
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

GELİŞİGÜZEL TİTREŞİM ALTINDA ÇALIŞAN FÜZE LANÇER SİSTEMLERİNİN YORULMA ÖMÜR ANALİZİ

Burak KARAMAN

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAZİRAN 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Burak KARAMAN

28/06/2022

GELİŞİGÜZEL TİTREŞİM ALTINDA ÇALIŞAN FÜZE LANÇER SİSTEMLERİNİN YORULMA ÖMÜR ANALİZİ

(Doktora Tezi)

Burak KARAMAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2022

ÖZET

Askeri sistemler, zorlu koşullar altında uzun süreler görev yapabilen sistemlerdir. Çok farklı çevre koşullarında kendilerinden beklenilen fonksiyonu yüksek bir başarı oranıyla yapmaları gerekir. Beklenmedik durumların geri dönüşü olmayan sorunlara neden olması nedeniyle, tasarım aşamasından envantere alınmasına oradan da ömür döngüsün tamamlayana kadar her aşaması dikkatle planlanan sistemlerdir. Teknolojik gelişmelere paralel olarak geliştirilen askeri sistemlerin karmaşıklıkları da artmaktadır. Her bir sistem kendi içerisinde onlarca farklı alt sistemden oluşmaktadır. Bu kadar farklı sistemin birlikte sorunsuzca görev yapabilmesi ihtiyacın iyi bir şekilde tanımlanıp, tasarımların birlikle eşgüdümlü yürütülmesine bağlıdır. Platforma entegre edilen lançer gibi sistemler, ömürleri süresince gelişigüzel titreşimlere maruz kalırlar. Bu titreşimlerin uzun dönem etkisi sonucu mekanik yorulma gibi istenmeyen durumlarlar ortaya çıkar. Bu kapsamda askeri sistemlere entegre edilen komponentlerin yorulma davranışlarının incelenmesi; sistemin güvenilirlik ve sürdürülebilirlik açılarından önem arz etmektedir. Sistemlerin ömür döngüleri süresince envanterdeki durumları da yakından incelenmesi gerekir. Envanterdeki sistemlerin nasıl kullanıldığı , hangi yüklere maruz kaldığı, bu yüklerin tasarım dönemindeki varsayımlar ile tutarlığı, sistemin kullanımda kaldığı süre boyunca göz önüne alınmalıdır. Envanterdeki sistemlerin belirli periyotlarda kontrollerinin yapılması ve dahili sensörler ile ölçümler alınması hem sistemin bakım/onarım idamesi açısından avantaj sağlamaktadır, hem de sonraki projeler için gereksinimlerin daha doğru belirlenmesini sağlamaktadır.Tez kapsamında lançer sistemi ömür ve bakım yaklaşımları açılarından dörde bölünerek incelenecektir. Yapısal parçaların ömür analizi, sistem üzerinden alınan kısıtlı veriler kullanılarak gerçekleştirilecektir. Genellikle tek eksen zorlama için yapılan analizler üç eksen için yapılacaktır. Kısıtlı verilerden daha doğru sonuçlar elde etmek ve hasarın dağılım şeklinde tanımlayabilmek amacıyla Bootstrap ve Monte Carlo yöntemlerinin birlikte kullanarak hasar hesaplaması yapılan bir yöntem önerilecektir. Önerilen yöntemin tanımlanmasının ardından uygulaması da gerçekleştirilecektir.

Bilim Kodu	:	91422
Anahtar Kelimeler	:	Mekanik yorulma, gelişigüzel titreşimler, sonlu elemanlar yöntemi, Monte Carlo benzetimi, Bootstrap yöntemi
Sayfa Adedi	:	135
Danışman	:	Prof. Dr. Nizami AKTÜRK

VIBRATIONAL FATIGUE LIFE PREDICTION OF RANDOM LOADED STRUCTURES: A CASE STUDY OF MISSILE LAUNCHER SYSTEMS

(Ph. D. Thesis)

Burak KARAMAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2022

ABSTRACT

Military systems can operate for long periods under harsh conditions. They must perform the expected function with a high success rate in very different environmental conditions. Since unexpected situations cause irreversible problems, they are carefully planned at every stage from the design stage to the inventory. The complexity of military systems developed in parallel with technological developments is also increasing. Each system consists of dozens of different subsystems. The ability of so many different systems to work together without any problems depends on the well-defined requirements and the coordinated designs phase. Systems such as launchers are used under random vibrations throughout their lifetime. As a result of the long-term effects of these vibrations, undesirable conditions such as mechanical fatigue occur. Examining the fatigue behavior of components integrated into military systems is important in terms of reliability and sustainability of the system. During the life cycle of systems, their status in the inventory also needs to be closely examined. How the systems in the inventory are used, what loads they are exposed to, and the consistency of these loads with the assumptions during the design period should be taken into account during the system's use. Periodically controlling the systems in the inventory and data acquisition with internal sensors provide advantages in terms of maintenance/repair of the system and also provide a more accurate determination of the requirements for further projects. Within the scope of the thesis, the launcher system will be divided into four group in terms of life and maintenance approaches. The lifetime analysis of the structural parts will be performed using the limited data received from the system. Generally, analyzes are done for single axis but in this thesis, calculations will be done for three axis. In order to obtain more accurate results from the limited data and to define the distribution of the damage, proposed method includes Bootstrap and Monte Carlo methods which are used together to calculate the damage. After the completion of the proposed method, its application will also be carried out.

Science Code : 91422

Key Words : Mechanical fatigue, random vibration, finite element method, Monte Carlo simulation, Bootstrap method

Page Number : 135

Supervisor : Prof. Dr. Nizami AKTÜRK

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması kapsamında tüm bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan değerli danışmanım Prof. Dr. Nizami AKTÜRK'e, araştırma sürecinde her türlü desteği veren ve görüşleriyle yol gösteren kıymetli tez izleme komisyonu üyeleri Prof. Dr. Mehmet Arif ADLI ve Prof. Dr. Sadettin ORHAN'a, hayatımın her aşamasında her türlü zorlukta bana destek olan annem Aynur KARAMAN'a, kardeşim Büşra KALE'ye ve rahmetli babam Abdullah KARAMAN'a, tez süresince beni her koşulda destekleyen sevgili eşim Şerife Senem KARAMAN'a, son olarak da mutluluğumun kaynağı sevgili oğlum Oğuz KARAMAN'a teşekkürlerimi borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ xi

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xii

SİMGELER VE KISALTMALAR xv

1. GİRİŞ 1

2. MEKANİK YORULMA 7

2.1. Ömür Analiz Yöntemi 7

2.1.1. Gerilim Ömür Yaklaşımı 8

2.1.2. Gerinim Ömür Yaklaşımı 16

2.1.3. Hasar Tolerans Değeri Yaklaşım 16

2.2. Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi 16

2.2.1. Güç Tayf Yoğunluğu 18

2.2.2. Transfer Fonksiyonu 21

2.2.3. Zaman Ortamında Gerinim Ömür Analizi 21

2.2.4. Frekans Ortamında Gerinim Ömür Analizi 22

2.3. Gelişigüzel Titreşim Altında Çalışan Sistemlerin Yorulma Analizi 23

2.3.1. İvme Güç Tayf Yoğunluğunun Elde Edilmesi 24

2.3.2. Gerilim Güç Tayf Yoğunluğunun Elde Edilmesi 25

2.3.3. Eşdeğer Gerilimin Bulunması 26

2.3.4. Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu ve Ömür Analizi 29

Sayfa

3. DURUM TABANLI BAKIM ONARIM 33

3.1. Bakım Konseptleri 33

3.1.1. Düzeltici Bakım 34

3.1.2. Önleyici Bakım 34

3.2. Askeri Sistemlerde Durum İzleme Sistemleri: 43

4. ASKERİ STANDARTLARDA VERİ TOPLAMA VE PROFİL OLUŞTURMA 45

4.1. Askeri Sistemlerin Ömür Döngüleri 46

4.2. Titreşim Verisi Toplama ve Değerlendirme İşlemleri 47

4.2.1. Sinyal Özellikleri ve Sinyal İşleme 49

4.3. Profil Oluşturma Aşaması 55

4.3.1. İstatistiksel Yöntem 56

4.3.2. Yorulma Hasar Spekturumu 58

4.4. Test Profili Oluşturma İşlemleri 59

5. NORMAL VE NORMAL OLMAYAN DAĞILIMA SAHİP SİNYAL 61

5.1. Eşdeğer İvme Verilerinin Karşılaştırılması 61

5.2. Normal Olmayan Sinyallerin Gruplandırma Yöntemi 65

5.3. Normal Olmayan Sinyallerin Ayrıştırma Yöntemi 70

6. BOOTSTRAP YÖNTEMİ İLE PROFİL OLUŞTURMA 75

6.1. Bootstrap Yöntemi 76

6.2. Bootstrap Güvenli Aralık 78

6.3. Güvenli Aralık Yöntemi ile Profil Oluşturma 79

6.4. Serbest Uçuş Güvenli Aralık Uygulaması 83

Sayfa

6.5. Yorulma Hasar Spektrumu Güvenli Aralık Uygulaması 85

7. YORULMA HASAR HESAPLAMALARI VE UYGULAMASI..... 89

7.1. Test Parçasının Tasarımı ve Modellenmesi 90

7.2. Titreşim Testi ve Hasar Sürelerinin Belirlenmesi..... 91

7.3. Hasar Sürelerinin Hesaplanması 93

7.3.1. Modal Analizler ve Frekans Cevaplarının Elde Edilmesi..... 93

7.3.2. Frekans Cevaplarının ve Eşdeğer Gerilimin Hesaplanması..... 96

7.3.3. Eşdeğer Gerilimin Bulunması 96

7.3.4. Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi 97

7.3.5. Hasarların ve Hasar Sürelerinin Hesaplanması..... 99

8. İSTATİSTİKSEL ÖMÜR HESABI..... 101

8.1. İvme PSD'lerinin Hesaplanması..... 104

8.1.1. Verilerin Gruplama Yöntemi ile Normal Dağılıma Yakınlaştırılması..... 105

8.1.2. Güç Tayf Yoğunluk Fonksiyonunun Hesaplanması 107

8.2. Bootstrap İterasyonu 108

8.3. Monte Carlo Simülasyonu 109

8.4. Yorulma Hasarının Hesaplanması 109

8.4.1. Transfer Fonksiyonun Elde Edilmesi..... 110

8.4.2. Eşdeğer Gerilimin Hesaplanması..... 110

8.5. Bootstrap Monte Carlo Hasar Hesaplama Sonucunun Değerlendirilmesi..... 111

8.5.1. Hasar Dağılımın Hesaplanması..... 111

8.5.2. Hasar Dağılımının Veri Kümesi ile Karşılaştırılması 113

9. BOOTSTAP YORULMA HASAR İNDEKSİ YÖNTEMİ..... 119

Sayfa

9.1. Lançer Alt Sistemi Yorulma Hasar Spektrum Uygulaması 119

9.2. Yorulma Hasar Spektrumun Karşılaştırılması 122

10. SONUÇ VE ÖNERİLER 123

KAYNAKLAR 125

ÖZGEÇMİŞ 134

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 2.1. Maksimum normal ve kayma gerilmesi katsayıları 27

Çizelge 5.1. İvme veri toplama özellikleri. 65

Çizelge 5.2. Grup Bilgileri 67

Çizelge 5.3. Grupların kurtosis değerleri. 69

Çizelge 6.1. İvme veri toplama özellikleri. 80

Çizelge 7.1. Hasar süreleri 93

Çizelge 7.2. Hasar süreleri 98

Çizelge 8.1. Grupların Kurtosis değerleri. 105

Çizelge 8.2. İvme grupları 105

Çizelge 8.3. İvme grupları 106

Çizelge 8.4. Kurtosis değerleri 106

Çizelge 8.5. Kurtosis değerleri 114

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. İdeal yükleme çevrimi. 8

Şekil 2.2. Ortalama gerilim etkisi. 9

Şekil 2.3. Değişken genlikli yüklemeler. 10

Şekil 2.4. İdeal S-N eğrileri. 12

Şekil 2.5. Standart formdaki malzemenin S-N eğrisi 12

Şekil 2.6. Yağmur damlası çevrim sayma metodu. 15

Şekil 2.7. Zaman ve frekans ortamı. 17

Şekil 2.8. Sıfır geçiş ve tepe değeri..... 19

Şekil 2.9. Güç tayf yoğunluğu momentleri. 20

Şekil 2.10. Zaman ortamında yorulma ömür hesabı. 22

Şekil 2.11. Frekans ortamında yorulma ömür hesabı. 22

Şekil 3.1. Bakım sınıflandırması..... 34

Şekil 3.2. Ömür döngüsü hata durumu. 36

Şekil 3.3. Kestirimci bakım hata oranları 37

Şekil 3.4. Klasik bakım ve kullanım durumlu bakım konsepti. 39

Şekil 3.5. Kullanım süresi ve ömür ilişkisi. 40

Şekil 3.6. Kestirimci bakım durum tabanlı yaklaşım. 40

Şekil 3.7. Tahmin Analiz Yaklaşım..... 42

Şekil 3.8. Hibrit Yaklaşım 43

Şekil 4.1. Ömür döngüsü. 47

Şekil 4.2. Fourier Dönüşümü. 50

Şekil 4.3. Hann Pencereleme fonksiyonu. 52

Şekil 4.4. Üst Üste Binme. 52

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.5. Normal dağılım. 54

Şekil 4.6. Çarpıklık 54

Şekil 4.7. Basıklık. 55

Şekil 4.8. MIL STD 810 bir olayın PSD grafiği. 57

Şekil 4.9. MIL STD 810 olayların PSD birleştirilmesi [1]. 58

Şekil 5.1. İvme zaman grafiği. 62

Şekil 5.2. Güç tayf yoğunluk grafiği. 63

Şekil 5.3. Normal ve normal olmayan ivmelerin karşılaştırılması. 63

Şekil 5.4. Normal ve normal olmayan ivmelerin PSD'lerinin karşılaştırılması. 64

Şekil 5.5. İvme zaman verisi 66

Şekil 5.6. Örneklem uzunluklarının kurtosis değerleri 68

Şekil 5.7. Gruplandırılmış ivme verisi. 69

Şekil 5.8. Grupların çevrim sayışları. 70

Şekil 5.9. İvme verisi. 71

Şekil 5.10. İvme Verisi ile Normal Dağılım Karşılaştırılması. 72

Şekil 5.11. İvmelerin olasılık yoğunluk dağılım grafiği. 74

Şekil 6.1. Bootstrap yöntemi. 78

Şekil 6.2. Otuz dakikalık ilk on grubun ivme güç yoğunluğu. 80

Şekil 6.3. Otuz Dakikalık Verinin İvme Güç Yoğunluğu. 81

Şekil 6.4. Otuz Dakikalık Veri Bootstrap güvenli aralık uygulaması. 82

Şekil 6.5. Seçilen grup sayısına göre hata yüzdesi değişimi. 83

Şekil 6.6. Serbest uçuş profili. 84

Şekil 6.7. Serbest uçuş profili güç tayf yoğunluğu. 84

Şekil 6.8. Serbest uçuş profili güvenli aralık. 85

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.9. Hasar indeksi. 86

Şekil 6.10. Hasar indeksi %90 güvenli aralık limitleri. 86

Şekil 6.11. YHS %90 güvenli aralık limitleri hesaplanan güç tayf yoğunluğu grafiği. 87

