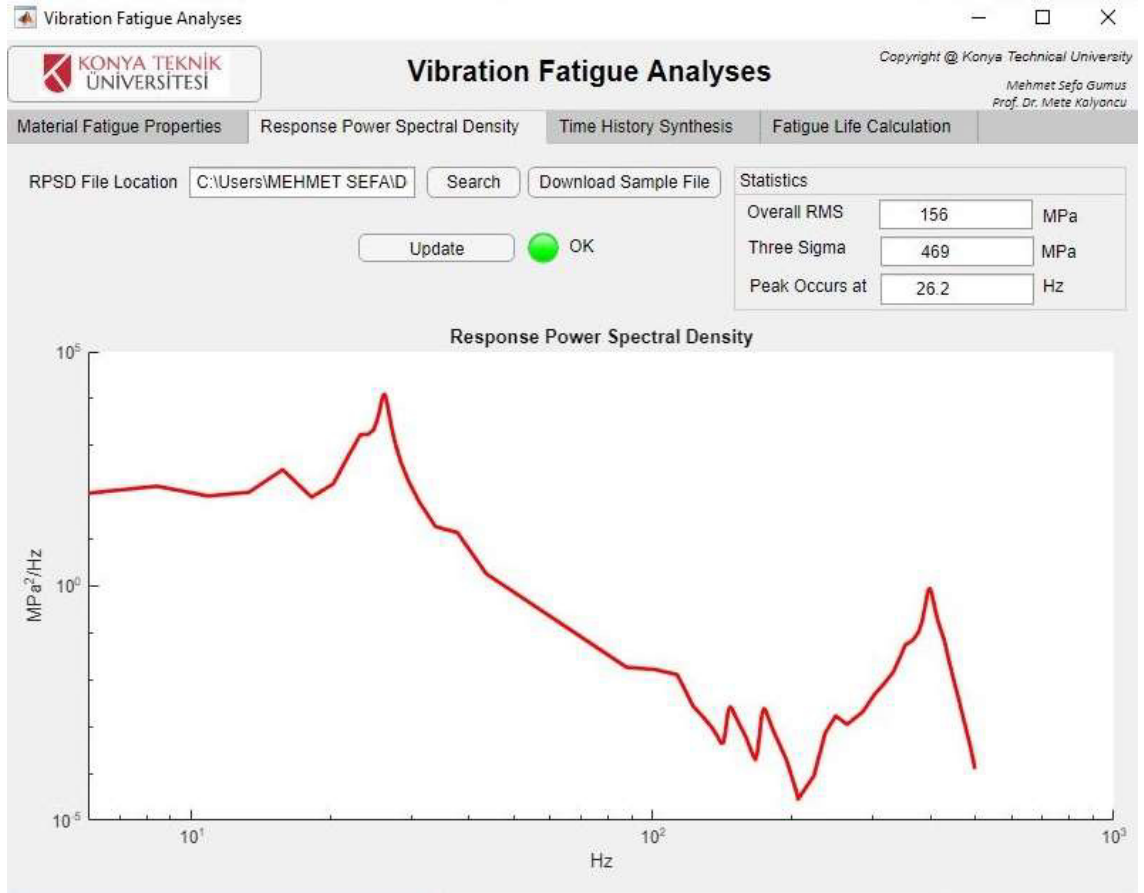


Şekil 4.17. Yorulma Ömrü Hesaplama Programı, Malzeme Tanımlama Sekmesi

Malzemenin belirlenmesinin ardından uygulama üzerinde olası hasar noktasında hesaplanan gerilme tepki cevap güç spektral yoğunluğunun tanımlanması gerekmektedir. Rastgele titreşim analizlerinde elde edilen grafikler üzerindeki noktalar uygulamaya tanıtılarak Şekil 4.18.'de gösterilen ekrandan tepki PSD'leri tanımlanabilmektedir. Şekilde, örnek olarak muhtelif tekerlekli araçlar için boyuna eksende oluşan yüklemeler sonucunda elde edilen gerilme tepki güç spektral yoğunluğu gösterilmiştir. Tepki Güç Spektral Yoğunlukları kullanılarak yüklemeler sonucunda oluşan gerilmelerin spektral momentler Denklem 3.15 kullanılarak hesaplanmıştır. Gerilmelerin istatistiksel özellikleri ise Denklem 3.16, 3.17, 3.18, 3.19, ve 3.20 kullanılarak hesaplanmıştır.

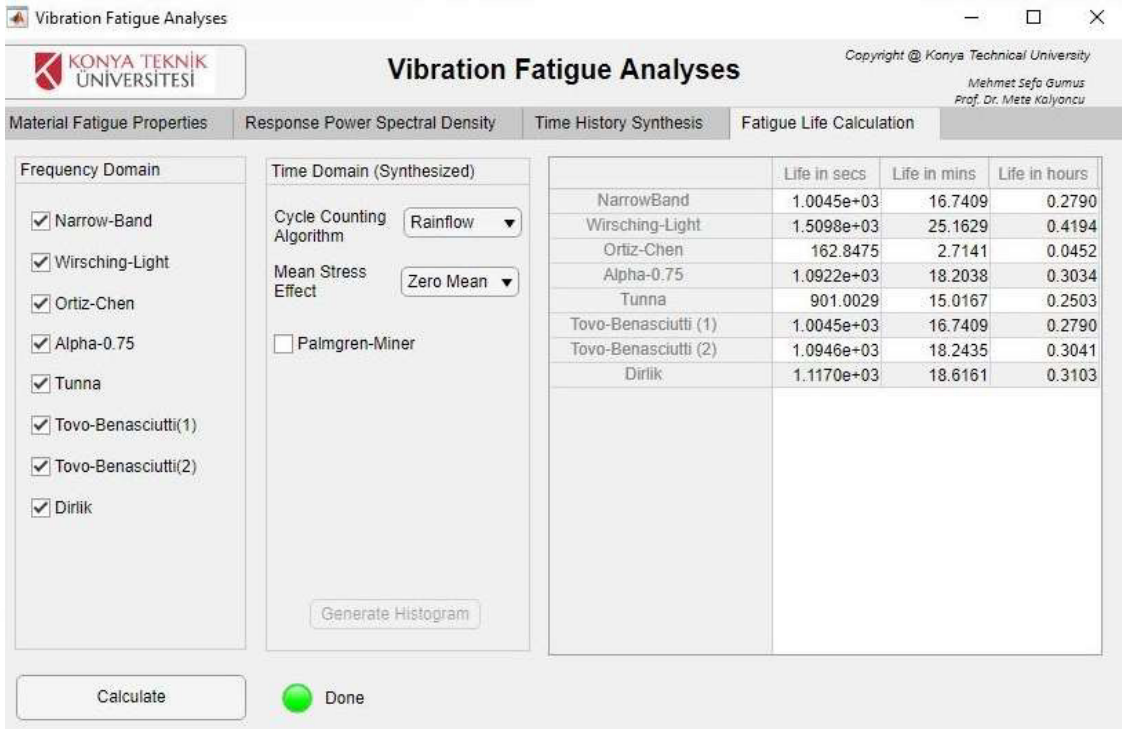
Gerilmelerin tepki güç spektral yoğunlukları da tanımlandıktan sonra frekans uzayında yorulma ömürlerini hesaplamak için gerekli tüm bilgiler sağlanmaktadır. Bu

bilgilerle, programda “Fatigue Life Calculation” (Yorulma Ömrü Hesaplama) sekmesi altında bulunan ömür hesap yöntemleri seçilerek parçanın tanımlanan yükleme altındaki ömrü elde edilebilir. Örnek olarak, Şekil 4.19.’da yorulma ömrü hesaplama sayfası, muhtelif tekerlekli araçlar için boyuna yönünde uygulanan yükler altında frekans uzayında hesaplanan ömürler gösterilmektedir. Frekans alanındaki hesaplama metotları seçilerek istenilen yöntemle hesaplama yapılabilir. İlgili metotlarla hesaplama teori kısmında anlatılan denklemlerle yapılmaktadır.



Şekil 4.18. Matlab, Yorulma Ömrü Hesaplama Programı, RPSD Tanımlama Sekmesi

Belirlenen yüklemeler altında farklı yöntemler kullanılarak hesaplanan yorulma ömürleri Sonuçlar başlığı altında hazırlanan tablolar ile toplu bir şekilde verilmiştir. Ayrıca frekans uzayında Dar Bant, Tunna ve Dirlik tarafından önerilen olasılık yoğunluk fonksiyonları da oluşturulabilmektedir. Frekans uzayında anlatılan diğer yöntemler bir olasılık yoğunluğu önermek yerine Narrow-Band yöntemi tarafından önerilen Olasılık Yoğunluğu Fonksiyonunu bazı düzeltme faktörleriyle beraber kullanırlar.



Şekil 4.19. Matlab, Yorulma Ömrü Hesaplama Programı, Ömür Hesaplama Sekmesi

Yorulma hesabı sekmesinde kullanılan metotlar 3. Bölümde verilen ilgili denklemler tanımlanarak gerçekleştirilmiştir. Narrow-Band yöntemi tarafından yapılan ömür tahmini için Denklem 3.29, 3.30; Wirsching-Light yöntemi için Denklem 3.34, 3.38; Ortiz-Chen yöntemi için Denklem 3.34-3.38; Tunna yöntemi için 3.41, 3.42; Alpha-0.75 yöntemi için 3.43, 3.44; Tovo-Benasciutti yöntemi için 3.45, 3.47; Dirlik yöntemi için ise Denklem 3.48-3.56 kullanılmıştır.