Şekil 7.1. Test parçası için uygulanan işlem adımları. 90

Şekil 7.2. Test parçası ve fikstür tasarımı 91

Şekil 7.3. Titreşim test düzeneği..... 92

Şekil 7.4. *y* eksenindeki birinci doğal frekans. 92

Şekil 7.5. Doğal frekanslar..... 94

Şekil 7.6. En yüksek gerilim değeri ve ağ büyüklüğü 95

Şekil 7.7. Sönümleme Değeri 95

Şekil 7.8. Transfer fonksiyonu. 96

Şekil 7.9. Eşdeğer gerilim PSD'leri. 97

Şekil 7.10. Al 6061-T6 S-N eğrisi. 98

Şekil 8.1. Birikimli hasar ömür grafiği 102

Şekil 8.2. Yorulma hasarı istatistiksel yöntemi. 103

Şekil 8.3. Üç eksen ivme zaman grafiği 104

Şekil 8.4. Üç eksen grupların PSD grafikleri. 107

Şekil 8.5. Bootstap ile türetilen PSD'ler. 109

Şekil 8.6. Transfer fonksiyon. 110

Şekil 8.7. Eşdeğer gerilim PSD grafiği. 111

Şekil 8.8. Hasar olasılık dağılım grafiği. 112

Şekil 8.9. Birikimli hasar olasılık dağılım grafiği. 113

Şekil 8.10. 1200 saniyelik ivme zaman grafiği. 114

Şekil 8.11. 150 saniye birikimli hasar olasılık dağılım grafiği 115

Şekil **Sayfa**

Şekil 8.12. 300 s. veri için hasar olasılık dağılım grafiği 116

Şekil 8.13. 300 s. veri için birikimli hasar olasılık dağılım grafiği 117

Şekil 9.1. Alt sistem transfer fonksiyonu..... 120

Şekil 9.2. İvme verisi (450 s.)..... 120

Şekil 9.3. Güç tayf yoğunluk grafiği..... 121

Şekil 9.4. Hasar indeks (450 saniye)..... 121

Şekil 9.5. Hasar indeks karşılaştırması 122

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
b	Basquin Sabiti
C	Kovaryas Değeri
E[0]	Sıfır Geçiş Sayısı
E[D]	Beklenen Toplam Hasar
E[P]	Tepe Sayısı
f	Frekans
g	Yerçekimi İvmesi
G(f)	Güç Tayf Yoğunluğu
$\mathbf{G_{\sigma}}$	Gerilim Cevabı
$\mathbf{G_{nn}}$	İvme Güç Tayf Yoğunluğu
K	Malzeme Sabiti
$\mathbf{m_n}$	Güç Tayf Yoğunluğu Momentleri
n	Uygulanan Çevrim Sayısı
N	Yorulma Ömür Değeri
$\boldsymbol{p(S)}$	Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu
$\mathbf{S_a}$	Salınım Genliği
$\mathbf{S_m}$	Ortalama Gerilim
$\mathbf{S_{mak}}$	En Yüksek Salınım Genliği
$\mathbf{S_{min}}$	En Düşük Salınım Genliği
$\mathbf{S_r}$	Toplam Genlik
$\mathbf{S_u}$	Kopma Gerilimi
$\mathbf{S_y}$	Akma Gerilimi
R	Gerilim Oranı
R(t)	Güvenilirlik Değeri
T	Süre (s.)
TF(f)	Transfer Fonksiyonu

Simgeler	**Açıklamalar**
$\boldsymbol{\sigma_n}$	Eksenlerdeki Gerilim
$\boldsymbol{\gamma}$	Düzensizlik Faktörü
$\boldsymbol{\eta}$	Ölçer Parametresi
β	Şekil Parametresi
ξ	Sönümleme Oranı

Kısaltmalar	**Açıklamalar**
KB	Kestirimci Bakım
PDF	Probability Density Function
PSD	Power Spectrum Desity
RMS	Root Mean Square

1. GİRİŞ

Askeri sistemler, zorlu koşullar altında uzun süreler görev yapabilen sistemlerdir. Çok farklı çevre koşullarında kendilerinden beklenilen fonksiyonu yüksek bir başarı oranıyla yerine getirmeleri gerekir. Beklenmedik durumların geri dönüşü olmayan sonuçlara neden olması nedeniyle, askeri sistemler, tasarım aşamasından envantere alınmasına oradan da ömür döngüsün tamamlayana kadar her aşaması dikkatle planlanan sistemlerdir. Teknolojik gelişmelere paralel olarak geliştirilen askeri sistemlerin karmaşıklıkları da artmaktadır. Her bir sistem kendi içerisinde onlarca farklı alt sistemden oluşmaktadır. Bu kadar farklı sistemin birlikte sorunsuzca görev yapabilmesi ihtiyacın iyi bir şekilde tanımlanıp, tasarımların birlikle eşgüdümlü yürütülmesine bağlıdır.

Askeri sistemler farklı ortamlarda görev yaptıklarından çok farklı çevre koşuluna maruz kalırlar. Bu etkilerden en önemlilerinden biri titreşimdir. Özellikle platforma entegre bir şekilde görev yapan sistemler, görevleri boyunca titreşim altında çalışırlar. Titreşimler sistemlerin görev yapmasına zorlaştırırken aynı zamanda uzun dönem etkileri olarak sistemlerin mekanik olarak yorulmalarına da neden olurlar. Bu nedenler her bir askeri sistem için ömrü boyunca maruz kalacağı titreşimler ve maruz kalma süreleri tasarım döneminde belirlenir. Askeri platformlara entegre sistemlere etkiyen titreşimler genellikle gelişigüzel titreşimlerdir. Gelişigüzel titreşimlerin deterministtik ifade edilememesi nedeniyle istatistiksel olarak ifade edilirler.

Lançer sistemleri, askeri platforma entegre edilerek üzerindeki mühimmatın güvenli bir şekilde taşıması ve fırlatılmasında görev alan sistemlerdir. Günümüzde mühimmatların farklı platformlardan kullanılabilmesi nedeniyle lançerler de çok farklı platformlarda görev yapabilmektedir. Hatta geliştirilen yeni lançerler hem kara, hem hava araçlarından kullanılabilir özelliktedir. Bu esneklik, kullanıcı ve idame personele büyük bir avantaj sağlarken, lançerlerin ve mühimmatların daha geniş gereksinimler doğrultusunda görev yapabilir olmasını gerektirmektedir. Özellikle hava ve kara aracı gibi çok farklı çevre koşullarına sahip iki farklı platformda da görev yapılabilir olması lançerlerin tasarımlarının ve testlerinin dikkatlice yapılabilmesine bağlıdır. Geliştirme projelerin başında tanımlanan çevre koşulları, kullanılan platforma özgü tanımlanabileceği gibi genellikle daha kapsayıcı olan askeri standartlar ile tanımlanır [1]. Bu gerekenimler doğrultusunda tasarım faaliyeti ve doğrulama faaliyetleri tamamlanarak sistem envantere alınır. Sistemlerin ömürleri

boyunca faal kalabilmesi için bakım onarım faaliyetleri yürütülür. Bu faaliyetler önceden belirlenen faaliyetlerdir. Ancak her ne kadar geniş bir güvenilirlik oranı ile tanımlansa da envanterdeki her ürünün farklı zorlamalara maruz kalması sebebiyle istenmeyen ve sistemi gayri faal durumda bırakan sorunlar olabilmektedir. Tez kapsamında yapılan çalışma ile sistem üzerinden belirli zamanlarda toplanan veri ile ömür tahmini gerçekleştirilecektir.

Konunun tanımı

Lançer sistemi ömür döngüsü süresince maruz kalacağı titreşim etkileri göz önüne alınarak tasarlanır. Bu titreşim seviyeleri askeri standartlarda tanımlanan profillerdir ya da platform üzerinden veri toplanarak elde edilir. Ancak kısıtlı bir süre boyunca toplanan verinin tüm ömür döngüsü boyunca maruz kalacağı etkileri göstermesi her durumda mümkün olmamaktadır.

Lançer Sistemi bakım/onarım açısından dört kısımda incelenebilir:

i. Lançer ömrünü belirleyen parçalar: Lançerin ana yapısını oluşturan gövde gibi parçalardır. Sistemin geri kalanı bu yapı üzerine monte edilerek kullanılır. Genellikle metal malzemeden üretilmişleridir. Değişimi çok maliyetli olacağından çoğunlukla değişim işlemleri gerçekleştirilmez. Lançerin ömrünü doğrudan belirleyen yapılardır.

ii. Değiştirtilebilir ömürlü parçalar: Lançerin mühimmat rayı ya da ana gövde üzerindeki taşıyıcı yapılarıdır. Lançer ömründen bağımsız olarak ömür tanımlanabilir. Bu gruptaki parçalardan ömrü dolanlar yenisi ile değiştirilerek lançerin görev süresi devam ettirilebilir.

iii. Elektronik Ekipmanlar: Lançer sistemi içerisinde bazı yapılar alt sistem olarak kendi gereksinimlerine göre tasarlanıp, doğrulanıp doğrudan lançere entegre edilerek kullanılırlar. Bu yapıların mekanik ve yapısal tasarım detayları bilinmediğinden ömür değerlendirmesi yapmak güçtür. Her ne kadar kendi yapısal bütünlükleri olması nedeniyle diğer mekanik yapılara göre kolaylıkla değiştirilebilir üniteler olsalar da beklenmeyen hatalar lançerin gayri faal duruma düşmesine neden olur.

iv. Yapısal Olmayan Parçalar: Lançer üzerinde aerodinamik akışı düzenlemek ya da görsel olarak kullanılmak için tasarlanan kapak ve ince cidarlı elemanlar ile kelepçe, tutamak gibi hazır ürünler bu grupta değerlendirilebilir. Daha çok görsel ihtiyaçları karşılayan ve yapısal olmayan bu parçaların hasarlanması halinde sistem zarar görmez, lançer faal durumunu sürdürür. Böyle bir durumda hasar alan parça yenisi ile değiştirilir.

Tez kapsamında önerilen yöntem ile ilk üç gruptaki elemanların ömür tahminlerinin yapılması sağlanmaktadır.

Araştırmanın amacı

Askeri sistemlerin bakım onarım faaliyetleri incelendiğinde genellikle belirlenen bakım yaklaşımlarının, sistemleri kendilerine özgü durumlar değerlendirilmeden tüm sistemlere uygulandığı görülmektedir. Ancak envanterde bulunan her bir sistem kendisine özgü titreşim zorlamalarına maruz kalır. Gerçekleştirilen bu tez ile askeri platformlara entegre lançer sistemlerinin belirli periyotlarda toplanan kısıtlı veriler ile ömür analizlerinin daha gerçekçi yapılması amaçlanmıştır. Ayrıca önerilen yöntem doğrultusunda elde edilecek olan hasar dağılımının gelişigüzel titreşim zorlamaları altında çalışan sistemlerin değerlendirilmesinde daha uygun olduğu düşünülmektedir.

Varsayımlar

Lançerler görev süresi boyunca farklı çevresel etkilere maruz kalırlar. Bunlar askeri standartlarda tanımlanmış koşullardır [1, 2]. Tez kapsamında mekanik yorulmaya neden olan titreşim zorlamaları göz önüne alınacaktır. Sıcaklık, nem vb. koşullar farklı çalışmaların konusu olduğundan tez kapsamındaki çalışmalara dâhil edilmemiştir.

Parçaların hasar analizleri gerçekleştirilirken kullanılan parametreler genellikle sabit bir değerde bulunmazlar. Aynı partide üretilen parçaların bile fiziksel ve yapısal özellikleri küçük de olsa farklılık gösterir. Bu nedenle sistemlerin ömür analizlerinde kullanılan parametrelerin değerlerinin belirlenmesi önemlidir. Sistemin ömür analizlerinin hesaplamasında en çok etkili olan parametreler; parçanın malzemesi, geometrisi ve görev süresinde etkiyen zorlamalardır. Gelişen teknoloji sonucunda lançeri oluşturan parçaların

üretimi neredeyse aynı ölçüsel hassasiyetle gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle tez kapsamında geometrik farklılıklar göz önüne alınmamıştır.

Lançeri oluşturan malzemelerde üründen ürüne farklılık gösterebilmektedir. Ancak askeri standartlar doğrultusunda kullanılan malzemelerin, partiden partiye değişiminin çok az olduğu varsayılarak tez kapsamında malzeme özelliklerinin de değişimi göz önüne alınmamıştır.

Tez kapsamında gerçekleştirilecek lançer analizlerinde, sistemin faal olduğu sürece etkileneceği titreşim zorlamaları her sisteme özgü olduğu ve bir dağılım gösterdiği kabul edilecektir. Önerilen yöntemler ile kısıtlı miktardaki titreşim verileri kullanılarak, sistemin farklı bileşenleri hakkında değerlendirmeler yapılmasına imkân sağlanması amaçlanmaktadır. Askeri platformlar üzerinden toplanan verilerin durağan olduğu kabul edilmektedir. Toplanan ivme verilerinin normal dağılıma sahip olup olmadığı incelenecek ve literatürde bulunan normal dağılıma yaklaşma yöntemleri kullanılacaktır [3, 4]. Tez kapsamında önerilen yöntemin sistemlerin karmaşıklıklarından daha az etkilenmesi ve işlem miktarını sınırlı tutmak için analizi gerçekleştirilen parçaların lineer olduğu varsayılmıştır.

Sınırlılıklar

Parçaların, titreşim hasarları parça üzerinde oluşan mikroskobik çatlaklar ile başlamaktadır [5]. Bu çatlakların oluşumlarının incelenebilmesi ve değerlendirilebilmesi için hassas görüntüleme cihazlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmalarda parçaların hasar miktarları görüntüleme cihazları ile değil, doğal frekansın kayması ile değerlendirilecektir.

Tez kapsamında kullanılacak bazı veriler askeri platformlar üzerinden toplanmıştır. Sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilen parçaların bir kısmı askeri sistem elemanlarıdır. Bu verilerin tezde direkt kullanılması ile oluşabilecek gizlilik durumların önüne geçmek için sonuçların seyrini etkilemeyecek şekilde veriler üzerinde manipülasyon yapılmıştır. Bunlar daha çok verilerin belirli bir sayı ile çarpılması şeklindedir. Benzer bir yaklaşımla yapısal parçaların transfer fonksiyonu, frekans cevabı gibi değerlerinin grafikleri birimsiz şekilde oluşturulmuştur.

Tanımlar

Çalışma kapsamında açıklanmasının faydalı olacağı düşünülen bazı kavramlar aşağıda tanımlanmıştır:

Çevrim Sayısı: Değişken zorlamalar sonucunda ortaya çıkan yükleme sayısıdır.

Kritik Bölge: Yorulmanın ve çatlak oluşumunun ilk başta başlaması beklenilen yüksek gerilim değerleri içeren bölgedir.

Ömür Döngüsü: Askeri bir sistemin envantere alınmasından ömrünü tamamlayıncaya kadar geçen sürede karşılaşması öngörülen durumların tamamıdır.

Dayanıklı Olma: Sistemlerin maruz kalma süresi boyunca görev yapması beklenmeyen ancak sonrasında işlevselliğinin korunması beklenilen durumudur.

Görev Yapabilme: Tanımlanan koşullar altında görev yapılmasının beklendiği durumlardır.

2. MEKANİK YORULMA

Titreşim zorlamalarına maruz kalan sistemler, akma dayanımlarının çok daha altındaki gerilimlerde hasara uğrayabilirler. Bu nedenle titreşimlerin etkilediği sistemlerin yapısal değerlendirilmeleri sadece statik koşullar için değil titreşim yorulması için de gerçekleştirilmelidir. Bu bölümde mekanik yorulmalar hakkında genel ifadelerden bahsedilecek, farklı yaklaşımlar ve eşitlikleri verilecektir.

2.1. Ömür Analiz Yöntemi

Titreşim altında çalışan parçaların yorulma hasarları genellikle bir bölgede oluşan çatlağın hasara neden olacak şekilde ilerlemesi ile gerçekleşmektedir. Yani hasarın oluşabilmesi için çatlak başlangıç ve ilerleme olarak iki durumun birbirini takip edecek şekilde meydana gelmesi gerekmektedir.

Çatlak oluşma ve ilerleme süreleri; çalışma yüklerine, çalışma koşullarına, kuvvetlerin gelişigüzel olup olmamasına ve malzeme özelliklerine göre farklılık göstermektedir. Sünek malzemelerde çatlak ilerlemesi uzun bir süre alırken, kırılgan malzemelerde çatlak ilerlemesi çok kısa sürede gerçekleşir ve hasar meydana gelir [5]. Bu nedenle yorulma hasarı incelenirken çalışma koşullarının yanında malzeme özellikleri, çentik durumu vb. parametreler de dikkatle incelenmelidir.

Malzemedeki yorulma yaklaşımları çatlak başlama ve ilerleme durumlarına göre genellikle iki başlık altında incelenir:

1- Çatlağın Başlaması
2- Çatlağın İlerlemesi

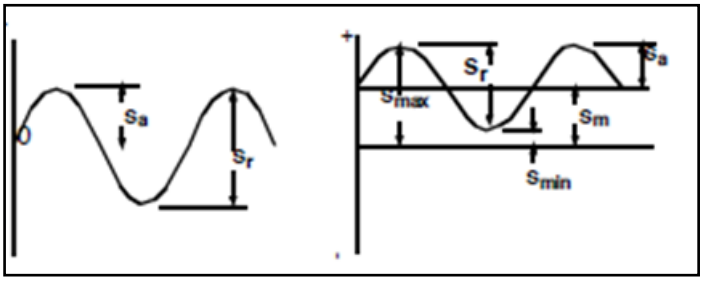
Genel mühendislik uygulamalarında ve askeri sistemlerde genellikle çatlak başlama yaklaşımı esas alınmaktadır. Bu yaklaşımda malzemenin hasar durumu ve ömrü, çatlak oluşturmayacak gerilim ve gerinim değerleri ile sınırlıdır. Kritik bölgedeki gerilim veya gerinimin esas alınmasına göre iki farklı değerlendirme yöntemi mevcuttur.

Çatlağın başlaması sonrası ömür analizi için çatlağın ilerlemesi yaklaşımı uygulanır. Buradaki amaç çatlağın ilerlemesinin değerlendirilmesidir. Çatlağın başlaması ve ilerlemesi sonrasındaki analizler için, çatlak hasar tolerans yaklaşımı bulunmaktadır. Bu yaklaşımda çatlağın oluştuğu ve ilerlediği kabul edilir. İlerleme miktarı için bir tolerans değeri belirlenir ve ilerlemenin bu değer ile ilişkisi göz önüne alınır. Hasar Tolerans değerlerinin belirlenmesinde kırılma mekaniği hesaplamaları kullanılır.

2.1.1. Gerilim Ömür Yaklaşımı

Gerilim ömür yaklaşımı; parça üzerindeki kritik bölgedeki gerilimlerin, malzemenin akma dayanımının altında kaldığı durumlar için uygulanabilir bir yaklaşımdır. Bu tür durumlarda yorulmanın nedeni yüksek çevirim oranına sahip gerilimlerdir. Yani kritik bölgelerdeki gerilimlerin genlik değerleri görece düşük ama çevrim sayıları fazladır. Gerilim Ömür yönteminin gerilimlerin akma değerini geçtiği bölgede kullanılması uygun değildir. Bu tarz durumlarda gerinim ömür analizi uygulanmalıdır.

Bir noktaya etkiyen gerilimin pozitif ve negatif değerlerinin eşit olduğu sinüzoidal yükleme bir çevrim olarak ifade edilir. İdeal bir yüklemedir. Genellikle sabit hızda ve sabit yüklemede çalışan motor şaftları üzerinde bulunan ve Şekil 2.1'de verilen gerilimler bu şekildedir [5].



Şekil 2.1. İdeal yükleme çevrimi.

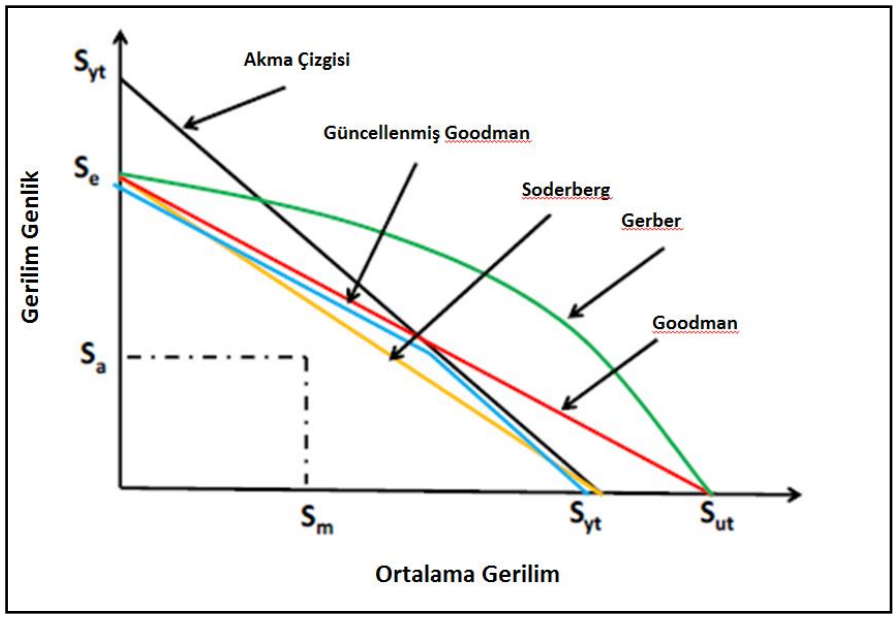
Şekil 2.1.'de S_a salınım genliği, S_r ise toplam genliği göstermektedir. Titreşim uygulamalarında ideal gerilim çevrimi çok karşılaşılan bir yükleme çeşidi değildir. Uygulamalarda gerilimlerin salınımı sıfır değeri etrafında değil, belirli bir değer etrafında olur. Bu değer S_m ile gösterilir ve ortalama gerilim değeri olarak adlandırılır. Bu değer

üzerine uygulanan gerilim ile elde edilen en yüksek gerilim değeri S_{mak}, elde en düşük gerilim değeri ise S_{min} değerleridir. En yüksek ve en düşük gerilim değerlerinin oranına da gerilim oranı denir ve R ile gösterilir.

Gerilim oranı , $R = \frac{S_{max}}{S_{min}}$ (2.1)

Ortalama Gerilim Etkisi:

Kritik bölgeye etkiyen gerilimlerin ortalama değeri hasar oluşumu açısından kritik bir öneme sahiptir. Yer çekimi (ağırlık) ve ön yükleme gibi etkiler parçanın çalışma öncesi üzerinde oluşan yüklerin belirli bir değerde olmasına neden olmaktadır. Parçanın kullanım durumları sonucunda ortaya çıkan yüklemeler, bu sabit ya da ön yükleme olarak ifade edilebilecek yüklemelerin üzerine eklenmektedir. Bu durum ortalama gerilim etkisi olarak tanımlanmaktadır. Ortalama gerilim; izin verilen gerilim değerini değiştirdiği için yorulma analizlerinde özellikle ön yükleme yapılan bölgeler için göz önüne alınmalıdır.



Şekil 2.2. Ortalama gerilim etkisi.

Ortalama gerilim, çekme yönünde ise izin verilen gerilim azalır. Benzer şekilde basma yönünde ise izin verilen gerilim artar [5].

Ortalama geriliminin hesaplanmasında; Gerber yaklaşımı, Soderberg yaklaşımı ve Goodman yaklaşımı gibi farklı yaklaşımlar bulunmaktadır. Bu yaklaşımlar Şekil 2.2'de gösterilmiştir [5]. Bu farklı yaklaşımlardan en önemlisi ve en sık kullanılan yaklaşım güncellenmiş Goodman yaklaşımıdır.

Goodman Modeli : $\frac{S_a}{S_a'} + \frac{S_m}{S_u} = 1$ (2.2)

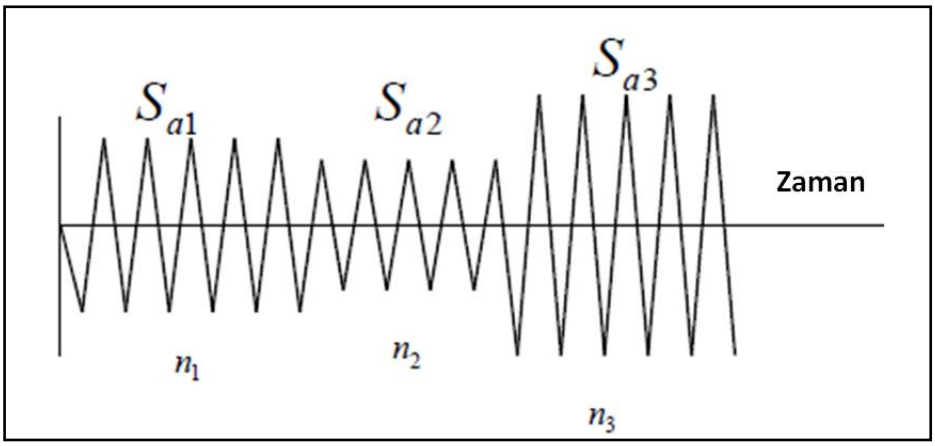
Gerber Modeli : $\frac{S_a}{S_a'} + \left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2 = 1$ (2.3)

Soderberg Modeli : $\frac{S_a}{S_a'} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ (2.4)

Burada, S_a eşdeğer salınım genliği, S_a' salınım genliği, S_m ortalama gerilim, S_u kopma dayanımı ve S_y akma dayanımını ifade etmektedir.

Değişken Genlikli Yükleme

Bir sistem üzerine etkiyen yüklemeler çoğunlukla sabit değildir ve zamanla değişir. Gelişigüzel titreşimlerde bu durum çok daha belirgindir. Şekil 2.3'de zaman ile değişen gerilmelere örnek bir grafik verilmiştir [5].



Şekil 2.3. Değişken genlikli yüklemeler.

Grafikte görüldüğü gibi üç farklı gerilim, farklı çevrim sayılarında uygulanmaktadır. Uygulanan yükleme karşılığında oluşan S_{a1} gerilimi n_1 çevrim sayısına, S_{a2} gerilimi n_2 çevrim sayısına ve son olarak S_{a3} gerilimi n_3 çevrim sayısına sahiptir. Gerçek

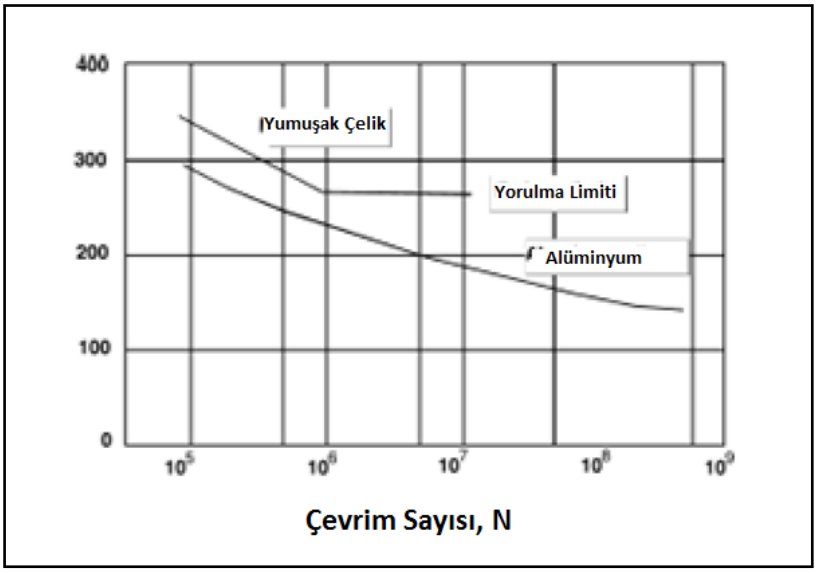
uygulamalarda gerilimlerin genlikleri birbirlerinden farklı ve çevrim sayıları bu kadar belirgin değildir.

Birden çok gerilim içeren yüklemelere sahip sistemlerde ömür analizi S-N eğrisi yardımıyla bulunabilir.

S-N Eğrisi

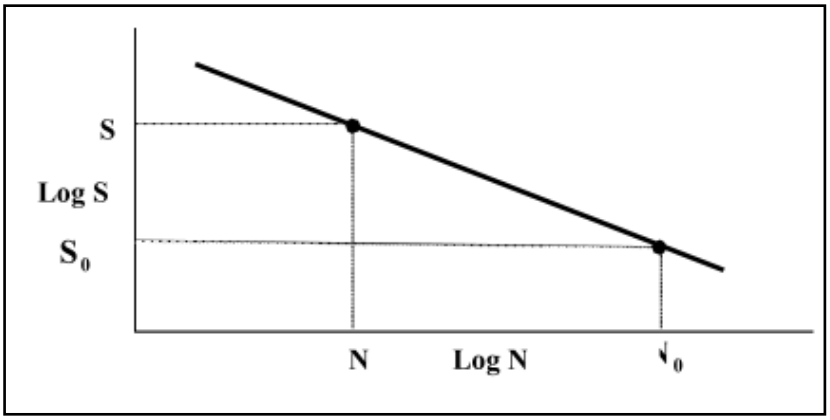
Malzemelerin yorulma davranışları sıcaklık, malzemenin kimyasal özellikleri, çevrim sayısı, nem, korozyon gibi çevre şartlarına bağlı olarak değişiklik gösterir. Sabit koşullarda, yorulma davranışlarını en çok etkileyen parametre farklı gerilim değerlerindeki çevrim sayısıdır. Yorulma analizlerinde gerilim ve gerinim değerlerinin malzeme özellikleri ile karşılaştırması, gerilim/gerinim eğrileri ile gerçekleştirilir. Bir malzemenin gerilim yorulma davranışı S-N eğrisi ile ifade edilir. Bu eğriye Wöhler eğrisi de denilmektedir. Wöhler eğrisi; malzeme örneğinin uygulanan gerinim miktarına göre dayanabileceği en fazla çevrim sayısını göstermektedir. Genellikle logaritmik olarak çizilmektedir. S-N eğrisi bir malzemenin belirli gerilim altındaki yorulma ömrünü N_f olarak gösterir.