4.1.5. Zaman Uzayında Yorulma Ömrü

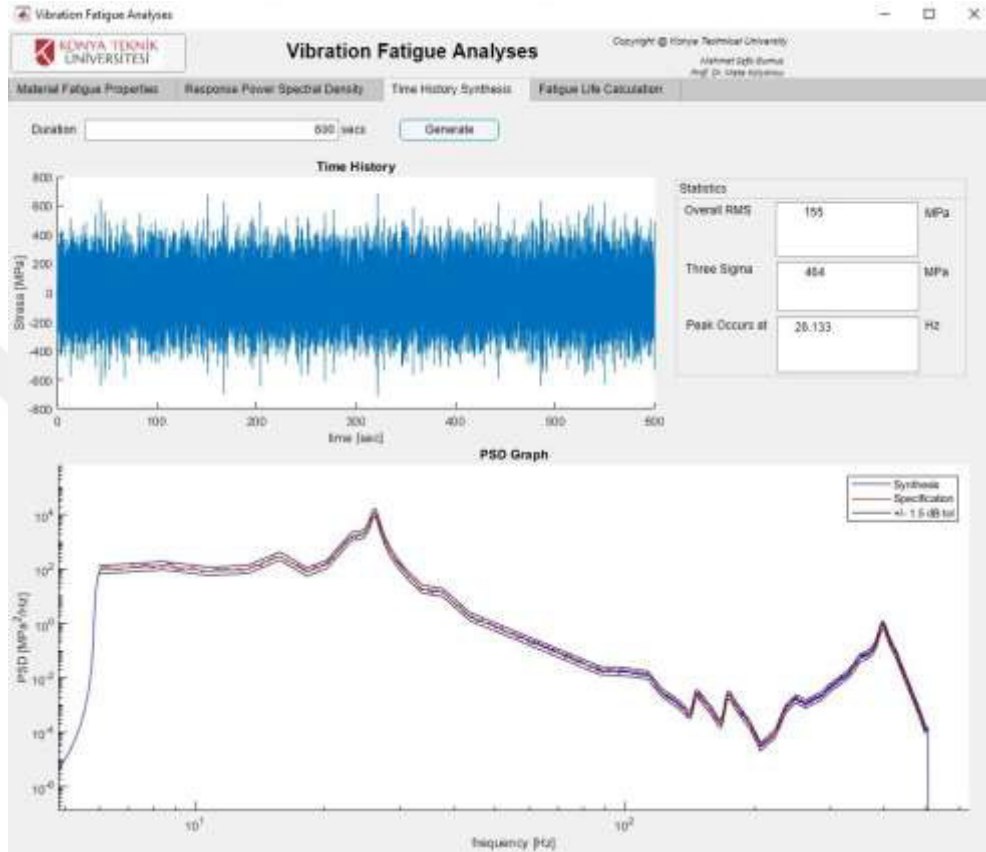
Zaman uzayında yorulma hesabı yapabilmek için gerilmelerin zaman geçmişine sahip olmak gerekmektedir. Gerilme zaman geçmişindeki çevrimler, çevrim sayma yöntemleri kısmında anlatılan yöntemlerle sayılabilmektedir. Sayılan çevrimlerin genliklerine, ortalama gerilme değerlerine göre sebep oldukları hasarlar Miner Birikimli Hasar Yöntemine göre birbirleriyle toplanarak belirli bir süre içerisindeki toplam hasar hesaplanabilir. Hesaplanan hasar oranı ile yorulma ömrü tahmin edilebilir. Gerilme geçmişi deneysel olarak elde edilebildiği gibi bir tepki güç spektral yoğunluğu grafiğine göre de sentezlenebilmektedir. Bu sebeple zaman uzayında yorulma hesabını gerilmelerin geçmişini deneysel olarak ölçmeden yapabilmek için ilk olarak tepki güç

spektral yoğunluğu grafiklerine göre gerilme zaman geçmişinin sentezlenmesi gerekmektedir.

Zaman geçmişini, st üste binmiş sinüs dalgaları olarak tanımlayabiliriz. Bu sebeple uygun frekans aralıklarıyla PSD grafiğinde ilgili frekans değeri için belirtilen gerilme değeri kullanılarak sinüs dalgaları oluşturulur. Sinüs dalgalarının fazları rastgele seçilmektedir. Sentezlenen sinüs dalgaları st üste koyularak rastgele bir zaman geçmişi elde edilebilir. Bu yöntem kullanılırken frekans aralıklarının uygun küçüklükte olması gerekmektedir. Yüksek aralıklarla az sayıda sinüs dalgası sentezlenerek oluşturulan gerilme-zaman geçmişi, referans olarak kullanılan RPSD'ye uygun olmamaktadır. Bununla beraber, çok düşük frekans adımlarıyla sinüs dalgaları sentezlense bile aynı dalgalar sürekli olarak devam ettiğ i için bir süre sonra tekrara düşerek ilgili RPSD grafiğini yine doğ ru şekilde temsil etmemektedir. Bunun sebebi ise sentezlenen sinüs dalgalarının fazlarının zaman boyunca aynı olmasından kaynaklıdır. Bu sorunu ortadan kaldırmak için sentezlenecek gerilme-zaman geçmişini farklı fazlarda ve her biri RPSD'ye uygun olarak oluşturulmuş birden fazla sinüs dalgası kombinasyonunu içeren segmentlere bölmek gerekmektedir. Bu işlemlle sinyallerin serbestlik derecesi arttırılarak referans olarak alınan tepki güç spektral yoğunluğ una uygun bir gerilme-zaman geçmişi sentezlenebilmiş olur. Hem sentezlenen sinüs dalgalarının frekans adımlarının uygun küçüklükte olması zorunluluğ unu sağlamak, hem de sinyallerin serbestlik derecesini arttırmak için gerilme-zaman geçmişinin segmentlere bölünmesi ihtiyaını karşılayabilmek amacıyla uzun süreli zaman geçmişi sentezlemek gerekmektedir. Zaman geçmişleri oluşturulduktan sonra, referans olarak kullanılan RPSD'ye uygunluğ unun kesinlikle kontrol edilmesi gerekmektedir.

Uzun süreli ve düşük frekans adımlı bir zaman geçmişi oluşturabilmek için çok fazla veri noktasına sahip olmak gerekmektedir. Ayrıca oluşturulan tüm bu verilerin çevrimleri saymadan önce tekrar işlenmesi gerekmektedir. rnek olarak bu veri noktalarının sadece tepe noktalarının ayıklanması, çok küçük genliklerin ortadan kaldırılması ve her bir aralığ ın hesaplanarak sayılması gerekmektedir. Sayma yöntemlerinde de belirtildiğ i gibi basit algoritmalarla yapılacak çevrim sayma işlemleri hataları barındırabilmektedir. Rainflow yöntemi gibi hem gerilme aralığ ı değ erini hem de ortalama genlik değ erlerini beraber kullanarak çevrimleri sayan daha karmaşık algoritmaların kullanılması gerekmektedir. Daha karmaşık algoritmaya sahip çevrim sayma yöntemleri de sentezlenen gerilme-zaman geçmişi ayıklandıktan sonra uygulanmalıdır. Tüm bu zorluklar göz önünde bulundurulduğ unda, zaman uzayında

yorulma analizi çok fazla veriye ve hesaplamaya ihtiyaç duyan daha karmaşık ve zaman alıcı bir yöntem olarak değerlendirilmektedir. Fakat tüm önemli hususlara dikkat edilerek doğru bir şekilde zaman uzayında hesaplanan yorulma ömürleri, frekans uzayında yapılan hesaplamalara göre çok daha güvenilir sonuçlar ortaya koymaktadır.



Şekil 4.20. Matlab, Yorulma Ömrü Hesaplama Programı, Gerilme Zaman-Geçmiş Sentezi

Titreşim analizleriyle hesaplanmış Tepki Güç Spektral Yoğunluğuna uygun bir şekilde gerilme-zaman geçmişi sentezleyebilmek için program içerisindeki “Time History Sythesis” (Zaman Geçmiş Sentezi) sekmesi kullanılmaktadır. Bu sekme içerisinde ilk olarak ne kadar uzunlukta bir gerilme-zaman geçmişi sentezleneceğinin ilgili bölüme girilmesi gerekmektedir. Şekil 4.20.’de zaman geçmişi sentezlemek için kullanılan sekme gösterilmiştir.

Sekme içerisinde ne kadar uzunlukta bir zaman geçmişi sentezleneceği belirlendikten sonra “Generate” butonu ile sentezleme işlemi başlatılır. Sentezleme yapılmadan önce zaman geçmişinin doğru frekans aralılarıyla yeterli segmente bölünebilmesi için Şekil 4.21.’deki ekran açılmaktadır. Bu ekran üzerinden frekans adımı ve kaç segmente bölünmüş bir zaman geçmişi sentezlenmek istendiği

seçilebilmektedir. Frekans aralıklarını ve gerilme-zaman geçmişinin kaç segmente bölüneceğini doğru belirleyebilmek için sekmede alt kısımda bulunan grafik üzerinde referans olarak alınan RPSD grafiğiyle sentezlenmiş gerilme-zaman geçmişinin PSD grafiği üst üste verilmiştir. Bu grafik kullanılarak sentezlenen zaman geçmişinin doğruluğu kontrol edilmektedir.

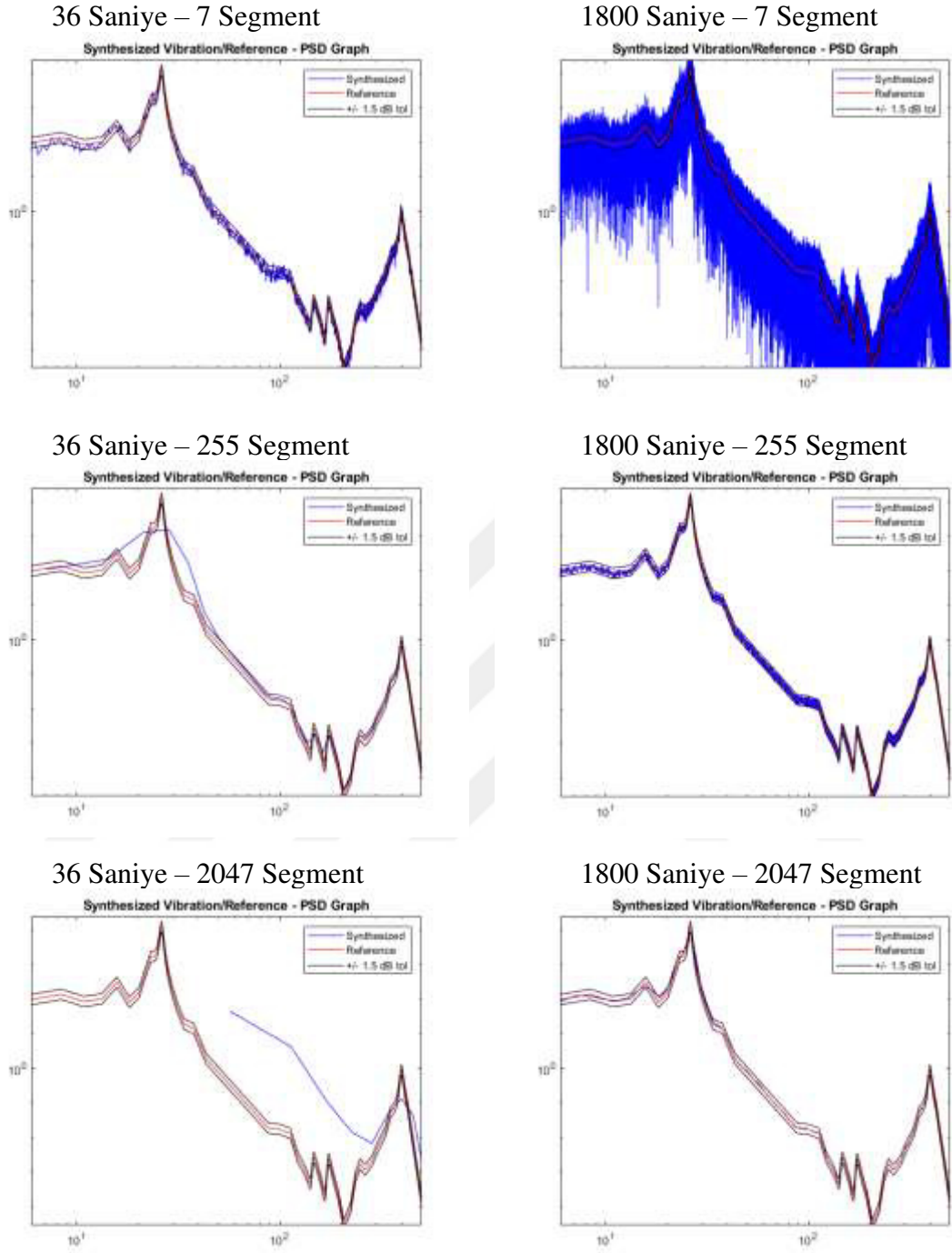
Please Slect the Number of Segments

Number of Segments	Samples per Segment	Time per Segment(sec)	df (Hz)	dof
1	32768	5.00008	0.2000	2
3	16384	2.50004	0.4000	6
7	8192	1.25002	0.8000	14
15	4096	0.62501	1.6000	30
31	2048	0.31250	3.2000	62
63	1024	0.15625	6.3999	126
127	512	0.07813	12.7998	254
255	256	0.03906	25.5996	510
511	128	0.01953	51.1992	1022
1023	64	0.00977	102.3984	2046
2047	32	0.00488	204.7969	4094
4095	16	0.00244	409.5938	8190

OK Cancel

Şekil 4.21. Matlab, Yorulma Ömrü Hesaplama Programı, Zaman Geçmişi Sentezleme Parametreleri

Zaman geçmişi oluşturulurken seçilen farklı parametrelerle oluşturulmuş zaman geçmişlerinin referans RPSD grafiğiyle karşılaştırmaları Şekil 4.22.'de parametrelerin etkilerini görebilmek amacıyla paylaşılmıştır. Sentezlenen gerilme-zaman geçmişlerinin uzunlukları ve kaç segmente bölündüğü gösterilmiştir. Grafiklerden gözlemleneceği gibi yeterli sayıda segmente bölünmediğinde tekrar eden sinüs dalgalarının frekans uzayında incelendiğinde referans RPSD'ye göre çok bozuk ve uygun olmadığı gözlemlenmektedir. Sinyallerin serbestlik derecesi düşük yani yetersiz sayıda sinüs dalgalarının kombinasyonunu içerdiğinden çok küçük frekans aralılarında çok değişken genliklerin oluştuğu görülmektedir. Diğer bir taraftan, kısa süreli sentezlenen zaman geçmişleri fazla sayıda segmente bölündüğünde frekans uzayına çevirmek için yeterli veri elde edilemeyeceğinden, frekans uzayında çözünürlüğünün düşük olduğu gözlemlenmektedir. Sonuç olarak, gerilme-zaman geçmişi sentezlenirken yeterli uzunlukta ve gerektiği kadar segmente bölünmüş olması gerekmektedir. Tez sırasında yapılan her analizde bu parametreler kontrol edilmiştir.

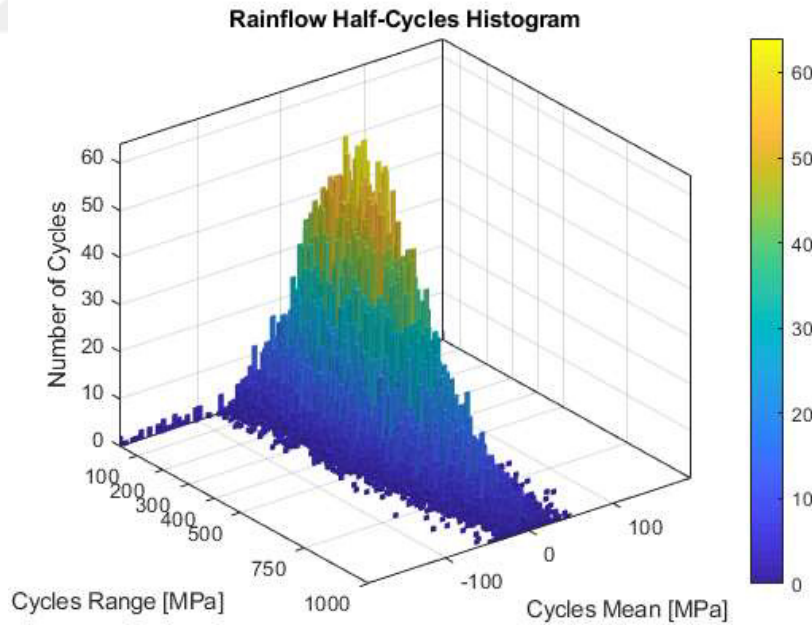


Şekil 4.22. Gerilme-Zaman Geçmişi Sentezinde Parametrelerin Etkileri

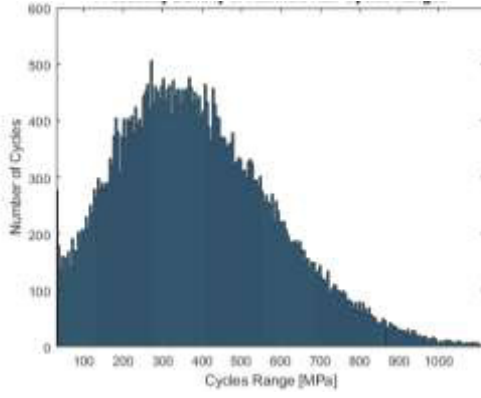
Gerilme-zaman geçmişi sentezlendikten sonra, yorulma hesabının yapıldığı sekmeden çevrim sayma yöntemi ve ortalama gerilme etkisinin hangi eğriye göre hesaplanacağı seçilerek zaman uzayında oluşturulan gerilme çevrimleri sayılarak yorulma ömrü hesaplanabilir. Zaman uzayında yorulma ömrü hesabında Palmgren-Miner Birikimli Hasar Yöntemi ne göre toplama yapılmıştır. Tez çalışmasında

hesaplanan ömürlerde, ortalama gerilme etkisi Goodman eğrisi kullanılarak hesaba katılmıştır. Zaman uzayında her bir yükleme durumu için 3 farklı eksende yorulma hesabı yapılmıştır. Hesaplanan ömürler, Sonuçlar başlığı altında frekans uzayındaki sonuçlarla beraber tablolarda gösterilmiştir.

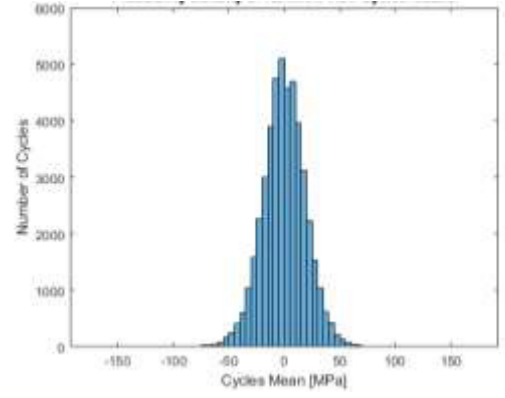
Gerilme-zaman geçmişinde Rainflow Algoritmasına göre sayım yapıldığında, her bir çevrim, genliği ve ortalama gerilme değerine göre sınıflandırılmaktadır. Dolayısıyla bu yöntemde her bir ortalama gerilme ve genlik değerine sahip çevrimlerin sayısı elde edilebilmektedir. Şekil 4.23. ve 4.24.'te muhtelif tekerlekli araçlar için boyuna yönde uygulanan yüklemeler altında sentezlenmiş gerilme-zaman geçmişinden elde edilmiş çevrimlerin sayılarını gösteren histogramlar paylaşılmıştır. Şekil 4.23.'te gösterilen grafikte hem genlikleri hem de ortalama gerilme değerine göre sayılmış yarım-çevrimlerin dağılımları üç boyutlu olarak gösterilmiştir. Grafikte genlikler ve ortalama gerilmeler 5 MPa'lık aralıklarla sınıflandırılmıştır. Genliği 30 MPa'ın altındaki gerilmeler sayılmamıştır. Tüm yükleme durumları için genliklerin ve ortalama gerilmelerin rainflow sayma yöntemine göre histogramları elde edilerek Ek-1'de ayrıca paylaşılmıştır.



Şekil 4.23. Muhtelif Tekerlekli Araçlar, Boyuna Eksen, Rainflow Yarım Çevrimlerinin Dağılımı



a) Genliklere Göre Dağılım



b) Ortalama Gerilmeye Göre Dağılım

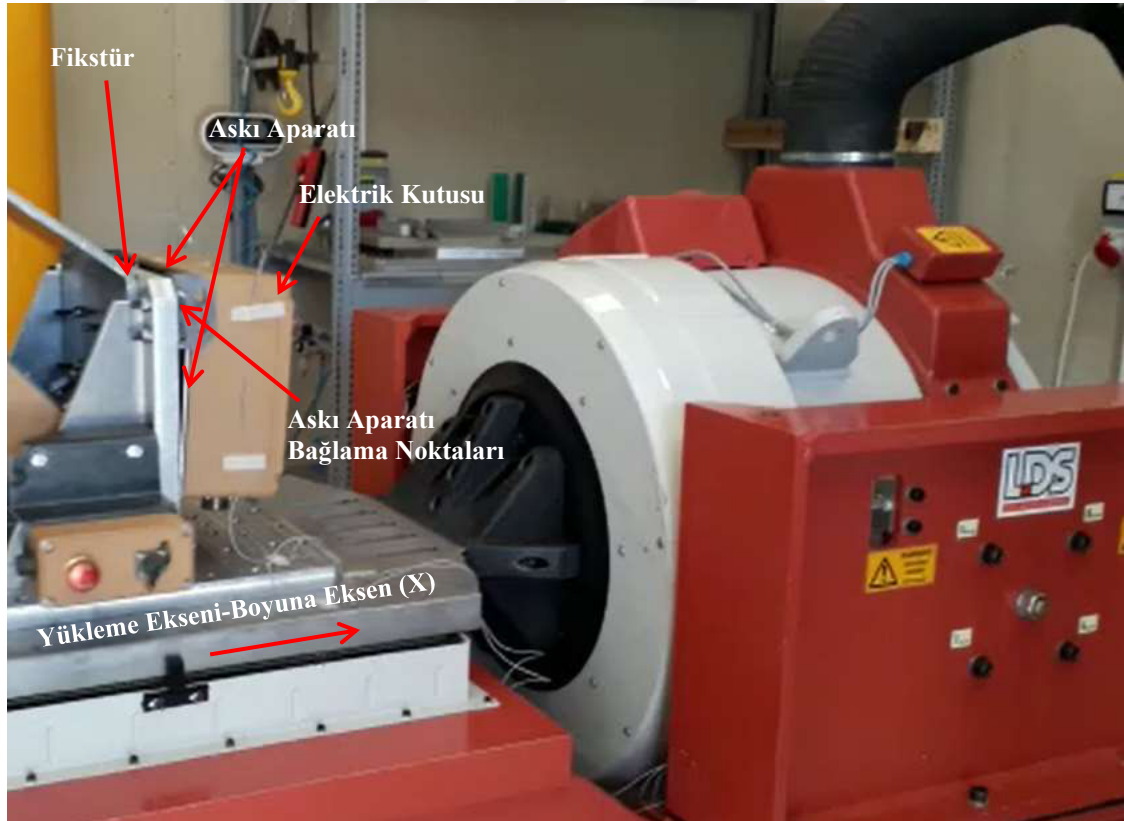
Şekil 4.24. Rainflow, Muhtelif Tekerlekli Araçlar, Boyuna Eksen, Histogramlar