Malzeme üzerinde yükleme belirli bir değere ve çevrim sayısına geldiğinde çatlak oluşumu başlar. Bu çatlak önceleri gözle görülmeyecek küçüklüktedir. Yüklemenin devam etmesiyle çatlak büyümeye ve ilerlemeye başlar. Bir noktada ise malzeme bu gerilimi kaldıramaz ve hasara uğrar. Dinamik koşullarda oluşan yorulmada malzemenin hasarına sebep olan değer genellikle statik yük altındaki dayanabileceği gerilimden daha düşüktür. Bu nedenle özellikle askeri platforma entegre edilen sistemler başta olmak üzere tüm titreşime maruz kalan sistemlerde yorulma önemli bir hasar nedenidir ve dikkatle değerlendirilmesi gerekir. İdeal S-N eğrisi Şekil 2.4'de gösterilmiştir [5].



Şekil 2.4. İdeal S-N eğrileri.

Çevrimlerin yükleme değeri arttıkça, malzemenin dayanabileceği çevrim sayısı azalmaktadır. Çelik ve Alüminyum gibi malzemelerin S-N eğrileri incelendiğinde, 10^4 – 10^6 çevirim sayıları arasının doğrusal olarak kabul edilebilecek bir eğriye sahip olduğu kabul edilir.



Şekil 2.5. Standart formdaki malzemenin S-N eğrisi

Özellikle yüksek çevrim sayılı yorulma analizleri bu çevrim sayıları için gerçekleştirildiğinden, doğrusal bölge için aşağıdaki denklem kullanılır.

$$N = CS^{(-b)} \tag{2.5}$$

b,eğirinin eğimidir ve Basquin Sabiti olarak ifade edilir.

C, malzemenin katsayısıdır.

S-N eğrisinde genellikle 10^6 veya 10^8 çevrim sayısı sonsuz ömür, bu çevrim sayısına karşılık gelen gerilim ise yorulma limiti olarak ifade edilir. Bu çevrim sayısına karşılık gelen veya daha düşük gerilimler için malzemenin hesaplanabilen ömrünün olmadığı kabul edilir. Motor bloğu gibi bazı parçalar; gerek lojistik gerekse de diğer maliyet unsurları göz önüne alındığında yorulma dayanım limitlerine göre tasarlanırlar. Bu sayede ömür döngüsünde tanımlanan koşullar altında sonsuz ömre sahip olması beklenmektedir. Ancak bu yaklaşımın tüm sistemlere uygulanması anlamlı ve doğru değildir. Bu yaklaşım ağrılığın ön planda olmadığı, onarımın zahmetli olduğu istisnai uygulamalar için geçerlidir.

Yüksek /Düşük Çevrim Yorulması:

Bir malzemenin üzerine etkiyen gerilimin çevrim sayısına göre düşük ya da yüksek çevrim yorulması olarak ifade edilir. Yüksek çevrim yorulması genellikle 10^4 çevrimden fazla ve gerilimin akma bölgesini geçmediği durumlarda geçerlidir. Düşük çevrim yorulması ise 10^4 'den düşük ve genellikle akma gerilimi bölgesinde olan durumlardır. Düşük çevrim yorulmasında parça plastik bölgeye geçebilir ve üzerinde kalıcı deformasyon olabilir.

Palmgren Mines Kuralı:

Ömür analizi gerçekleştirmek için, parça üzerine etkileyen gerilimlerin ya da gerinimlerin belirlenmesi gerekmektedir. Gerilim ömür analizinde gerilimlerin değerleri çevrim oranları ile S-N eğrisi karşılaştırılarak ömür analizi yapılabilir. Ancak çoğunlukla parça üzerine oluşan gerilimler zamana göre farklılık gösterirler. Bu nedenle yorulma analizlerinde birden fazla gerilimin parça üzerindeki etkisinin birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir. Palmgren Miner kuralı; birden fazla gerilimin beraber değerlendirilmesini sağlayan lineer bir hesaplama metodudur. Bu kurala göre toplam hasar; her bir gerilimin çevrim sayısının S-N eğrisindeki gerilim değerine karşılık gelen en fazla çevrim sayısına oranlarının toplamı olarak ifade edilir.

$$\sum \frac{n}{N} = E[D] \tag{2.6}$$

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \cdots = 1.0 \quad (2.7)$$

Burada,

n_i, S_i geriliriminde uygulanan çevrim sayısı

N_i, S-N eğrisinde S_i gerilimine karşılık gelen çevrim sayısı

$E[D]$, Beklenen toplam hasar miktarı

Parçanın toplam ömrü 1 olarak kabul edilir. $E[D]$'nin 1'e eşit olduğu zamanda parçanın hasara uğradığı ve ömrünü doldurduğu varsayılır.

Palmgren-Miner kuralı, kullanım kolaylığı ve geniş uygulama alanı ile yorulma analizlerinde çok sık kullanılmaktadır. Ancak bu kuralın uygulanmasında bazı kabuller bulunmaktadır [5].

i. Gerilimlerin sıralamasının bir önemi yoktur.
ii. Gerilimler birbirini etkilemezler.
iii. Her bir gerilim için hasar oluşturan mekanizma aynıdır.

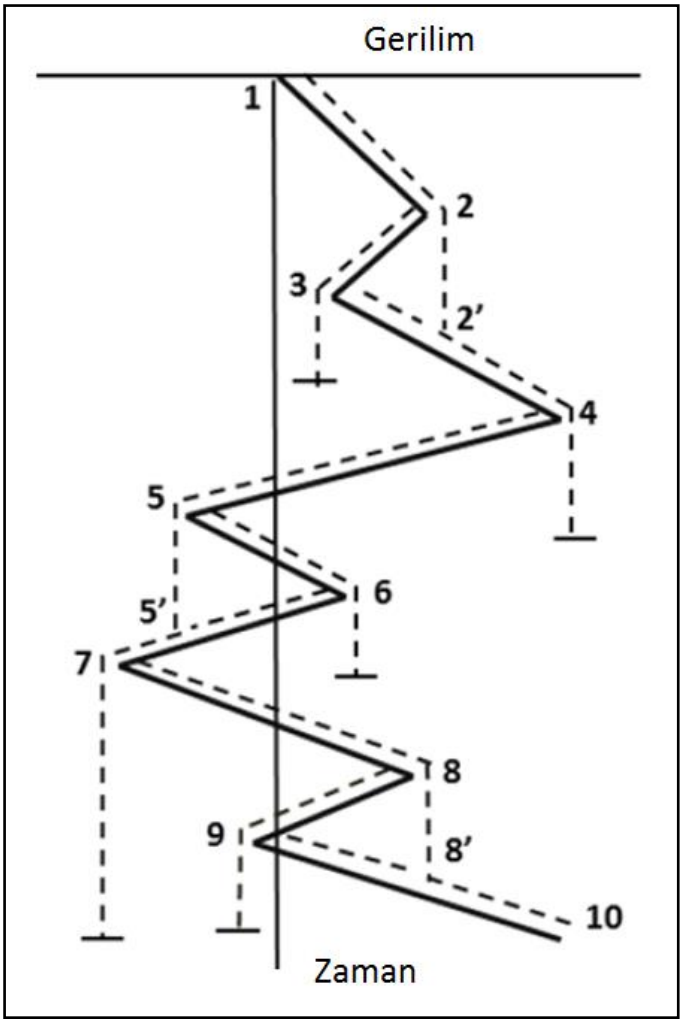
Palmgren-Miner kuralı yanında Marco-Starkey, Carten ve Dolon, Morrow's gibi farklı birikimli hasar kuralları da bulunmaktadır. Ancak Palmgren-Miner kuralı her ne kadar tutucu olsa da halen en çok kullanılan yöntemdir [6].

<u>Yağmur Damlası Çevrim Sayma Kuralı:</u>

Değişken genlikli yüklemlerde toplam hasar Palmgren-Miner yöntemi ile hesaplanabilmektedir. Ancak bu kuralın uygulanabilmesi ve S-N eğrisi ile karşılaştırılabilmesi için gerilimlerin değerlerinin ve çevrim sayılarının belirlenmesi gerekmektedir.

Sabit frekanslı titreşimler gibi uygulamalarda gerilimlerin çevrim sayılarını kolayca elde etmek mümkün olsa da özellikle gelişigüzel titreşimler gibi zaman ile değişen yükleme

uygulamalarında çevrim sayılarını belirlemek oldukça güçtür. Bu nedenle özellikle zaman ortamında yapılan analizlerde gerilimlerin çevrim sayılarının sayılması için farklı sayma yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemler arasında halen geçerliliğini koruyan ve en çok kullanılan yöntem, yağmur damlası sayma metodudur. Yağmur damlası yöntemi; Tatsu, Endo ve M.Motsishi tarafından 1968 yılında ortaya konulmuştur [7]. Yağmur damlası yönteminin temeli gerilim zaman grafiğinin yan çevrilerek sanki tepeden akan bir yağmur damlasının geçtiği yollar hesaba katılarak çevrim oranının bulunmasını sağladığı için bu ismi almıştır. Uzun ve karışık zaman gerilim verilerinde, yağmur damlası yöntemi kullanılarak çevrim sayılarını saymak uzun ve zahmetli bir iş olmasına karşın, günümüzde Matlab® gibi hesaplama programları ile kolayca hesaplamak mümkündür. Şekil 2.6'da örnek bir yağmur damlası çevrim sayma metodu görülmektedir [8].



Şekil 2.6. Yağmur damlası çevrim sayma metodu.

2.1.2. Gerinim Ömür Yaklaşımı

Parça üzerine etkiyen yükler sebebiyle oluşan gerilimler, malzemenin akma dayanımının üzerinde ise parça plastik bölgeye geçer ve yorulma çok daha kısa sürede ve düşük çevirim sayısında gerçekleşecektir. Bu tür durumların analizinde gerilim yaklaşımı yerine gerinim yaklaşımı kullanılmalıdır. Çatlak başlangıcını temel alan yaklaşımların kullanıldığı mühendislik yazılımları çoğunlukla gerinim ömür analizini kullanılmaktadır.

Gerinim her ne kadar gerilime göre yorulmanın temeli olarak ele alınsa da gerilim ömür yaklaşımı daha sık kullanılmaktadır. Bunun durumun sebebi, gerilim ömür yaklaşımının daha kolay uygulanabilir olması ve verilerin daha kolay elde edilebilmesidir. Bunun yanında, elastik bölgede kalan yüklemeler için gerilim-gerinim ilişkisinin doğrusal olarak kabul edilmesi bu kullanım sıklığı farkında etkilidir. Bu bölgede kalan yüklemeler; yüksek çevrim oranında yorulmaya maruz kalırlar.

Bir sistemde gerilim ömür yaklaşımı mı, gerinim ömür yaklaşımı mı kullanılacağı iyi analiz edilmelidir. Tasarım sürecini doğrudan etkileyen bu karar ömür analizinde de kullanılacak yaklaşımların farklılaşması nedeniyle önemlidir.

2.1.3. Hasar Tolerans Değeri Yaklaşım

Parçanın üzerindeki yüklemeler nedeniyle bir çatlak başlamışsa, gerilim ve gerinim ömür analizleri doğru sonuç vermeyecektir. Çatlağın oluşması ile Hasar Tolerans Değeri isimli kırılma mekaniği tabanlı yaklaşımın hesaplamalarda kullanılması gerekmektedir.

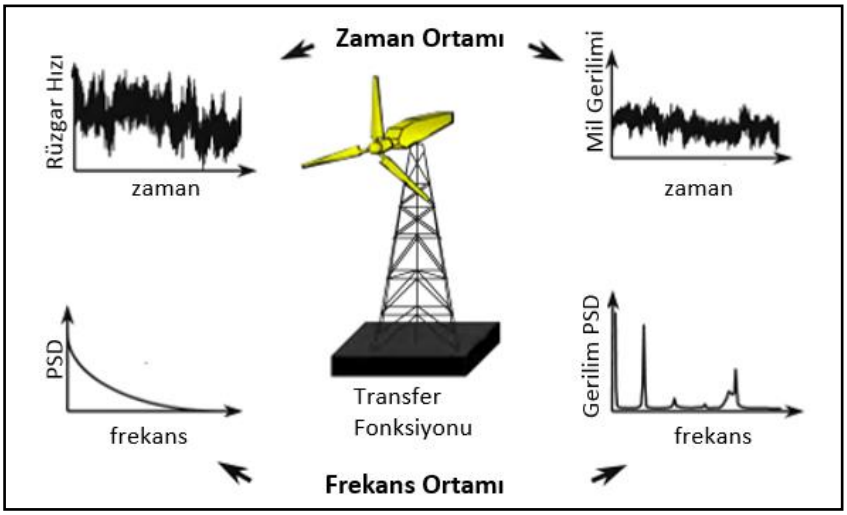
2.2. Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi

Malzemelerin yorulma nedenlerinden en önemlilerinden biri titreşimdir. Titreşime maruz kalan yapılar, uzun dönemde yüksek çevirim sayısında gerilimlere maruz kalırlar. Bu nedenle titreşim altında çalışan sistemlerin analizleri sadece statik değil dinamik olarak da ele alınması gerekmektedir. Titreşimin bir sistem üzerinde etkisinin incelenmesi zaman ya da frekans tanım bölgesinde gerçekleştirilebilir. Özellikle titreşime maruz kalınan sürenin çok uzun olması ve sistemin doğal frekanslarında titreşim girdisinin olması durumlarında

spektral yorulma analizi ya da frekans temelli titreşim analizi yapılmaktadır. Ayrıca zaman ortamında gerçekleştirilen analizde her bir zaman aralığı için ayrı ayrı hesaplama yapılması gerekirken, frekans ortamında transfer fonksiyonun bir kere hesaplanması yorulma analizi için yeterlidir.

Sisteme etkiyen titreşim girdileri motor vb. kaynaklı sabit frekanslı olabileceği gibi gelişigüzel de olabilir. Özellikle platforma entegre görev yapan mühimmat ve lançer/pod gibi askeri sistemlerin maruz kaldığı titreşimler çoğunlukla gelişigüzel titreşimdir.

Gelişigüzel titreşim girdisinin frekans ortamında değerlendirilebilmesi, ivme zaman verisinin Fourier dönüşümü ile gerçekleştirilir (Şekil 2.7) [5]. Fourier analizi ile sonlu uzunluktaki gelişigüzel titreşim verisi sinüs dalgalarının toplamı ile ifade edilebilmektedir. Elde edilen dalgalar kullanılarak zaman verilerin frekans ortamında ifade edilmesi sağlanmaktadır. Bu nedenle bu tarz analizlere frekans tanım bölgesi analizleri denilmektedir.



Şekil 2.7. Zaman ve frekans ortamı.

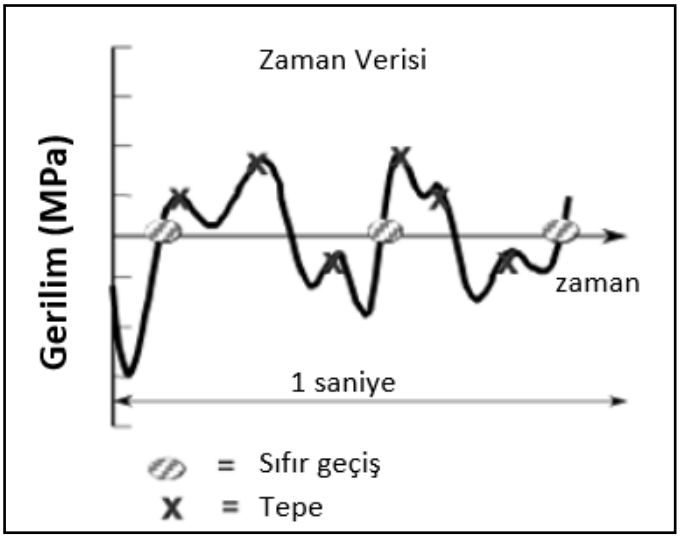
İvmeölçer ile sistem üzerinden elde edilen ivme zaman verisinin Fourier dönüşümü için verinin bazı özelliklere sahip olması gerekmektedir. Bunlar, durağan ve normal dağılım göstermesidir. Bazı durumlarda bu özellikleri taşımayan veriler olsa da yeterli uzunlukta toplanan verilerin büyük bir çoğunluğu bu özelliklere sahiptir ve Fourier dönüşümü yapılabilmektedir.

2.2.1. Güç Tayf Yoğunluğu

Sabit genliğe sahip olmaya gelişigüzel titreşimler gibi bazı titreşimler deterministtik olmadığından istatistiksel olarak ifade edilmektedir. Bu kapsamda titreşim verilerinin şiddeti güç tayf yoğunluğu olarak gösterilir. Güç tayf yoğunluğu (Power Spectral Density, PSD) hızlı Fourier dönüşümün karesinin alınması ile elde edilir. Bu dönüşüm ile elde edilen güç tayf yoğunluğu, genlik ve frekans bilgisini içermekte olup, faz bilgisi içermemektedir. Tek girişin olduğu veya birden fazla bağımsız titreşim kaynağının olduğu sitemlerde ilk faz genellikle gelişigüzel olduğundan faz bilgisinin bulunmaması çok kritik olmadığı değerlendirilir. Güç tayf yoğunluğunun frekanstan bağımsız büyüklüğü RMS olarak ifade edilir ve eğrinin altındaki alanın kareköküdür. RMS farklı titreşim profillerinin frekanstan bağımsız şiddetlerini karşılaştırmak için önemli bir parametredir.

Gelişigüzel veriler deterministtik verilerden farklı olarak kendine özgü ve sonsuz sayıda gelişigüzel veri havuzundaki verilerden biridir. Ancak, yeterli uzunluktaki bir gelişigüzel titreşim verisi istatistiksel değerler ile tanımlanabilmektedir. Verinin toplanması gereken en az uzunluğu; verinin örnekleme hızına, kaynağın titreşim şekline, yüksek çevrim sayısına sahip olup olmaması gibi farklı parametrelere bağlıdır ve her uygulama için değerlendirilmesi gerekmemektedir. Veri uzunluğu test ve analiz mühendisleri tarafından istenilen analiz doğrultusunda tecrübeler ile belirlenir.

Gelişigüzel bir titreşim verisinin iki önemli istatistiksel özelliği; bir saniyedeki sıfır geçişi ve tepe sayısı değerleridir (Şekil 2.8) . Sıfır geçiş sayısı; sıfır veya ortalama değerin geçiş sayısı olarak ifade edilir. Tepe değeri ise; sinyaldeki tepelerin sayısıdır. Her iki parametrede birim saniye için hesaplanır [5].



Şekil 2.8. Sıfır geçiş ve tepe değeri.

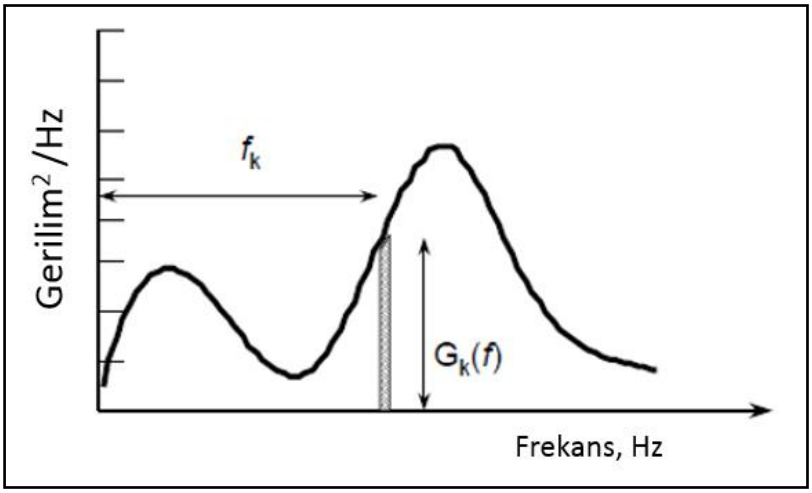
Sıfır geçiş sayısı $E[0]$, , tepe sayısı ise $E[P]$ ile gösterilir. Sıfır geçiş sayısının tepe sayısına oranı düzensizlik faktörü olarak ifade edilir.

Düzensizlik Faktörü, $\gamma = \frac{E[0]}{E[P]}$ (2.8)

Düzensizlik faktörü teorik olarak 0 ile 1 arasındaki değerleri alır. Bu parametrenin 1 olması, titreşimin dar bant olduğunu gösterir.

Güç Tayf Yoğunluğu Momentleri

Zaman ortamında gerçekleştirilen yağmur damlası sayma yöntemine benzer şekilde güç tayf yoğunluğu kullanılarak olasılık yoğunluk fonksiyonun bulunması gerekmektedir. Olasılık yoğunluk fonksiyonu verilen güç tayf yoğunluk verisinden elde edilen momentler kullanılarak farklı yaklaşımlar ile elde edilmektedir.



Şekil 2.9. Güç tayf yoğunluğu momentleri.

Momentler, birinci ikinci gibi farklı dereceler olarak Şekil 2,9'deki gibi verilen gerilim güç tayf yoğunluğu eğrisi üzerinden aşağıda verilen formül ile hesaplanmaktadır.

$$m_n = \int_0^\infty f^n . G(f) df \tag{2.9}$$

Burada,
n , moment derecesi
f, frekans değeri
$G(f)$, f frekansına karşılık gelen güç tayf yoğunluğunu göstermektedir.

Gerçek veriyi temsil etmek için istenilen sayıda derecede moment hesaplanabilse de titreşim yorulma analizlerinde en çok $m_0, m_1, m_{2,}, m_4$ olmak üzere 4 adet moment kullanılmaktadır.

O. Rice, Titreşim verisinin önemli parametreleri olan sıfır geçiş ve tepe nokta sayısı değerlerini, güç tayf yoğunluk momentleri kullanılarak elde edilebileceğini ortaya koymuştur. Bu ilişki çok önemli ve yorulma hesaplamaları açısında çok kritiktir. Böylece $E[0]$ve $E[P]$ değerleri güç tayf yoğunluk grafiği momentleri ile elde edilmiş olunur.

$$E[0] = \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \tag{2.10}$$

$$E[P] = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \tag{2.11}$$

Düzensizlik faktörü, $\gamma = \frac{E[0]}{E[P]} = \sqrt{\frac{m_2}{m_0 m_4}}$ (2.12)

2.2.2. Transfer Fonksiyonu

Lineer bir sistemde; sisteme etkiyen sinüzoidal bir kuvvet, şiddeti ile doğru orantılı olacak şekilde ve aynı frekansta cevap oluşturur. Sisteme giriş yapan kuvvet ile cevabı arasındaki ilişki, transfer fonksiyonu olarak tanımlanır. Sistem lineer ve zamanla yapısal özelliklerin (sönümleme, direngenlik) değişmediği varsayıldığı için transfer fonksiyonun da değişmediği kabul edilmektedir. Bu nedenle yorulma hesaplamalarında sistemin giriş titreşimine istenilen bölgenin cevabı bir kez hesaplanması yeterlidir.

Transfer fonksiyonu, titreşim testi ve modal test ile elde edilebileceği gibi günümüzde gelişen teknoloji ve hesaplama yöntemleri ile sonlu elemanlar yöntemi ile bilgisayar ortamında hesaplanabilmektedir.

Transfer fonksiyonu sadece ivme girdisi için değil ivme, hız, kuvvet vb. girdiler için de kullanılabilir. Ancak buradaki ilişkinin lineer olması gerekmektedir. Titreşim analizlerinde veri toplamanın en kolay yöntemlerinden biri olan ivme verisi ile işlem yapılması genel bir uygulamadır. İvme girdisi ile elde edilen cevap güç tayf yoğunluğu Eş. 2.13'de görülmektedir.

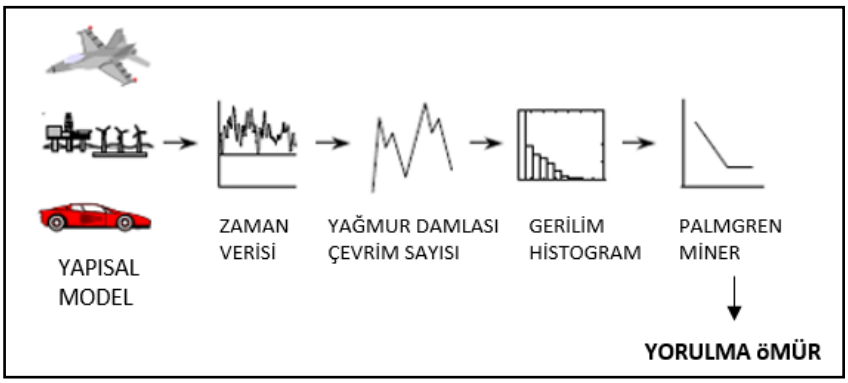
$$\frac{g^2}{Hz} \; x \; \left[\frac{MPa}{g}\right]^2 = \frac{MPa^2}{Hz} \tag{2.13}$$

2.2.3. Zaman Ortamında Gerinim Ömür Analizi

Zaman ortamında gerilim ömür analizi için öncelikle gerilim verisinin toplanması gerekmektedir. Elde edilen zaman verisinde gerilimler bulunmasına rağmen çevrim sayıları bilinmediğinden, veri direkt kullanılabilecek bir durumda değildir. Bu nedenle yağmur damlası sayma yöntemi kullanılır. Yağmur damlası sayma yöntemi ile çevrim

sayısı belirlenir. Daha önceleri elle hesaplanan çevrim oranları günümüzde Matlab gibi hesaplama programları ile kolayca hesaplanabilmektedir.

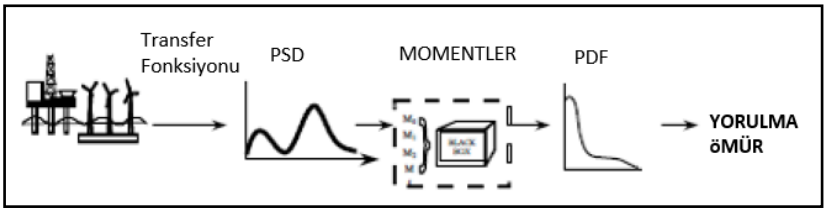
Yağmur damlası sayma yöntemi ile elde edilen çevrim oranları ve ilgili gerinim değeri kullanarak malzemenin S-N eğrisi ile her bir gerilime karşılık gelen çevrim oranları hesaplanır. Palmgren Miner Kuralı doğrultusunda oranlar toplanılarak toplam hasar hesaplanmış olur (Şekil 2.10) [5].



Şekil 2.10. Zaman ortamında yorulma ömür hesabı.

2.2.4. Frekans Ortamında Gerinim Ömür Analizi

Zaman ortamında, sistemin cevabı geçici analiz ile elde edilmektedir. Ancak frekans ortamında transfer fonksiyonu ile geçici analiz hesaplamalarına gerek olmadan hesaplamalar gerçekleştirilebilmektedir. Sistemin titreşim girdi ve istenilen (genellikle en yüksek gerilime sahip en kritik) bölgesindeki cevap arasındaki transfer fonksiyon sonlu elemanlar yöntemi veya yapısal testler ile elde edilir .



Şekil 2.11. Frekans ortamında yorulma ömür hesabı.

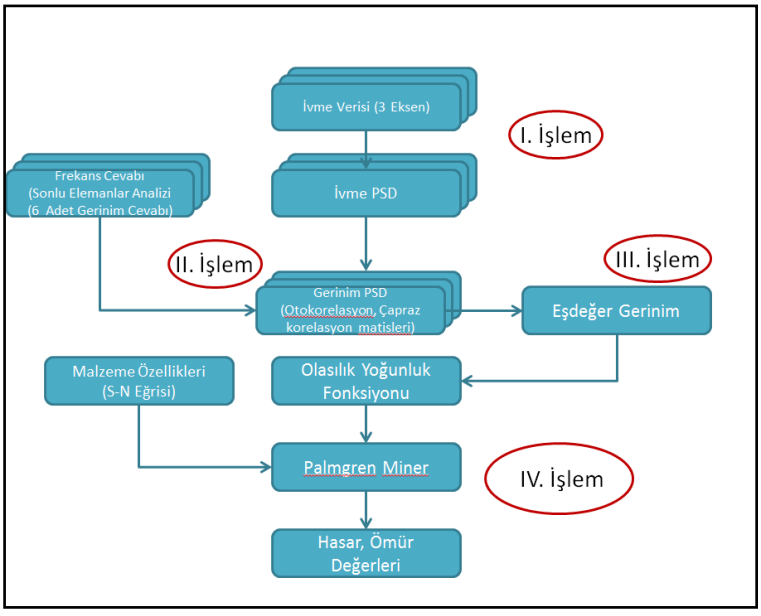
Transfer fonksiyonun hesaplanması, titreşime maruz kalınma durumundan ve yüklemeden bağımsızdır. Sisteme etkiyen titreşim ile transfer fonksiyon çarpılarak incelenen bölgedeki gerilim güç tayf yoğunluğu elde edilir (Şekil 2.11) [5].

2.3. Gelişigüzel Titreşim Altında Çalışan Sistemlerin Yorulma Analizi

Gelişigüzel titreşimler, çalışan sistemlerin büyük çoğunun maruz kaldığı, uzun vadede birikimli hasara neden olan, deterministtik olarak ifade edilemeyen titreşimlerdir. Gelişigüzel titreşimler nedeniyle ortaya çıkan gerilimler de benzer davranışlar sergilerler. Bu tip gerilimlerin incelenmesi için istatistiksel yaklaşımlar gereklidir.

Bir sistemin veya bir parçanın gelişigüzel titreşim altında yorulma davranışlarının incelenmesi için, sisteme girdi yapan parametrenin ve parçanın en kritik bölgesinde oluşan gerilim cevabının, yani transfer fonksiyonunun, belirlenmesi gerekir. Gelişigüzel titreşim altında çalışan sistemlerin ömürlerini incelerken gerek ölçüm kolaylığı gerekse de transfer fonksiyon ile istenilen bölgenin gerinim değeri elde edilebildiği için genellikle ivme girdisi kullanılır.