4.1.6. Titreşim Testiyle Yorulma Ömrü

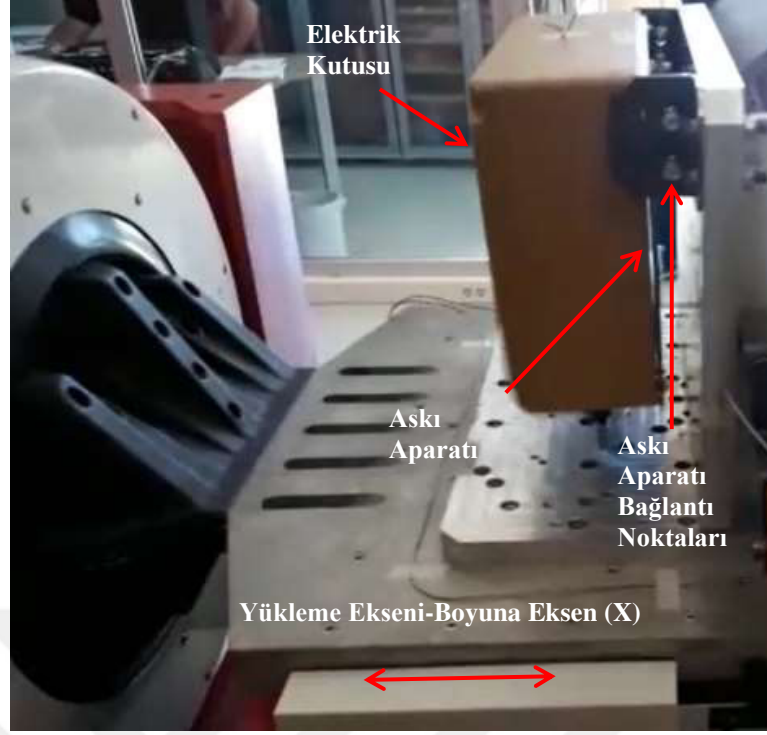
Farklı metotlarla elde edilen yorulma ömürlerini doğrulamak için analizlerde uygulanan bir yükleme altında titreşim testleri yapılarak elektrik panosu askı aparatının gerçek yorulma ömrü gözlemlenmiştir. Titreşim testlerinde, standartta PSD grafiğiyle verilen ivme değerlerini ve bu ivme değerlerine karşılık gelen hız ve yer değiştirme limitlerini sağlayabilecek bir elektro-dinamik sarsıcı kullanılması gerekmektedir. Aksi takdirde, sarsıcı standartta belirtilen ivme değerlerine, hızlara veya yer değiştirme limitlerine ulaşamadığı için istenilen özelliklerde yükleme yapılamamış olmaktadır. Bazen sarsıcılar ivme değerlerini sağladığı halde standartta belirtilenden daha düşük yer değiştirme limitine sahip olması sebebiyle de uygun olmayabilmektedir. MIL-STD-810G standardında her bir yükleme durumu için yapılacak testlerde kullanılacak sarsıcının sağlaması gereken değerler paylaşılmıştır. Sarsıcının test için uygunluğu ivme, hız ve yer değiştirme limitleriyle bağlantılı olduğu için aslında testi yapılacak olan numunenin kütlesine göre de yeterli olacak sarsıcının özellikleri değişmektedir. Kütlesi daha yüksek numuneler titreşim testine alınmak istendiğinde belirtilen ivme limitlerini sağlayabilmesi için daha fazla kuvvet üreten büyük sarsıcılara ihtiyaç duyulmaktadır. Kütlesi fazla olan parçalarda titreşim testi maliyetleri de sarsıcının büyüklüğü arttıkça katlanarak artmaktadır. Özellikle uzun test süreleri gereken ölçümlerde çok daha yüksek maliyetler oluşmaktadır. Daha düşük kütleli numunelerde istenilen ivme değerleri küçük ve az kuvvet üretebilen sarsıcılarla da sağlanabilmektedir. Fakat titreşim sırasında ivme değerleriyle oluşan hız ve yer değiştirmelerin de bazı limitlerin üzerinde olması gerekmektedir. Düşük frekanslardaki

yüksek ivmeli titreşimler çok uzun yer değiştirmelere sebep olduğu için bazen küçük parçalar içinde uzun yer değiştirme limitine sahip büyük sarsıcılar gerekebilmektedir. Dolayısıyla ihtiyacı karşılayabilecek sarsıcının seçimi hem yükleme profiline hem de test edilecek numunenin kütlesine bağlı olarak değişmektedir.

Yapılan titreşim testlerinde elektrik panosu askı aparatıyla beraber sarsıcı üzerindeki fikstüre, analizlerde sabit mesnet olarak belirlenen deliklerden bağlanmıştır. Elektrik panosu içerisinde kullanılacak ekipmanlarla beraber montajlanmıştır. Sarsıcının üzerine askı aparatını bağlamak için üretilen fikstürün doğal frekanslarının sarsıcının çalışma frekanslarıyla çakışmaması gerekmektedir. Böyle bir çakışma durumunda, sarsıcı çalışırken fikstürün doğal modlarını uyatarak rezonansa sebep olmaktadır. Rezonans halindeki fikstür ise rezonansa girdiği doğal frekansında titreşerek test edilmek istenen numuneye istenilen özelliklerdeki yüklemeyi aktaramamaktadır. Askı aparatının bağlandığı fikstürün doğal frekansları kullanılan sarsıcının çalışma frekans aralığının dışınsa kalacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 4.25. Test Düzenegi-1



Şekil 4.26. Test Düzenegi-2

Sadece, MIL-STD 810G standardında muhtelif tekerli araçlar için boyuna yöndeki yüklemeler altında titreşim testleri gerçekleştirilmiştir. Uzun test süreleri ve test maliyetleri oluşturduğu için standartta belirtilen diğer yüklemeler altında titreşim testi gerçekleştirilmemiştir. Yapılan analizler sırasında en düşük ömür muhtelif tekerlekli askeri araçların boyuna yönündeki yüklemelerde görüldüğü için testler bu yükleme altında yapılmıştır. Test düzeneğinin görseli Şekil 4.25. ve 4.26.'da verilmiştir.

Elektrik panosunun x-ekseni, araç üzerinde ki boyuna eksenle çakışacak yönde sarsıcı üzerine bağlanmıştır. Titreşim testleri sırasında numuneler sürekli kontrol edilerek hasara uğradıkları süre numunenin yorulma ömrü olarak belirlenmiştir. Toplam 6 farklı numune kullanılarak test tekrarlanmıştır. Titreşim testleriyle gözlemlenen yorulma ömürleri Çizelge 4.6'da gösterilmiştir. Analiz sonuçlarıyla karşılaştırmak için deneysel olarak gözlemlenen yorulma ömürlerinin ortalaması kullanılmıştır. Deneyde numuneler üzerinde gözlemlenen hasar analizlerde kritik nokta olarak belirlenen olası hasar noktalarında gerçekleşmiştir. Hasar almış numunenin görseli şekilde paylaşılmıştır. Deney sonucunda gözlemlenen yorulma ömrü sonuçlar kısmında analizlerle hesaplanan yorulma ömürleriyle beraber verilmiştir.

Çizelge 4.5. Titreşim Testinde Gözlemlenen Yorulma Ömürleri

Numune	Saniye	Dakika
1	1378	22.97
2	1516	25.27
3	1485	24.75
4	1447	24.12
5	1231	20.52
6	1386	23.10
Ortalama	1407	23.45



Şekil 4.27. Hasar Almış Askı Aparatı

5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

5.1 Sonuçlar

Bu çalışmada, askeri tekerlekli araçlar üzerine bağlanan bileşenlerin titreşim kaynaklı yorulma analizleri yapılmıştır. Deneysel doğrulama uygulaması olarak askeri araç üzerine bağlanan bir elektrik panosu askı aparatı kullanılmıştır. Elektrik panosu askı aparatı üzerinde zaman ve frekans uzayında titreşim kaynaklı yorulma analizleri gerçekleştirilmiş ve yapılan yorulma test sonuçlarıyla karşılaştırılarak önerilen yöntemlerin deneysel doğrulamaları yapılmıştır. Muhtelif tekerlekli araçlar için belirtilen yüklemeler altında elektrik panosu askı aparatı için hesaplanan ömürler boyuna, enine ve düşey yönlerde sırasıyla Çizelge 5.1., Çizelge 5.2. ve Çizelge 5.3.'te gösterilmiştir. Ayrıca sadece boyuna yönünde yapılan titreşim testleri ile gözlemlenen yorulma ömrü de çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. Muhtelif Tekerlekli Araçlar, Boyuna Eksende Yorulma Ömürleri

Hesaplama Yöntemi	Saniye	Dakika	Saat
NarrowBand	1.00E+03	1.67E+01	2.79E-01
Wirsching-Light	1.51E+03	2.52E+01	4.19E-01
Ortiz-Chen	1.63E+02	2.71E+00	4.52E-02
Alpha-0.75	1.09E+03	1.82E+01	3.03E-01
Tunna	9.01E+02	1.50E+01	2.50E-01
Tovo-Benasciutti (1)	1.00E+03	1.67E+01	2.79E-01
Tovo-Benasciutti (2)	1.09E+03	1.82E+01	3.04E-01
Dirlik	1.12E+03	1.86E+01	3.10E-01
Palmgren-Miner	1.13E+03	1.88E+01	3.14E-01
Deneysel	1.41E+03	2.35E+01	3.91E-01