Parçaya etkiyen ivme girdisinden ömür analizine kadar olan işlemler Şekil 11 ‘de verilmiştir. Bu işlem adımları, frekans tabanlı yorulma metodu içindir.



Şekil 2.12. Gelişigüzel titreşimlerin yorulma analizi işlemleri.

2.3.1. İvme Güç Tayf Yoğunluğunun Elde Edilmesi

İvme verisi kayıt altına alınıp sayısallaştırıldıktan ve gerekli filtreleme işlemi yapıldıktan sonra hızlı Fourier dönüşümü ile güç tayf yoğunluğu bulunabilir. Sisteme giriş yapan ivmenin eksen sayısına göre analizler tek eksenli ya da çok eksenli analiz olarak değişiklik gösterebilir. Sisteme üç eksende (*x*,*y*,*z*) etkiyen titreşim verilerinin bir ekseninin baskın olması nedeniyle hesaplamalar genellikle tek eksen üzerinden işlem yapılmaktadır. Ancak askeri uygulamalarda ve kara araçları gibi üç eksende de girişin ihmal edilemeyecek seviyede olan sistemlerde üç eksen ivmenin yorulma değerlendirilmesi beraber yapılmalıdır.

Sinyalin gelişigüzel olması sonucunda, sinyal zamana göre farklılık gösterir. Bir sinyalin farklı zamanlardaki değerlerinin incelenmesi otokorelasyon ile gerçekleştirilir.

τ bir sinyalin incelenen iki zaman arasındaki fark olmak üzere, otokorelasyon Eş. 2.14 ile hesaplanır.

$$R_{xx}(\tau) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^{T} x(t)\, x(t+\tau) dt \tag{2.14}$$

Sisteme giriş yapan birden fazla sinyalin τ zaman aralığında birbirlerini takip etmesi durumunda sinyallerin değerlendirilmesi Eş. 2.15'de gösterilen çapraz korelasyon ile gerçekleştirilir.

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^{T} x(t)\, y(t+\tau) dt \tag{2.15}$$

Otokorelasyonun ve çapraz korelasyonun hızlı Fourier dönüşümleri alınırsa ilgili güç tayf yoğunlukları elde edilir.

G_{xx}, $x(t)$ sinyalinin otokorelasyon fonksiyonunun Fourier dönüşümü olmak üzere, G_{xx} aşağıdaki denklem ile bulunabilir.

$$G_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) e^{-i2\pi f\tau}\, d\tau \tag{2.16}$$

Benzer şekilde $G_{xy}, x(t)'de\ y(t)$ sinyallerinin çapraz korelasyon fonksiyonun Fourier dönüşümü olmak üzere, G_{xy} ise aşağıdaki denklem ile bulunabilir.

$$G_{xy}(f) = \sqrt{\gamma_{xy}^2(f) G_{xx}(f) G_{xy}(f)} e^{j\theta_{xy}(f)} \tag{2.17}$$

Eş.2.17'de bulunan θ ifadesi, iki ivme arasındaki faz farkı, γ_{xy} ise tutarlılık değeridir.

İki sinyalin kovaryansının sıfır olması, sinyallerin bağımsız olması anlamına gelmektedir. İvme girdileri için G_{xx} , G_{yy} ve G_{xy} değerleri bir matris içerisinde toplanırsa iki eksen ivme girişi için ivme matrisi Eş. 2.18'de gösterilmiştir. Titreşim analizinde göz önüne alınacak ivme sayısına göre ivme matrisi genişletilebilir.

$$G(f) = \begin{bmatrix} G_{xx}(f) & G_{xy}(f) \\ G_{yx}(f) & G_{yy}(f) \end{bmatrix} \tag{2.18}$$

2.3.2. Gerilim Güç Tayf Yoğunluğunun Elde Edilmesi

Gelişigüzel titreşimlerin neden olduğu gerilimlerin belirlenmesi için, gerilim verilerinin gerinim ölçer kullanarak olduğu gibi direkt olarak toplanmasına gerek yoktur. İvme güç tayf yoğunluk bilgilerinin ve transfer fonksiyonlarının bilinmesi, gerilim güç tayf yoğunluğunun hesaplanması için yeterlidir. Bu doğrultuda parça üzerindeki kritik bölgenin gerilim güç tayf yoğunluk değerleri, transfer fonksiyonu ile giriş ivme değerinin çarpılması ile elde edilir.

Bir sistemin frekans cevabı, gelişen bilgisayar teknolojisi ve bu alanda özelleşen programlar kullanılarak sonlu elamanlar yöntemi ile bilgisayar ortamında elde edilebilir. Genellikle sistemin doğrusal olduğu ve zamanla sistemin yapısal özelliklerinin değişmediği kabul edilir. Bazı özel uygulamalarda doğrusal olmayan durumların değerlendirilmesi de gerekli olabilir.

$G_\sigma(f)$ gerilim cevabı, $G(f)$ ivme girdisi ile $TF(f)$ transfer fonksiyonunun çarpılması ile bulunur.

$$G_\sigma(f) = TF(f)\, G(f) \tag{2.19}$$

Bu denklemde $G_\sigma(f)$, sistemin incelenmek istenilen bölgesinin gelişigüzel gerilim cevabıdır.

Üç eksenli analizlerde $G_\sigma(f)$, 6 *x* 6 matris olarak tanımlanır.

$$G_\sigma(f) = \begin{bmatrix} \sigma_{xx,xx}(f) & \cdots & \sigma_{xx,yz}(f) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \sigma_{yz,xx}(f) & \cdots & \sigma_{yz,yz}(f) \end{bmatrix} \tag{2.20}$$

$\sigma_{xx,xx}(f)$ otokorelasyon gerilim değerleri, $\sigma_{xx,yz}(f)$ çapraz korelasyon gerilim değerleridir.

Eğer giriş ivme sinyalleri birbirlerinden bağımsız olduğu kabul edilirse, gerilim güç tayf yoğunluk değeri Eş. 2.20'de gösterildiği gibi hesaplanır. Eş. 2.20'de çapraz korelasyon ifadeleri sinyallerin bağımsız olduğu kabulü nedeniyle çıkartılarak eşitlik sadeleştirilmiştir.

$$\begin{bmatrix} G_{\sigma,x}(f) \\ G_{\sigma,y}(f) \\ G_{\sigma,z}(f) \\ G_{\sigma,xy}(f) \\ G_{\sigma,yz}(f) \\ G_{\sigma,xz}(f) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} TF_{\sigma x,Gx}(f) & TF_{\sigma x,Gy}(f) & TF_{\sigma x,Gz}(f) \\ TF_{\sigma y,Gx}(f) & TF_{\sigma y,Gy}(f) & TF_{\sigma y,Gz}(f) \\ TF_{\sigma z,Gx}(f) & TF_{\sigma z,Gy}(f) & TF_{\sigma z,Gz}(f) \\ TF_{\sigma xy,Gx}(f) & TF_{\sigma xy,Gy}(f) & TF_{\sigma xy,Gz}(f) \\ TF_{\sigma yz,Gx}(f) & TF_{\sigma yz,Gy}(f) & TF_{\sigma yz,Gz}(f) \\ TF_{\sigma xz,Gx}(f) & TF_{\sigma xz,Gy}(f) & TF_{\sigma xz,Gz}(f) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_x(f) \\ G_y(f) \\ G_z(f) \end{bmatrix} \tag{2.20}$$

2.3.3. Eşdeğer Gerilimin Bulunması

Üç boyutlu gerilim kullanılarak gerçekleştirilen yorulma analizlerinde, bağımsız üç ivme girdisinin transfer fonksiyon ile çarpılması sonucunda incelenen bölgede altı gerilim güç tayf yoğunluğu elde edilir. Ancak yorulma analizlerinde, S-N grafiği kullanılarak yapılan işlemleri için bir gerilim değerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle, altı gerilim değeri kullanılarak eşdeğer bir gerilim değerinin hesaplanması gerekmektedir.

Literatürde eşdeğer gerilim elde etmek için çeşitli yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemlerden en sık kullanılanları; maksimum normal ve kayma gerilmesi yöntemi, kritik düzlem Preumont ve Perfore yöntemleridir [9].

Maksimum Normal ve Kayma Gerilmesi Yöntemi

Bu yöntem, Nieslony ve Macha tarafından geliştirilerek son haline getirilmiştir [10]. Altı eksen gerilim değerleri kullanılarak eşdeğer gerilim Eş. 2.21 kullanılarak hesaplanır [11].

$$G_{S_{eq}=} a G_s(f) a^T \tag{2.21}$$

Eş.2.21'deki sabit katsayılar Çizelge 2,2'den hesaplanabilmektedir. Burada l_i, m_i, n_i $i = 1, 2, 3$ olmak üzere, orijinal gerilim değerinin kosinüs birleşenlerinin ortalamalarıdır.

Çizelge 2.1. Maksimum normal ve kayma gerilmesi katsayıları

a	Mak. Normal	Mak. Kayma
a_1	l_1^2	$(l_1^2 - l_3^2)$
a_2	m_1^2	$(m_1^2 - m_3^2)$
a_3	n_1^2	$(n_1^2 - n_3^2)$
a_4	$2l_1m_1$	$2(l_1m_1 - l_3m_3)$
a_5	$2l_1n_1$	$2(l_1n_1 - l_3n_3)$
a_6	$2m_1n_1$	$2(m_1n_1 - m_3n_3)$

Kritik Düzlem Yöntemi

Kritik düzlem, eşit aralıklarla oluşturulan düzlemlerin her biri için hesaplanan eşdeğer gerilimlerin en yüksek olduğu düzlem olarak ifade edilebilir. Bu yöntemdeki amaç, altı gerilimin oluşturduğu en yüksek gerilimin düzlemini bulmak ve bu düzlemde eşdeğer gerilim hesaplamalarını gerçekleştirmektir. Ancak bu işlem, her düzlemin analizi için çok fazla hesaplama gerektirmektedir. Bu nedenle her düzlemin ayrı ayrı analizi yerine kovaryans matrisler hesaplanarak varyansların karşılaştırılması ile kritik düzlem bulunabilir.

Aşağıda verilen C kovaryans matris olmak üzere Eş. 2.22 ile hesaplanır:

$$C = \begin{bmatrix} \sigma^2_{xx,xx} & \cdots & \sigma^2_{xx,yz} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \sigma^2_{yx,xx} & \cdots & \sigma^2_{yz,yz} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

Elde edilen kovaryans matris ile belirlenen kritik düzlemdeki eşdeğer gerilim ise Eş.2.23 ile bulunur.

$$G_{S_{eq}=} aCa^T \quad (2.23)$$

Preumont ve Piefort Kriteri:

Zaman ortamında statik yüklemeler için Von Mises eşdeğer gerilimi, sıklıkla kullanılan yöntemlerin başında gerilmektedir. Ancak Von Mises eşdeğer geriliminin frekans ortamında kullanılması ile ilgili bazı problemler bulunmaktadır. Bunlardan en önemlisi, gerilim bileşenlerinin sıfır ortalamaya sahip olması ve bileşenlerin normal dağılıma sahip olsa da eşdeğer Von Mises geriliminin normal olmayan pozitif ortalamalı bir dağılıma sahip olmasıdır. [12] Bu durumların üstesinden gelmek için Preumont ve Piefort 1994 yılında Von Mises eşdeğer gerilimini yeniden uyarlamış ve Von Mises eşdeğer gerilim uygulamasını frekans ortamında da kullanılabilmesini sağlamışlardır [13].

İlerleyen yıllarda, bu yöntem Nieslony tarafından eğilme ve burulma gelişigüzel yükler için daha iyi sonuç elde edilmesi için güncellenmiştir [14].

Von Mises eşdeğer gerilim kriteri yüksek çevrimli yorulma hesaplamalarında kullanılmaktadır. Eşdeğer Von Mises yöntemi uygulamadaki kolaylığı, normal dağılma sahip olması ile diğer yöntemlerden öne çıkmaktadır. Bu nedenle bazı durumlarda sapma miktarı fazla da olsa, en çok kullanılan yöntemdir.

Eşdeğer Von Mises gerilimi Eş. 2.24 ile hesaplanır.

$$\sigma^2_{eq} = \sigma^2_x + \sigma^2_y + \sigma^2_z - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3(\sigma^2_{xy} + \sigma^2_{yz} + \sigma^2_{xz}) \quad (2.24)$$

M.H.A. Bonte, denklemin bu halini gerilim bileşenleri arasındaki faz farkını da dikkate alacak şekilde güncellemiştir [15]. Ancak formülün mevcut hali gerek kolay hesaplama gerekse de alışıldık bir yöntem olması nedeniyle yorulma hesaplarında bu hali ile geniş bir kullanım alanına sahip olmaya devam etmektedir.

2.3.4. Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu ve Ömür Analizi

Bir sisteme etkiyen yüklemeler sonucunda, sistemin hasar miktarının ya da ömrünün tahmin edilebilmesi için gerilim güç tayf yoğunluk cevabının bilinmesi yeterli değildir. Palmgren Miner kuralında da olduğu gibi her bir gerilim için yükleme çevrim sayısı ve maksimum çevrim sayılarının oranlarının toplanması gerekmektedir. Palmgren Miner kuralına göre beklenilen hasar miktarı $E[D]$, Eş. 2.25'de verilmiştir.

$$E[D] = \sum \frac{n_i}{N_i} \tag{2.25}$$

$E[D]$'nin hesaplanabilmesi için her bir gerilimin yükleme çevrim sayısının veya toplam çevrim sayısının belirlenmesi gerekmektedir. Toplam çevrim sayısı olasılık yoğunluk fonksiyonu kullanılarak bulunabilir.

$$n(S) = p(S).dS.T.E[P] \tag{2.26}$$

$n(S)$, Toplam çevrim sayısı
$p(S)$, Olasılık yoğunluk fonksiyonu
$E[P]$, Beklenilen tepe nokta sayısı
T, süre (saniye)

Eş. 2.26 ve Eş. 2.5, Eş 2.25'de yerlerine yazılırsa beklenilen toplam hasar değeri aşağıdaki eşitlik ile elde edilmiş olunur.

$$E[D] = \sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{E[P].T}{C} \int_0^\infty S^b.p(S).dS \tag{2.26}$$

Olasılık yoğunluk fonksiyonunu elde etmek için farklı yükleme durumlarına göre farklı yöntemler geliştirilmiştir. Olasılık yoğunluk fonksiyonları gerilim güç tayf yoğunluk değerleri kullanılarak bulunur. Bu işlem için spektral momentler kullanılır.

Dar Bant Yöntemi

Bendat tarafından geliştirilen olasılık yoğunluk fonksiyonu yaklaşımıdır. [16]

$$p(S) = \frac{S}{4m_0} e^{\frac{-8S^2}{8m_0}} \tag{2.27}$$

Dar bant yöntemi diğer yöntemlere göre oldukça konservatif sonuçlar vermektedir.