Çizelge 5.2. Muhtelif Tekerlekli Araçlar, Enine Eksende Yorulma Ömürleri

Hesaplama Yöntemi	Saniye	Dakika	Saat
NarrowBand	2.05E+12	3.42E+10	5.70E+08
Wirsching-Light	3.01E+12	5.02E+10	8.36E+08
Ortiz-Chen	1.98E+12	3.31E+10	5.51E+08
Alpha-0.75	2.12E+12	3.53E+10	5.88E+08
Tunna	9.48E+09	1.58E+08	2.63E+06
Tovo-Benasciutti (1)	2.05E+12	3.42E+10	5.70E+08
Tovo-Benasciutti (2)	2.35E+12	3.92E+10	6.54E+08
Dirlik	2.23E+12	3.71E+10	6.19E+08
Palmgren-Miner	2.28E+12	3.80E+10	6.33E+08

Çizelge 5.3. Muhtelif Tekerlekli Araçlar, Düşey Eksende Yorulma Ömürleri

Hesaplama Yöntemi	Saniye	Dakika	Saat
NarrowBand	1.10E+05	1.83E+03	3.04E+01
Wirsching-Light	1.65E+05	2.75E+03	4.58E+01
Ortiz-Chen	1.60E+04	2.67E+02	4.45E+00
Alpha-0.75	1.25E+05	2.09E+03	3.48E+01
Tunna	1.33E+05	2.22E+03	3.70E+01
Tovo-Benasciutti (1)	1.10E+05	1.83E+03	3.04E+01
Tovo-Benasciutti (2)	1.26E+05	2.10E+03	3.50E+01
Dirlik	1.29E+05	2.15E+03	3.58E+01
Palmgren-Miner	1.39E+05	2.32E+03	3.87E+01

5.2. Değerlendirme

Her bir yükleme eksenini için elde edilen gerilmeler, yorulma hasarları ve yorulma ömürleri bu kısımda değerlendirilmiştir. Standartta belirtilen muhtelif tekerlekli araçlarda boyuna eksende maruz kalınan titreşimler altında analiz edilen yorulma ömrü diğer eksenlerde elde edilen yorulma ömürlerinden düşük olduğundan sadece bu eksende titreşim testi yapılmıştır. Yalnızca bu yükleme durumunda deneysel olarak gözlemlenen gerçek ömürle analizler sonucunda elde edilen ömürler arasında karşılaştırma yapılmıştır. Diğer yönlerdeki yüklemelerde, gerçek ömür test edilerek bulunmadığı için sentezlenmiş gerilme-zaman geçmişleri Rainflow algoritmasına göre sayılarak hesaplanan yorulma ömrü en güvenilir değer olarak kabul edilmiştir. Her bir yükleme durumu için sentezlenen zaman geçmişlerinin, rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen frekans alanındaki PSD grafikleriyle uygunluğunun kontrol edilebilmesi amacıyla zaman geçmişlerinin frekans uzayında uygunluğu Ek 2’de paylaşılan tabloda gösterilmiştir. Sentezlenen zaman geçmişleri tekrar frekans uzayına çevrilerek PSD’leri oluşturulmuş ve referans PSD grafiği üzerine koyularak karşılaştırma yapılmıştır. Tüm yüklemeler için sentezlenmiş gerilme-zaman geçmişlerinin PSD grafikleri Ek 1’de paylaşılmıştır. Ayrıca standartta yüklemelerde elde edilen yorulma ömürlerine eşdeğer olarak kabul edilen mesafe, seyahat sayısı gibi denkliklerde bu bölümde açıklanmıştır.

Muhtelif tekerlekli araçlar için boyuna yönünde uygulanan titreşimler, deneysel yorulma ömrü referans değer olarak kabul edilerek her bir metodun ömür tahmininin bağıl hataları Çizelge 5.16’da paylaşılmıştır. Bağıl hata değeri Denklem 5.1’de gösterildiği gibi hesaplanmıştır. Deney sırasında hasar alan numunelerin kırılma

noktalarının, analizlerde gözlemlenen ve üzerinden gerilme tepki güç spektral yoğunluğu alınan noktalarla aynı olduğu görülmüştür. Analizlerde yapılan tüm hesaplamalar bu noktalardan alınan verilere dayandığı için yanlış hasar noktası belirlendiğinde hatalı bir ömür hesabı yapılabilmektedir. Bu noktaların örtüştüğünü deneyde gözlemleyerek analizlerin doğru noktadan alınan verilerle yapıldığı doğrulanmıştır.

Muhtelif tekerlekli araçlar için boyuna yönünde hesaplanan ve deneysel olarak elde edilen yorulma ömürleri karşılaştırıldığında Wirsching-Light yönteminin %7,32'lik bir bağıl hata ile deneysel olarak gözlemlenen yorulma ömrüne en yakın ömrü tahmin ettiği görülmektedir. Ancak Wirsching-Light yöntemi referans değere en yakın ömrü tahmin etmiş olsa bile deneysel olarak gözlemlenen ömürden daha yüksek bir ömür tahmini yapmıştır. Deneysel sonuca yakın olmakla beraber yorulma ömrünün gerçek değerinin altında ömür tahmini yapılması analizlerle doğrulanan tasarımların güvenilirliği açısından çok önemlidir. Bu durum Wirsching-Light yönteminin bazı durumlarda gerçekte olanda daha yüksek yorulma ömrü tahmini yapabildiğini ve güvenilirliğinin sorgulanabileceği anlamına gelmektedir. Sonuçlara göre sentezlenmiş gerilme-zaman geçmişleri sayılarak kullanılan Palmgren/Miner yöntemi güvenilir bir şekilde %19.69'luk bir hata ile en yakın yorulma ömrünü önermiştir. Dirlik yöntemiyle hesaplanan yorulma ömrü de Palmgren-Miner yönteminin önerdiği yorulma ömrüne çok yakındır. Dirlik yöntemi ise %20.40'luk bir bağıl hata ile frekans uzayında hesaplama yapan yöntemler arasındaki güvenilir en yakın tahmini yapmıştır. Tovo-Benasciutti ikinci en yakın ve güvenilir tahmini yapmıştır. Ortiz-Chen'in tahmini dışında maksimum bağıl hata Tunna yönteminin önerdiği ömürde %36.53 olarak gözlemlenmiştir. Ortiz-Chen yönteminin bu yükleme altında yaptığı ömür tahmininin ise referans değerle karşılaştırıldığında çok korumacı kaldığı görülmüştür. Diğer yönlerdeki sonuçlar incelendiğinde Ortiz-Chen yönteminin dikey yöndeki yüklemelerde de korumacı tahmin yaparken enine yönündeki yüklemelerde diğer yöntemlere yaklaştığı görülmektedir. Tepki PSD grafiklerine bakıldığında enine yönünde çok sivri olmayan tepe noktalarının olduğu ve PSD grafiğinin daha düz bir profil oluşturduğu görülmektedir. Çok sivri tepe noktalarına sahip gerilme tepki spektral yoğunluklarında Ortiz-Chen yöntemi korumacı sonuçlar öneriyor olabilir.

Çizelge 5.16. Hesaplanan Ömürlerin Hataları, Muhtelif Tekerlekli Araçlar Boyuna Eksen

Hesaplama Yöntemi	Ömür (Saniye)	Bağlı Hata
Gerçek Ömür (Deneysel)	1407	0
NarrowBand	1000	% 28.93
Wirsching-Light	1510	% 7.32
Ortiz-Chen	163	% 88.42
Alpha-0.75	1090	% 22.53
Tunna	901	% 35.96
Tovo-Benasciutti (1)	1000	% 28.93
Tovo-Benasciutti (2)	1090	% 22.53
Dirlik	1120	% 20.40
Palmgren-Miner	1130	% 19.69

$$[\% BH]_i = \frac{|T_{referans} - T_i|}{T_{referans}} \quad (5.1)$$

Muhtelif tekerlekli araçlar için enine yöndeki yüklemelerde hesaplanan yorulma ömürleri zaman uzayında hesaplanan yorulma ömrüne göre değerlendirilirse Tovo-Benasciutti ve Dirlik yönteminin çok yakın sonuçlar önerdiği gözlemlenmektedir. Bu yükleme durumunda ise Tunna çok korumacı bir ömür tahmini yapmıştır. Sonuçlardan da gözlemlenebileceği gibi bazı yöntemler için farklı yükleme durumlarında yapılan tahminlerin doğruluğu değişebilmektedir. Bu sebeple bu yöntemlerin güvenilirliklerinin başka bir yöntemle daha kontrol edilmesi ihtiyacı doğmaktadır. Muhtelif tekerlekli araçlar için boyuna yöndeki yüklemelerde hesaplanan yorulma ömürleri arasında Ortiz-Chen çok korumacı bir tahmin yaparken enine yöndeki yüklemelerde diğer metotlara daha yakın bir tahmin yapmıştır. Wirsching-Light yöntemi bu yöndeki yüklemeler altında da en uzun yorulma ömrünü önermiştir. Fakat bu yönde titreşim testleri gerçekleştirilmediği için farklı metotların önerdiği yorulma ömürlerinin güvenilirliğini değerlendirmek doğru olmayacaktır.

Muhtelif tekerlekli araçlar için düşey yöndeki ömürler incelendiğinde, Ortiz-Chen dışındaki yöntemlerin birbirleriyle yaklaşık olarak yakın tahminler yaptıkları gözlemlenmektedir. Tunna, enine yöndeki yüklemelerde çok korumacı kalırken bu yöndeki yüklemelerde zaman uzayında hesaplanan ömre en yakın tahmini yapmıştır. Ortiz-Chen ise boyuna ekseninde önerdiği ömür gibi diğer yöntemler arasında yine korumacı kalmıştır.

Belirtilen yüklemeler altında elektrik panosu askı aparatı için hesaplanan yorulma ömürleri genel olarak değerlendirildiğinde, boyuna yönünde en düşük ömre sahip olduğu görülmektedir. Dolayısıyla elektrik panosu kullanılmak için tasarlandığı araç üzerine askı aparatıyla bağlandığında yorulma ömrünün boyuna yöndeki yüklemeler altında elde edilen minimum ömre eşit kabul edilmesi gerekmektedir. Ayrıca muhtelif tekerlekli araçlar için standartta belirlenen yüklemelerin her 120 dakikası 804 km'lik bir yola eşdeğer olarak belirlenmiştir. Bu eşitlik göz önünde bulundurularak yorulma ömürlerinin ne kadarlık bir yola karşılık geldiği de hesaplanabilmektedir. Boyuna yönde gözlemlenen minimum yorulma ömrüne göre aracın bu elektrik panosuyla belirtilen şartlar altında hasar oluşmadan gidebileceği yol yaklaşık olarak 157 km olarak belirlenebilir. Tabi ki elektrik panosu askı aparatı için hesaplanan ve gözlemlenen yorulma ömrü yeterli değildir ve kabul edilmez. Bu sebeple askı aparatı üzerinde tasarım değişiklikleri yapılmalıdır.