Tunna Yöntemi

Tunna tarafından geliştirilen yöntemdir [17].

$$p(S) = \frac{S}{4\gamma m_0} exp\left(\frac{-S^2}{8\gamma m_0}\right) \tag{2.28}$$

Dirlik Yöntemi

Özellikle geniş bant titreşimler için en çok kullanılan yöntem Dirlik yöntemidir [18]. Dirlik, geniş bant uygulamalarında Monte Carlo Simülasyon tekniğini kullanarak bu yöntemi elde etmiştir [19].

$$p(S) = \frac{\frac{D_1}{Q} e^{\frac{-Z}{Q}} + \frac{D_2.Z}{R^2} e^{\frac{-Z^2}{2R^2}} + D_3.Z.e^{\frac{-Z^2}{2}}}{2\sqrt{m_0}} \tag{2 .29}$$

$$D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{1+\gamma^2}, D_2 = \frac{1-\gamma-D_1+D_1^2}{1-R}, D_3 = \frac{1-D_1+D_2}{1-R}$$

$$Q = \frac{1.25(\gamma - D_3 - D_2.R)}{D_1}, \quad R = \frac{\gamma - X_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}, Z_i = \frac{S}{2.\sqrt{m_0}}, x_m = \frac{m_1}{m_0}\sqrt{\frac{m_2}{m_0}}$$

Bu yöntemlerin dışında Chaudhury ve Dover, Wirsching, Steinberg gibi farklı yöntemlerde bulunmaktadır.

Bu çalışmada incelenen askeri sistemlerinin geniş bant titreşim altında çalışmaları nedeniyle Dirlik metodu kullanılmaktadır. Elde edilen üç bağımsız ivme girdisi kullanılarak altı gerilim bulunacak, bu gerilimler Von Mises yöntemi ile eşdeğer gerilime indirilecek ve Dirlik metodu ile olasılık yoğunluk fonksiyonu hesaplanacaktır.

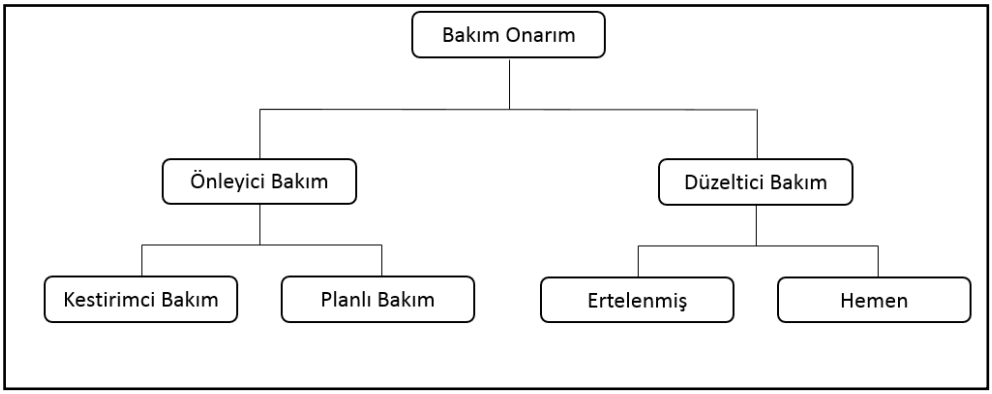
3. DURUM TABANLI BAKIM ONARIM

Günümüzde kullanılan sistemlerin büyük çoğunluğu birçok farklı bileşenden meydana gelmektedir. Sistemin işlevsel kalması ve çalışma güvenilirliği, bu bileşenlerin tasarım amaçlarına uygun bir şekilde kendi içlerinde ve birbirleriyle uyumlu şekilde çalışmalarına bağlıdır. Sistemlerin kullanım süreleri arttıkça, gerek çalıştığı ortam (çevresel etkiler) gerekse de kullanımından kaynaklı sorunlar (aşınma, çatlak oluşma vb.) ortaya çıkmaktadır. Bu sorunların zaman içerisinde birikmeleri sonucu sistemlerin arıza yapması ve görevlerini yerine getirememe durumları ortaya çıkar. Bu kapsamda, sistemlerin çalışmasının sürekliliğinin sağlanması ve sistemin planlanan faaliyetler çerçevesinde nasıl davranacağının kestirilmesi önem taşımaktadır. Sistemin, ihtiyaç halinde veya planlı faaliyetler ile planlanan süre boyunca faal kalmasını sağlayan, bu doğrultuda maliyet ve zaman etkin çözümler üreten temel yaklaşım; bakım yaklaşımıdır.

Bakım faaliyetleri genel olarak; bir parça veya sistemin kendisine tanımlanan, ömür döngüsü süresince faal kalmasını sağlayan, yönetimsel ve teknik olarak iki ayrı açıdan ele alınan, bakım, onarım ya da değiştirme aksiyonlarının tamamıdır. Yürütülen faaliyetlerin temel amacı, sistemin gerek maliyet gerekse de güvenilirlik durumlarını ele alarak, kendisinden beklenilen görevi planlanan süre boyunca yerine getirmesini sağlamaktır.

3.1. Bakım Konseptleri

Bakım konseptleri teknolojinin gelişmesine paralel olarak zaman içerisinde farklılık göstermektedir. Farklı yaklaşımlar, ortaya çıktığı dönemlerde kullanılan sistemler için maliyet, güvenilirlik ve lojistik koşulları göz önüne alarak optimum çözümü uygulamayı amaçlamaktadırlar. Zaman içerisinde gelişen bu yaklaşımlar, farklı sınıflarda incelenmektedir. Genellikle Şekil 3.1'de görülen sınıflandırma kullanılmaktadır.



Şekil 3.1. Bakım sınıflandırması.

3.1.1. Düzeltici Bakım

Bakım konseptlerinden ilk uygulanan yaklaşımdır. Hata oluşan ve görev yapamayan parçaların yenileri ile değiştirilme faaliyetlerini temel alır. Genellikle yüksek güvenilirlik faktörüne göre tasarlanmış veya sistem güvenliğini etkilemeyen, lojistik olarak kolay idame edilebilen parçalar için tercih edilir. Gerek maliyet gerekse de lojistik olarak en ilkel yaklaşımdır. Genel yaklaşım "bozulunca değiştir" yaklaşımıdır. Hasara uğrayan veya bir sebeple görev yapamayan parçanın, sistemin çalışmasına etkisi ve ulaşılabilirlik durumlarına göre hemen ve daha sonra değiştirme yaklaşımı olarak ikiye ayrılabilir [20].

Düzeltici bakım yaklaşımı pasif bir yaklaşımdır. Hasarın ortaya çıkması faaliyetlerin başlamasını tetikler.

3.1.2. Önleyici Bakım

II. dünya savaşı ile ortaya çıkan teknolojik gelişmelere bağlı olarak sistemlerin gerek üretim tekniklerindeki gelişmeler gerekse de fonksiyonellik açısından gelişmelere paralel olarak sistemlerin karmaşıklaşması söz konusudur [20]. Düzeltici Bakım, tüm sistemlerin görev bölgelerine sevkiyatları ile birlikte, önemli bileşenlerinin bakım faaliyetlerini de içerecek bütün ekipman, yedek parça vb. bileşenlerinin de sevkiyatın yapılmasını gerekli kılar. Özellikle karmaşık sistemlerde, sistemlerin düzeltici bakım yöntemi kullanılması maliyet ve lojistik açısından sıkıntılara neden olmaktadır. Ayrıca, önleyici bakımın bileşenlerinin arızası sonrasında faaliyetlere başlanılması sonucunda, sistemin bakım onarım süresince kullanılmamaktadır. "Downtime" olarak ifade edilen bu süre özellikle askeri uygulamalarda istenmeyen bir durumdur. Askeri faaliyetlerde kullanılan sistemlerin

planlanan faaliyet süresince faal olmaları ve en kötü koşullarda bile gerekli bakım/onarım faaliyetlerinin hızlı ve etkili yapılması beklenilmektedir.

İhtiyaçlara bağlı olarak günümüzde sıklıkla kullandığımız belirli aralıklarla bakım yaklaşımını da içine alan önleyici bakım konsepti bu ihtiyaçlar doğrultusunda geliştirilmiştir. Önleyici bakım yaklaşımında amaç, bileşenin arızalanmadan ve sistemin plansız gayri faal duruma düşmeden gerekli bakım/onarım işlemleri yapılarak sistemin faal kalmasını sağlamaktır. Önleyici bakım, planlı bakım ve kestirimci bakım olarak iki kısımda incelenebilir.

Planlı (Belirli Aralıklarla) Bakım

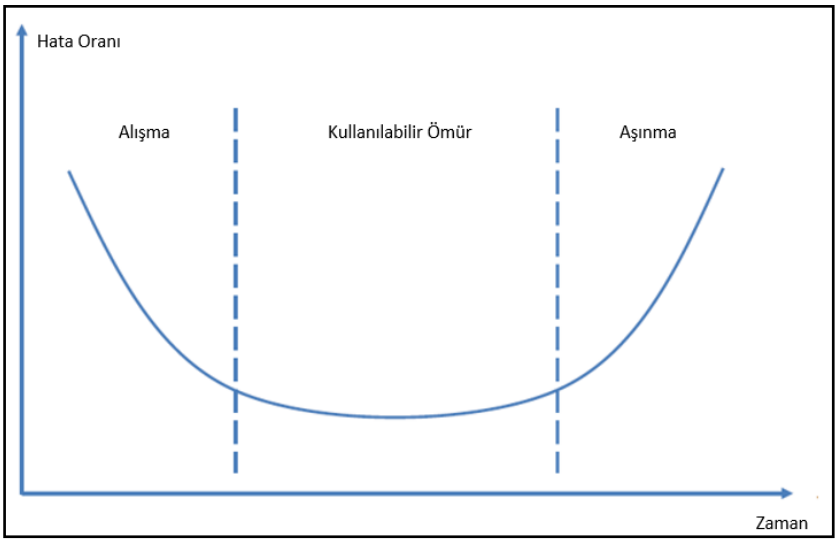
Belirlenen aralıklarda veya belirli kriterlere göre gerçekleştirilen ve hata olasılık oranını en aza indirerek sistemin fonksiyonunun azalmasına veya kaybına engel olmayı hedefleyen bakım konseptidir.

Periyodik Bakım ile sistemin ve birleşenlerinin her zaman istenilen güvenilirlik değerinde kalması sağlanır. Bu yaklaşımının olumlu tarafı sistemin her zaman faal kalmasının ve bakım faaliyetlerinin planlanarak belirsizliğin giderilmesinin sağlanmasıdır. Ancak bu kapsamda geliştirilen yaklaşımlar; tümden gelimci, ürünlerin farklı kullanım koşulları altında çalışmaları göz önüne alınmamakta ve ortalama değerler üzerinden bakım faaliyetleri yürütülmektedir.

Kestirimci Bakım (KB)

Sistemlerin, üretimden kaynaklanan çeşitlilikler, malzeme özelliklerinin değişkenlik göstermesi ve özellikle operasyonel koşulların farklılığı gibi kesinlik içermeyen parametreler nedeniyle, deterministtik hesaplamalar genel hakkında ortalama bilgi verirken, özgün bir ürün için uygulanması belirsizlikler içermektedir [21]. Kestirimci Bakım; istatiksel olarak planlanmış bakım faaliyetlerinden daha çok, doğrudan sisteme özgü elde edilen bilgilerin değerlendirilmesi sonucu elde edilen bilgileri esas alır ve bakım faaliyetlerini bu bilgilere göre düzenler.

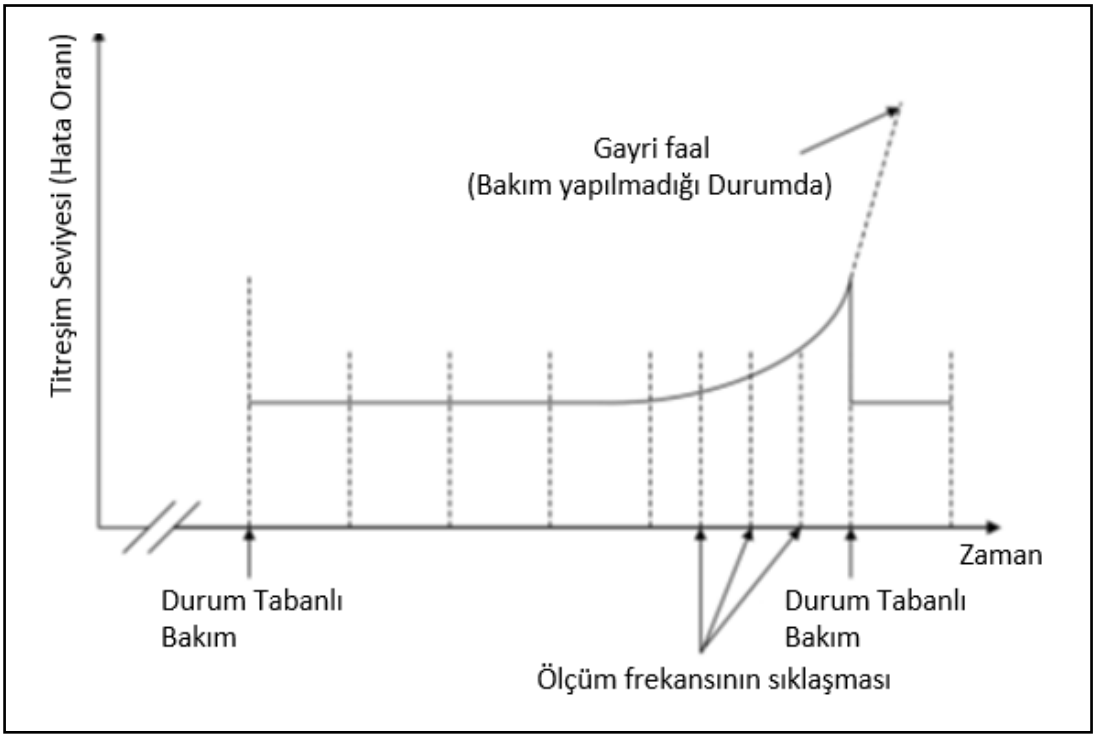
Kestirimci bakıma temel oluşturan veriler, sistemin ömür döngüsündeki güvenilirliği hakkında da önemli bilgiler sağlar. Bir sistemin ya da makinanın ömür döngüsündeki hata Şekil 3.2'de verildiği gibidir [22] .



Şekil 3.2. Ömür döngüsü hata durumu.

Sistem ilk kullanılmaya başlandığında tecrübesizlik, üretim hataları, kullanıcı hataları gibi sorunlar nedeniyle hata oranları yüksektir. İlk dönemin tamamlanmasının ardından, hata oranları belirli seviyede sabitlenir. Ancak kullanım durumuna bağlı olarak aşınma, yorulma gibi etkiler nedeniyle belirli bir süreden sonra hata oranları hızlı bir şekilde tekrar artış gösterir. Bu nedenle sistem üzerinden düzgün veri elde etmek için sürekli gözlemleme önemlidir.

Kestirimci Bakım (KB), kondisyon tabanlı bakım olarak da tanımlanır. KB sistemin gerçek zamanlı verileri ile daha önceden belirlenen verileri karşılaştırarak sistemin durumu (kondisyonu) hakkında bilgi edinmeyi amaçlar. Bu yaklaşım ile her bir sistem ayrı ele alındığı için, sisteme özgü yaklaşım sergilenmektedir [23, 24]



Şekil 3.3. Kestirimci bakım hata oranları.