Elektrik panosu askı aparatı için en düşük ömrün boyuna ekseninde olduğu görülmüştür. Bunun sebebi askı aparatının boyuna yönünde yüklemelerin frekans bandı aralığında bulunan yüksek modal kütle katılım faktörüne sahip bir doğal frekans değerinin olması ve bu yöndeki yüklemelerde en yüksek gerilmelerin görülmesidir. Tepki güç spektral yoğunluğu grafikleri incelenirse askı braketleri için en yüksek genliklerin görüldüğü titreşim frekansının 26Hz civarındaki birinci modunun olduğu gözlemlenmektedir. Elektrik panosunun yorulma ömrünü arttırmak için birinci modunun doğal frekansının kaydırılması veya bu modun modal kütle katılım faktörünün düşürülmesi bir seçenek olarak düşünülebilir. Askı aparatının tasarımında değişiklikler yapılarak bu revizyonu sağlamak mümkün olabilir. Gerekli değişiklik bir destek federleri eklemek veya kalınlığı arttırmak olabilir. Diğer bir seçenek olarak ise daha yüksek gerilmelere dayanabilecek bir malzeme kullanmak düşünülebilir. Bunların hepsi birlikte değiştirilerek bir optimizasyon yapılması daha doğru bir tasarım revizyonu olacaktır. Çünkü örnek olarak kalınlık arttırıldığında parçanın kütlesi arttırılacaktır, kalınlığı arttırmak yerine doğru bir noktaya yerleştirilecek bir feder çok daha az bir kütle ile istenilen revizyonu sağlayabilecektir.

Yapılan tüm çalışmalar ve elde edilen sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda, zaman uzayında yapılan yorulma ömrü analizinin, fazla sayıda veriye ihtiyaç duyması sebebiyle uzun zaman almasına rağmen en güvenilir sonuçları verdiği gözlemlenmiştir. Frekans alanında hesaplama yapan yöntemler arasında ise Dirlik ve Tovo-Benasciutti yöntemleri kararlılıklarını koruyarak önerdikleri ömürlerle zaman uzayında hesaplanan

ömre genel olarak yakın değerler bulmuşlardır. Frekans uzayında yapılacak ömür hesaplarında Dirlik veya Tovo-Benasciutti yöntemlerinin güvenilir bir şekilde kullanılabileceği gözlemlenmiştir. Diğer yöntemlerin ise yükleme şekline göre değişkenlik gösterebileceği ve bazı durumlarda korumacı hatta güvenilir olmayan sonuçlar verebileceği gözlemlenmiştir.

Deneysel olarak gözlemlenen referans ömürle analizler sonucunda tahmin edilen ömürler arasındaki bağıl hata çok yüksek ve bunun sonucunda analiz sonuçları yetersiz görülebilir. Fakat deneysel olarak elde edilen maksimum ömür (1516 saniye) ve minimum ömür (1231 saniye) arasında da 285 saniyelik bir farklılık bulunmaktadır. Referans olarak alınan ömürle (1407saniye), Palmgren-Miner yöntemiyle hesaplanan yorulma ömrünün (1130 saniye) arasında ise 277 saniyelik bir fark vardır. Bu yöntemle, test tekrarları arasında gözlemlenen ömür farklılıklarından daha düşük bir yakınlıkla yorulma ömrü tahmini yapıldığı görülmektedir. Sonuç olarak, yorulma ömrünün çok düşük olduğu durumlarda yöntemlerin güvenli sonuç önerebilmesi için daha yüksek bağıl hatalarla tahmin yapmaları normal olarak karşılanabilir. Yorulma ömrü daha uzun olan bir parça üzerinde yapılacak analizlerle deneysel olarak elde edilecek sonuçlar arasında daha düşük bağıl hataların oluşacağı ayrıca test tekrarları arasındaki bağıl hatanın da daha düşük çıkacağı düşünülmektedir.

5.3. Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar

Tez sırasında yapılan çalışmalarda, MIL-STD-810G askeri standardı yüklemelerin her eksen için ayrı ayrı uygulanması gerektiğini belirttiği için tek eksen üzerinde uygulanan yüklemeler altında yorulma ömrü öneren analiz metotları incelenmiştir. Doğada maruz kalınan titreşimler çoğunlukla birden fazla eksenle rastgele bir biçimde oluşmaktadır. Birden fazla sayıda eksenle aynı anda uygulanan titreşimler altında yorulma ömrü tahmini daha karmaşık bir yapıya sahip olmasında rağmen gerçeğe daha yakın sonuçlar veren bir yaklaşımdır. Kaynak araştırmasında, son yıllarda çok eksenli rastgele yüklemeler altındaki yorulma ömürlerinin üzerinde durulduğu ve yeni yöntemlerin önerildiği görülmektedir. Bu sebeple bu alanda çok eksenli yüklemeler sonucunda oluşacak gerilmeleri, çevrimleri ve meydana getirdikleri hasarı incelemek üzerine çalışma yapmak yerinde olacaktır. Ayrıca normal dağılım özelliği göstermeyen veya durağan olmayan yüklemeler sonucunda oluşacak hasarların

ve yorulma ömrünün tahmini ile ilgili çalışmaların da bu alana katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

Titreşim kaynaklı yorulma metotları kullanılarak tasarımı yapılan ürünler üzerinde yorulma ömrünü artıracak şekilde geometrik optimizasyon çalışmaları yapılabilmektedir. Geometrik ölçüler, parçaların doğal frekanslarını ve mod şekillerini etkiledikleri için tasarımlar üzerinde yapılan boyut değişiklikleri yüklemenin frekans özelliklerine göre değişkenlik gösteren gerilme değerlerine sebep olmaktadır. Bu sebeple parçaların çalışacakları ortamda maruz kalacakları yükleme durumlarına göre geometrileri optimize edilerek daha az mod şeklinin uyarılması ve daha düşük gerilmelerin elde edilmesi sağlanabilir. Yorulma ömrü daha tasarımın ilk aşamalarında değerlendirmeye katılırsa daha uygun geometrik boyutlarla, daha dayanıklı, daha hafif ve tasarım süreci kısa süren ürünlerin tasarlanması sağlanabilir. Tez çalışması sırasında, rastgele titreşim yüklemesi altındaki bir yapının geometrik ölçüleri Taguchi methodu kullanılarak optimize edilmiştir (Gumus ve ark., 2020). Bu konuyla ilgili daha detaylı optimizasyon yöntemleri kullanılarak çalışma yapılması düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Akarsu, C., 2012, Bir Ticari Kamyon Şasisine Bağlı Parçaların Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Albert, W. A. J., 1837, Über Treibseile am Harz. Archiv für Mineralogie, Geognosie, *Bergbau und Huttenkunde*, 10, 215.
- Ariduru, S., 2004, Fatigue life calculation by rainflow cycle counting method.
- ATSB, 2019, Derailment of Acid Train 9T90, *Australian Transport Safety Bureau, Queensland*.
- Bäckstrand, A., Basheer, A. V., Godborg, F., Stervik, M., Acharya, P. M. ve Hafström, R., 2018, Fatigue analysis in case of random vibration base excitation.
- Basquin, O., 1910, The exponential law of endurance tests, *Proc Am Soc Test Mater*, 625-630.
- Benasciutti, D. ve Tovo, R., 2005, Spectral methods for lifetime prediction under wide-band stationary random processes, *International Journal of Fatigue*, 27 (8), 867-877.
- Benasciutti, D. ve Tovo, R., 2006, Comparison of spectral methods for fatigue analysis of broad-band Gaussian random processes, *Probabilistic Engineering Mechanics*, 21 (4), 287-299.
- Benasciutti, D. ve Tovo, R., 2018, Frequency-based analysis of random fatigue loads: Models, hypotheses, reality: Frequenzbasierte Analyse zufälliger Ermüdungsbelastungen: Modelle, Hypothesen, Praxis, *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 49 (3), 345-367.
- Benasciutti, D., Zanellati, D. ve Cristofori, A., 2019, The “Projection-by-Projection”(PbP) criterion for multiaxial random fatigue loadings, *Frattura ed Integrità Strutturale*, 13 (47), 348-366.
- Bendat, J. S., 1964, Probabilty functions for random responses: prediction of peaks, fatigue damage and catastrophic failures, *NASA*.
- Bishop, N., 1999, Vibration fatigue analysis in the finite element environment, *XVI encuentro del grupo español de fractura, Spain*.
- Buxbaum, O., 1966, Statistische Zählverfahren als Bindeglied zwischen Beanspruchungsmessung und Betriebsfestigkeitsversuch, *Fraunhofer-Ges. z. Förderung d. Angewandten Forschung eV*, p.
- Capponi, L., Česnik, M., Slavič, J., Cianetti, F. ve Boltežar, M., 2017, Non-stationarity index in vibration fatigue: Theoretical and experimental research, *International Journal of Fatigue*, 104, 221-230.
- Colin, B., 2017, Characterization of random Gaussian and non-Gaussian stress processes in terms of vibration fatigue, *Mechanics & Industry*, 18 (8), 809.
- Conle, A. ve Topper, T., 1979, Evaluation of small cycle omission criteria for shortening of fatigue service histories, *International Journal of Fatigue*, 1 (1), 23-28.
- Curtis, A. J. ve Lust, S., 1996, Concepts in vibration data analysis, *Shock and vibration handbook*, 22-21.
- Dirlik, T., 1985, Application of computers in fatigue analysis, *University of Warwick*.
- Eldoğan, Y. ve Cigeroglu, E., 2014, Vibration fatigue analysis of a cantilever beam using different fatigue theories, In: *Topics in Modal Analysis, Volume 7*, Eds: Springer, p. 471-478.
- Endo, T., 1974, Damage evaluation of metals for random or varying loading, *Proceedings of the 1974 Symposium on Mechanical Behavior of Materials*, 371-380.

- Fackler, W., 1972, Equivalence Techniques for Vibration Testing, SVM-9, *The Shock and Vibration Information Center, Naval Research Laboratory, United States Department of Defense, Washington DC*.
- Gao, D.-y., Yao, W.-x. ve Wu, T., 2019, A damage model based on the critical plane to estimate fatigue life under multi-axial random loading, *International Journal of Fatigue*, 129, 104729.
- Gerber, H., 1874, Bestimmung der zulässigen spannungen in eisen-constructionen, Wolf, p.
- Gharaibeh, M. A. ve Pitarresi, J. M., 2019, Random vibration fatigue life analysis of electronic packages by analytical solutions and Taguchi method, *Microelectronics Reliability*, 102, 113475.
- Gumus, M. S., Muhammed Arif, S. ve Kalyoncu, M., 2019, Vibration Fatigue Analyses of a Cantilever Beam in Transportation Based on Military Standard. International Conference on Engineering Technologies. Konya.
- Gumus, M. S., Alver, V. ve Kalyoncu, M., 2020, Geometric Optimization Of A Right Angle Bracket To Maximize The Fatigue Life Using Taguchi Method. The International Conference of Materials and Engineering Technology. Gaziantep.
- Gürel, E. G., 2015, Küresel mafsallı şasi bağlantı parçalarının test sistemi geliştirilmesi ve boşluk miktarının çalışma şartlarına olan etkisinin modellenmesi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Güvenç, M. A., 2015, Dayanıklılık ve ömür kriterlerine göre optimum tasarıma sahip süspansiyon ve direksiyon sistemi bileşenleri geliştirilmesi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Habtour, E., Cole, D. P., Riddick, J. C., Weiss, V., Robeson, M., Sridharan, R. ve Dasgupta, A., 2016, Detection of fatigue damage precursor using a nonlinear vibration approach, *Structural Control and Health Monitoring*, 23 (12), 1442-1463.
- Halfpenny, A., 2006, Accelerated vibration testing based on fatigue damage spectra, *White paper, nCode International, www. ncode. com*.
- Halfpenny, A., Kihm, F. ve Plaskitt, R., 2017, Vibration fatigue analysis of components on rotating machinery under sine and swept-sine-on-random loading, *HBM Prencsia, Technology Centre*.
- Han, Q., Li, J., Xu, J., Ye, F., Carpinteri, A. ve Lacidogna, G., 2019, A new frequency domain method for random fatigue life estimation in a wide-band stationary Gaussian random process, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 42 (1), 97-113.
- Irvine, T., 2007, A Fatigue Equivalence Method For Enveloping Nonstationary Random Vibration.
- Irvine, T., 2011, Rainflow cycle counting in fatigue analysis, *CiteSeerX*.
- Irvine, T., 2013, Miner's Cumulative Damage via Rainflow Cycle Counting, *Rn (theory)*, 1, 26.
- Kalyoncu, M., 2006, Titreşim analizi ile makina elemanları arızalarının belirlenmesi, *Mühendis ve Makina*, 47 (552), 28-35.
- Koçer, B., 2010, Vibration fatigue analysis of structures under broadband excitation.
- Kumar, S. M., 2008, Analyzing random vibration fatigue, *ANSYS Advantage*, 2 (3), 39-42.
- Lalanne, C., 2010, Mechanical vibration and shock analysis, fatigue damage, John Wiley & Sons, p.
- Lalanne, C., 2013, Mechanical Vibration and Shock Analysis, Specification Development, John Wiley & Sons, p.

- Li, F., Wu, P., Zeng, J., Liu, C. ve Wu, H., 2019, Vibration fatigue dynamic stress simulation under multi-load input condition: Application to metro lifeguard, *Engineering Failure Analysis*, 99, 141-152.
- Liu, F., Lu, Y., Wang, Z. ve Zhang, Z., 2015, Numerical simulation and fatigue life estimation of BGA packages under random vibration loading, *Microelectronics Reliability*, 55 (12), 2777-2785.
- Luo, Z., Chen, H., He, X. ve Zheng, R., 2019, Two time domain models for fatigue life prediction under multiaxial random vibrations, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 233 (13), 4707-4718.
- Machado, M., Appert, A. ve Khalij, L., 2018, Dynamic analysis of a fatigue specimen subjected to a random base excitation via spectral element method, *Proceedings of the joint ICVRAM ISUMA uncertainties conference*.
- Matsuishi, M. ve Endo, T., 1968, Fatigue of metals subjected to varying stress, *Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan*, 68 (2), 37-40.
- Miner, M., 1945, Cumulative fatigue damage, *Journal of applied mechanics*, 12 (3), A159-A164.
- Moon, S.-I., Cho, I.-J. ve Yoon, D., 2011, Fatigue life evaluation of mechanical components using vibration fatigue analysis technique, *Journal of mechanical science and technology*, 25 (3), 631-637.
- Mršnik, M., Slavič, J. ve Boltežar, M., 2013, Frequency-domain methods for a vibration-fatigue-life estimation—application to real data, *International Journal of Fatigue*, 47, 8-17.
- Mršnik, M., Slavič, J. ve Boltežar, M., 2016, Multiaxial vibration fatigue—A theoretical and experimental comparison, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 76, 409-423.
- Mršnik, M., Slavič, J. ve Boltežar, M., 2018, Vibration fatigue using modal decomposition, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 98, 548-556.
- Nelson, D. V., 1978, Cumulative Fatigue Damage in Metal, *Stanford University, California*.
- Niesłony, A. ve Böhm, M., 2012, Application of spectral method in fatigue life assessment—determination of crack initiation, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 50 (3), 819-829.
- Ogrinec, P., Slavič, J., Česnik, M. ve Boltežar, M., 2019, Vibration fatigue at half-sine impulse excitation in the time and frequency domains, *International Journal of Fatigue*, 123, 308-317.
- Ortiz, K. ve Chen, N., 1987, Fatigue damage prediction for stationary wideband random stresses, *Proceedings of the 5th International Conference on Applications of Statistics and Probability in Soil and Structural Engineering (ICASP 5)*, 309-316.
- Osgood, C. C. ve Saunders, H., 1983, Fatigue Design.
- Palmgren, A., 1924, Die lebensdauer von kugellagern, *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 68 (4), 339.
- Palmieri, M., Česnik, M., Slavič, J., Cianetti, F. ve Boltežar, M., 2017, Non-Gaussianity and non-stationarity in vibration fatigue, *International Journal of Fatigue*, 97, 9-19.
- Portugal, I., Olave, M., Urresti, I., Zurutuza, A., López, A., Muñoz-Calvente, M. ve Fernández-Canteli, A., 2019, A comparative analysis of multiaxial fatigue models under random loading, *Engineering Structures*, 182, 112-122.

- Rahman, M., Ariffin, A., Jamaludin, N. ve Haron, C., 2009, Finite element based vibration fatigue analysis for a new free piston engine component, *The Arabian Journal for science and engineering*, 34 (1B), 231-246.
- Ross, M., Stevens, B., Khan, M., Brink, A. ve Freymiller, J., 2019, Fastener Fatigue Analysis Using Time Domain Methods for Multiaxial Random Vibration, In: *Special Topics in Structural Dynamics*, Volume 5, Eds: Springer, p. 17-36.
- Schriefer, T. ve Hofmann, M., 2019, A hybrid frequency-time-domain approach to determine the vibration fatigue life of electronic devices, *Microelectronics Reliability*, 98, 86-94.
- Segalman, D. J., Fulcher, C. W., Reese, G. M. ve Field Jr, R. V., 2000, An efficient method for calculating rms Von Mises stress in a random vibration environment, *Journal of Sound and Vibration*, 230 (2), 393-410.
- Shin Y.S., L. R. W., 1983, Probability based on high-cycle fatigue life prediction. The 4th National Congress on Pressure Vessels and Piping Technology. Portland, Oregon: 73-87.
- Smith, J. O., 1942, The effect of range of stress on the fatigue strength of metals, *University of Illinois at Urbana Champaign, College of Engineering*
- Smith, R. ve Hillmansen, S., 2004, A brief historical overview of the fatigue of railway axles, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 218 (4), 267-277.
- Soderberg, C. R., 1930, ASME Transaction 52, APM-52-2, 15.
- Tovo, R., 2002, Cycle distribution and fatigue damage under broad-band random loading, *International Journal of Fatigue*, 24 (11), 1137-1147.
- Tustin, W., 1979, In wide-band random vibration, all frequencies are present, *Test*, 41 (2), 12-13.
- U.S.D.D, 2008, MIL-STD-810G Test Method Standard - Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests.
- Vantadori, S., Iturrioz, I. ve Ronchei, C., 2018, Discussion on fatigue life estimation under multiaxial random loading: Comparison between time-and frequency-domain approach, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 96, 134-145.
- Wang, Y., Serra, R. ve Argoul, P., 2019, Influence of Gaussian Signal Distribution Error on Random Vibration Fatigue Calculations.
- Webber, D., 1966, Working stresses related to fatigue in military bridges, *Proc. Stresses in Service*, 237-247.
- Wirsching, P., 1980, Fatigue reliability in welded joints of offshore structures, *International Journal of Fatigue*, 2 (2), 77-83.
- Wirsching, P. ve Wu, Y.-T., 1983, A review of modern approaches to fatigue reliability analysis and design.
- Wöhler, A., 1870, Über die festigkeitsversuche mit eisen und stahl, Ernst & Korn, p.
- Wolfsteiner, P., 2017, Fatigue assessment of non-stationary random vibrations by using decomposition in Gaussian portions, *International Journal of Mechanical Sciences*, 127, 10-22.
- Yuan, Z., Sun, L. ve Zhu, S., 2019, Research on Vibration Fatigue Life of Commercial Vehicle Stent Based on PSD Spectrum, *Journal of Physics: Conference Series*, 012077.
- Zheng, R., Chen, H., Vandepitte, D., Gallas, S. ve Zhang, B., 2019, Generation of sine on random vibrations for multi-axial fatigue tests, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 126, 649-661.

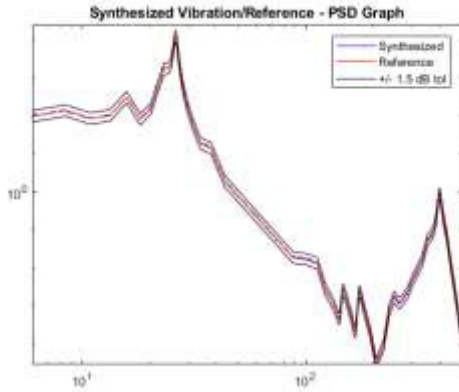
EKLER

EK-1: Sentezlenen Gerilme-Zaman Geçmişlerinden Rainflow Algoritmasına Göre Elde Edilen Yarım Çevrimlerin Dağılımları

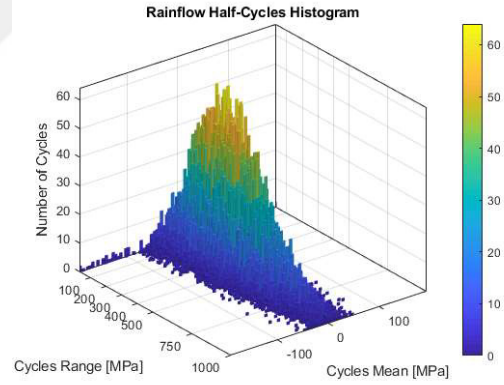
Grafiklerde, ilk sırada sentezlenmiş gerilme-zaman geçmişlerinin oluşturulurken referans alındığı PSD grafiğiyle karşılaştırılması ve rainflow yarım çevrimlerinin 3 boyutlu dağılım histogramı gösterilmiştir. Ayrıca, genlik ve ortalama gerilmeye göre 2 boyutlu olarak dağılımları da alt sırada gösterilmiştir. Tüm yüklemeler altında grafikler için açıklama eklenmemiştir. İlk yükleme durumu için eklenen açıklamalar diğer grafikler için de geçerlidir. Tüm yüklemeler için 255 segmentten oluşan 1800 saniye'lik zaman geçmişleri sentezlenmiştir. Dağılımlar hesaplanırken gerilme ve ortalama gerilme değerleri için sınıflandırma aralığı 5 MPa olarak belirlenmiştir.

Muhtelif Tekerlekli Araçlar – Boyuna Eksen

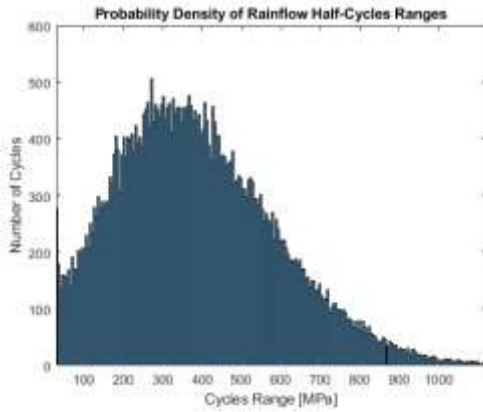
Sentezlenmiş Gerilme-Zaman Geçmişlerinin
Frekans Uzayında Kontrolü



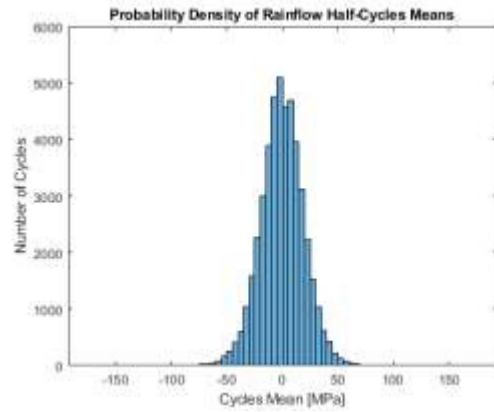
Rainflow Yarım Çevrimlerinin 3-Boyutlu
Dağılım Histogramı



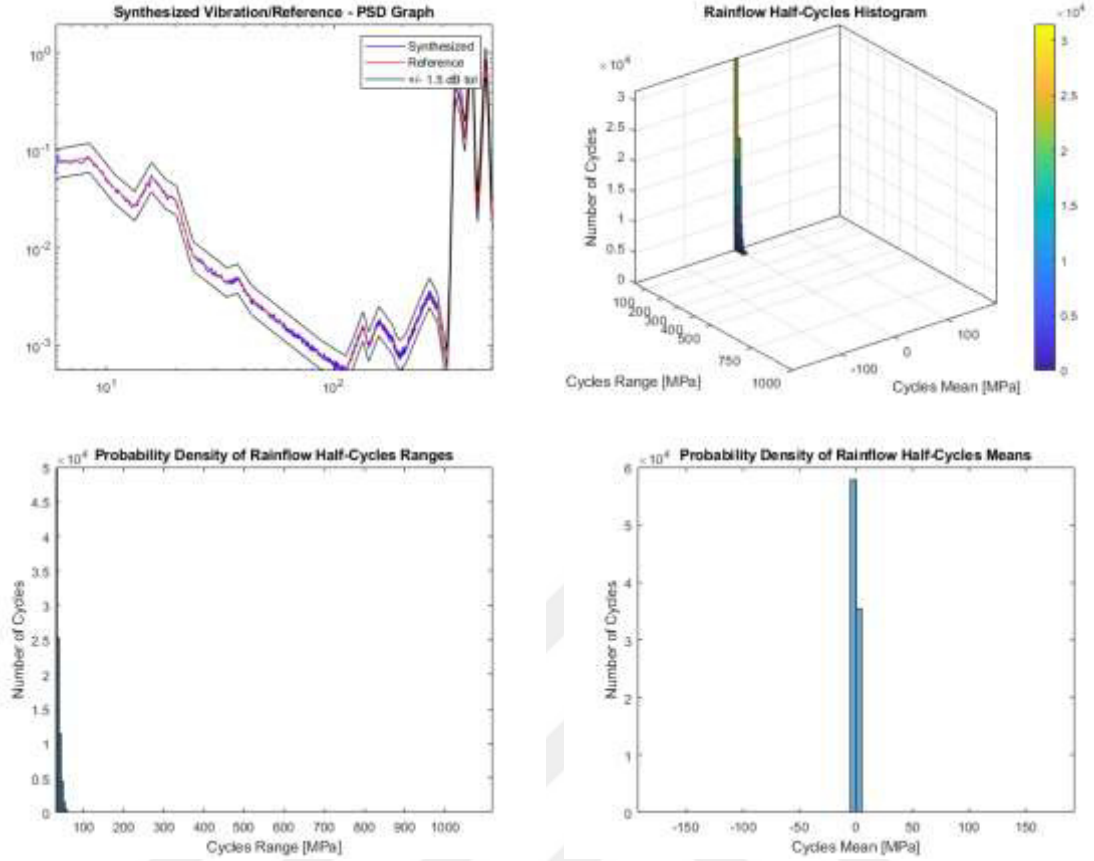
Genliklere Göre Dağılım



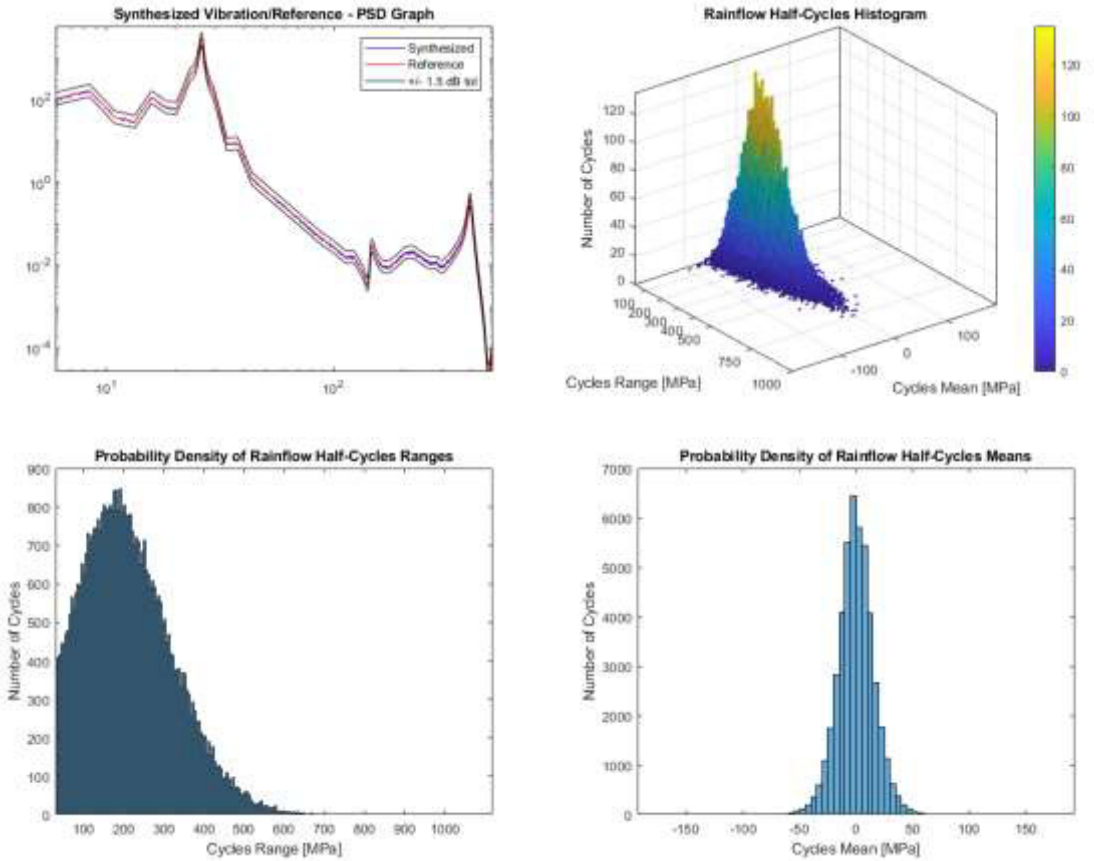
Ortalama Gerilmeye Göre Dağılım



Muhtelif Tekerlekli Araçlar – Enine Eksen



Muhtelif Tekerlekli Araçlar – Düşey Eksen



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mehmet Sefa GÜMÜŞ
Uyruğu : Türkiye Cumhuriyeti
Doğum Yeri ve Tarihi : Konya - 1993
Telefon : +90 553 479 9265
Faks : -
E-Posta : msgumus@ktun.edu.tr

EĞİTİM

Derece	Adı	İlçe	İl	Bitirme Yılı
Lise	:	Meram Anadolu Lisesi – Meram – Konya		2011
Üniversite	:	Orta Doğu Teknik Üniversitesi – Çankaya - Ankara		2016
Yüksek Lisans	:	Konya Teknik Üniversitesi – Selçuklu - Konya		Devam Ediyor
Doktora	:			

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2016	Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.	Ürün Geliştirme Mühendisi
2018	Gümüşpar Otomotiv San. Ltd. Şti.	Ürün Geliştirme Mühendisi
2019	Konya Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

UZMANLIK ALANI

Gürültü-Titreşim Analizleri, Gürültü-Titreşim Testleri, Yapısal Tasarım, Titreşim Kaynaklı Yorulma

YABANCI DİLLER

İngilizce

AKTİF PROJE

Savunma Sanayiinde Yaygın Olarak Kullanılan Çeliklerden Üretilmiş Bileşenlerin Titreşim Kaynaklı Yorulma Ömürlerinin Araştırılması, Bilimsel Araştırma Projesi, Konya Teknik Üniversitesi

YAYINLAR

- Gumus, M. S., Sen, M.A. ve Kalyoncu, M., 2019, Vibration Fatigue Analyses of a Cantilever Beam in Transportation Based on Military Standard. *International Conference on Engineering Technologies*. Konya.
- Gumus, M. S., Alver, V. ve Kalyoncu, M., 2020, Geometric Optimization Of A Right Angle Bracket To Maximize The Fatigue Life Using Taguchi Method. *The International Conference of Materials and Engineering Technology*. Gaziantep.