KB ile sistem üzerinden alınan ölçümler ile sistemin kritik duruma geldiği noktada gerekli müdahaleler yapılarak hataların önüne geçilmiş olunur (Şekil 3.3) [25].

KB ilk olarak 1940 yıllarında Rio Grande Railway Company tarafından kullanılmıştır. Firma, motor yağındaki glycol miktarını ölçerek motorun durumu hakkında bilgi edinmeyi ve bu bilgiye göre bakım yaklaşımını güncellemeyi planlamıştır [20]. 1950-1970 yılları arasında Amerikan ordusunun bu konsepti ilerletmesi ile KB gelişimini sürdürmüştür. Gelişen teknolojiye paralel olarak dahili sensörler ile her bir sistemden daha fazla bilgi elde edilmektedir.

KB ile elde edilen verilerin değerlendirilmesinde, sistemin ömür döngüsünde faal olma durumu olarak tanımlanan güvenilirlik değeri kullanılır. Sistemin tasarım döneminde; ömür döngüsüne, kullanım durumuna ve çevresel etkiler vb. parametrelere göre belirlenen güvenilirlik değerleri, gerek sistem gerekse de alt sistemlerin tasarımında önemli bir parametre olarak ele alınır.

Güvenilirlik temelli bakım konsepti, bakım stratejilerinin seçimi ve geliştirilmesinin operasyonel, ekonomik ve güvenlik kriterlere göre yapılmasını amaçlar Güvenilirlik temelli bakım ilk olarak 1960'larda uçak bakım çalışmalarında kullanılmıştır [26].

Bakım aralıklarının belirlenmesinde de güvenilirlik değeri kullanılmaktadır. Güvenilirlik hesaplamalarında iki değer öne çıkmaktadır. Bunlar hatalar arasındaki ortalama süre ve tamir için gereken ortalama süredir. Bu değerler hesaplanarak sistemlerin bakım ve onarım konseptleri belirlenir.

Güvenilirlik yaklaşımında, uzun dönem hatalarının Weibull analizi ile değerlendirilmesi geniş kabul görmüş bir yaklaşımdır. Weibull olasılık analizi ile zamana bağlı güvenilirlik hesaplamaları yapılabilir.

Weibull Analizine göre bir sistemin hata oranı Eş. 3.1 ile bulunur [27].

$$F(t) = 1 - e^{-(t/\eta)^{\beta}} \tag{3.1}$$

t, zaman
η= ölçek parametresi
β=şekil parametresi

Sistemin güvenilirlik değeri de 1'den hata oranının çıkarılması ile elde edilir.

$$R(t) = 1 - F(t) = e^{-(t/\eta)^{\beta}} \tag{3.2}$$

Bir sistemin η ve β parametreleri sistemin önceki güvenilirlik değerlerinden elde edilebilir. Bu kapsamda zamana göre güvenilirlik değerini bulabilmek için her iki tarafın logaritması alınırsa,

$$In[1/R(t)] = (t/\eta)^{\beta} \tag{3.3}$$

Yeniden her iki tarafın logaritması tekrar alınırsa;

$$In\{In[1/R(t)]\} = \beta In(t) - \beta In(\eta) \tag{3.4}$$

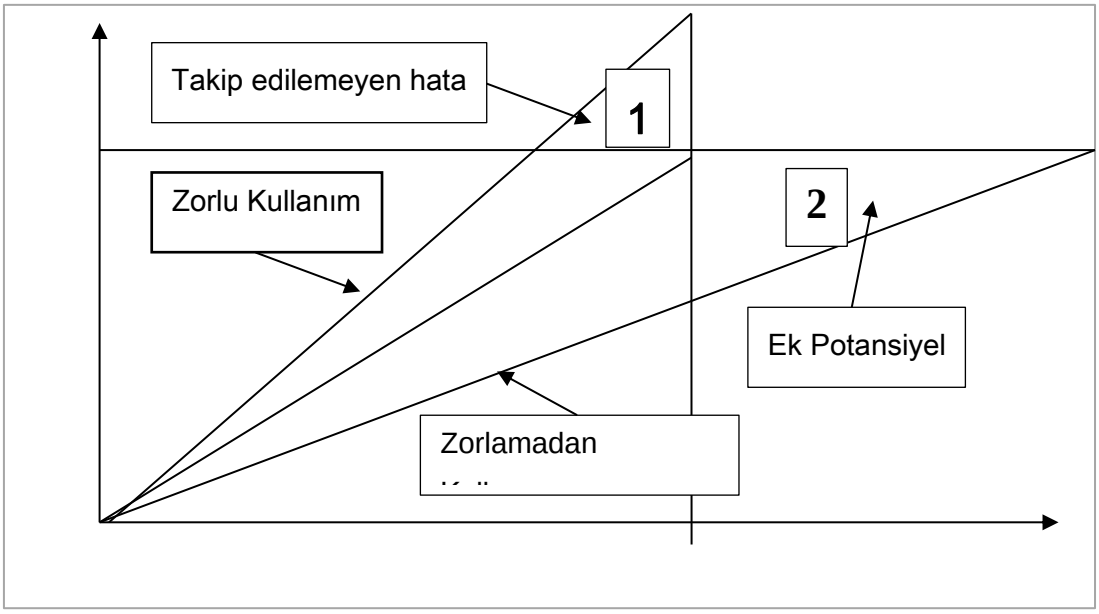
eşitliği elde edilmiş olur. Böylece Eş. 3.4 ile η ve β parametreleri ile zamana bağlı güvenilirlik değeri elde edilmiş olur.

Kestirimci bakım uygulamalarında, sistemin durumu hakkındaki bilgiler, sistemin çalışma durumu ve beklenilen hata durumları sistem üzerinde bulunan dahili titreşim, sıcaklık vb. sensörlerin verilerinin değerlendirilmesi sonucu elde edilir. Elde edilen bilgiler gerçek zamanlı ya da sonrasında analiz edilerek o ürüne özgü ömür değerinin belirlenmesi ya da bakım konseptinin ortaya konması sağlanır. Bu sayede bakıma daha fazla ihtiyaç duyulan sistemlere daha sık bakım yapılmasını (güvenilirlik artırımı), bakıma ihtiyaç duymayan sistemlere de bakım zamanının optimize edilmesine (ekonomik) imkan sağlar. Ayrıca Sistemin ömür döngüsü içerisindeki durumunun da belirlenmesine neden olur.



Şekil 3.4. Klasik bakım ve kullanım durumlu bakım konsepti.

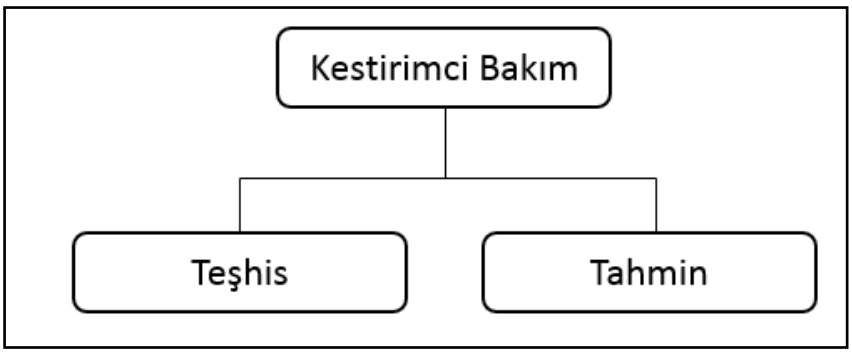
Şekil 3.5'de 1. bölge kullanım süresi içerisinde değerlendirilmesine rağmen riski bölge olarak görülmektedir. Benzer şekilde 2. bölge ise halen kullanılabilir olmasına rağmen, ömür döngüsünü tamamlamıştır.



Şekil 3.5. Kullanım süresi ve ömür ilişkisi.

Kestirimci Bakımda Teşhis ve Tahmin

Kestirimci bakım, sistem üzerinden elde ettiği veriler ile iki aşamalı bir değerlendirme yürütür. Bu aşamalar teşhis ve tahmin olarak ifade edilebilir.



Şekil 3.6. Kestirimci bakım durum tabanlı yaklaşım.

Teşhis kestirimci bakım analizinde, bir sistemin mevcut durumunu, önceden olan hataları ve bunların o anki duruma etkilerini incelenir. Bu işlemin yapılabilmesi için ya sistem üzerinde dahili bir sensor bulunmalıdır ya da belirli zamanlarda sistem üzerinden veri toplanılarak sistemin performans beklentilerini karşılayıp karşılamadığı, hatalarının ne boyutta olduğu anlaşılmalıdır.

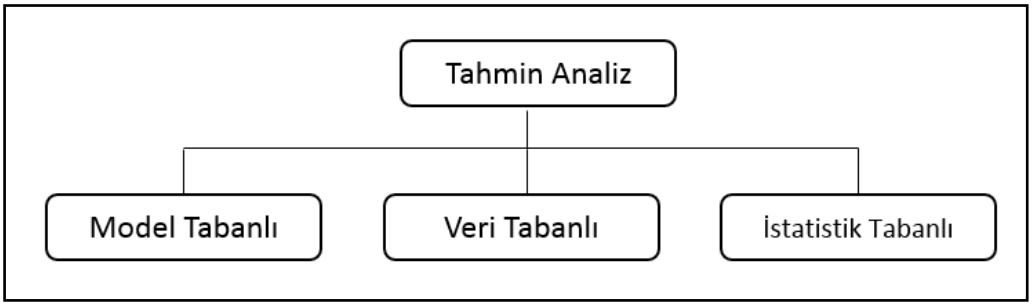
Teşhis yönteminde temelde amaç, sistemin sağlık durumunun anlaşılmasıdır. Bu doğrultuda sistem üzerinden basit sensörlerle veri toplamaktan, çok farklı sensörler ile büyük bir alt yapı kurularak sistem hakkında bilgi edinmek de mümkündür.
Çok farklı sayıda hata arıza teşhis yaklaşımları bulunmaktadır. Bunlardan en sık kullanılanı; istatistiksel yöntemler, yapay zeka uygulamaları ve model tabanlı yaklaşımlardır [28]. Yapay zeka uygulamalarında, yapay sinir ağları ve bulanık sinir ağları gibi yöntemler kullanılmaktadır Ayrıca envanterde bulunan askeri sistemlerin durumlarının ve güvenilirlik değerlerinin anlaşılabilmesi dahili sensör sistemlerinin kullanılmasının yanında ultrason gibi tahribatsız muayene gibi yöntemlerde kullanılmaktadır.

Tahmin bakım analizinde ise, sistemin ileriki dönemde ortaya çıkacak hatalarının, elde edilen veriler doğrultusunda tahmin edilesine dayanır. Buradaki amaç sistemin hata oluşmadan hatanın öngörülmesidir. Tahmin aşamasının teşhis aşamasından en büyük farkı hatanın sonrası değil öncesinde durumun tespitinin veya öngörüsünün yapılmasıdır. Doğru tahmin için öncesinde teşhisin de doğru yapılması bu amaçla çok önemlidir Tahmin analizi sistemin geri kalan ömrü hakkında tahmin yapmayı amaçladığı için daha karmaşıktır [20].

Tahmin analiz ile elde edilen hataya kalan süreye, Geri Kalan Kullanılabilir Ömür denilmektedir. Teşhise benzer şekilde istatistiksel yöntemler, yapay zeka uygulamaları, model tabanlı yaklaşım bu tahmin uygulamalarında da kullanılır. Geri kalan güvenli ömür genellikle belirsiz parametrelere sahip olması nedeniyle, deterministik yaklaşımla elde edilen değerlerden farklılık gösterir. Bu farkın nedeni, deterministik yaklaşımda kümenin tamamı düşünülerek çok geniş kabullerin yapılmasıdır.

Geri kalan güvenli ömrün hesaplanması uzun yıllardır hata sürelerinin kayıt altına alınması ile analitik yöntemlerin birleştirilmesi ile hesaplanmaktadır. Bu çözümler bazı sistemler için gereksiz maliyet bazıları içinde gecikmiş durumlar içerebilmektedir [21] .

Tahmin yaklaşımı 3 temelde incelenebilir:



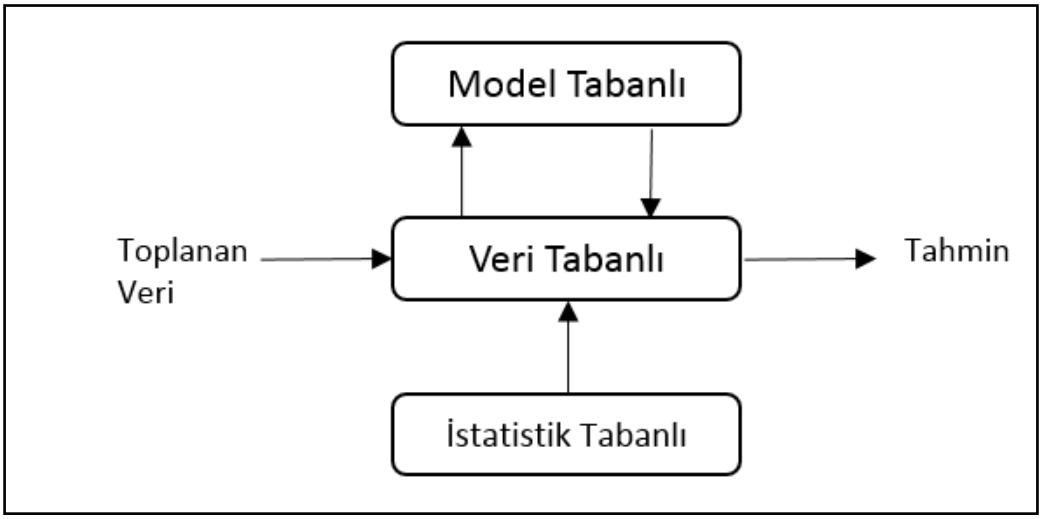
Şekil 3.7. Tahmin Analiz Yaklaşım

i- Model tabanlı (analitik yaklaşım): Bu yaklaşımın temelini sistemi oluşturan fiziksel model oluşturmaktadır. Sistem, gerekli matematiksel araçlar ile hesaplanabilir ortama taşınır ve orada bazı varsayımlar ile değerlendirilir. Bu yaklaşımın güçlü yönü, faal durumdan bağımsız olması ve hesaplanabilir bir değer elde edilmesidir. Diğer yöntemlere göre daha karmaşık olmasının yanında gerek uygulanabilirlik gerekse maliyet anlamında diğer yaklaşımların gerisinde kalmaktadır.

ii- Veri tabanlı yaklaşım: Bu yaklaşımın temelinde veri toplama ve bu verileri kullanarak değerlendirme bulunmaktadır. Toplanan veriler ile sistemin davranışları, tepkileri kayıt altına alınarak analitik hesaplamalara gerek kalmadan sistemin davranışları tahmin edilebilmektedir. Analiz ve değerlendirme işlemleri doğrudan veri üzerinden gerçekleştirildiğinden veri sayısının fazla olması ve istenilen özelliklerde veri olması gerekmektedir.

iii-İstatistik tabanlı yaklaşım: Bu yöntemde Weibull Analizi gibi basit yaklaşımlardan geri kalan ömür gibi kompleks yaklaşımlara kadar geniş bir çalışma aralığı vardır. Daha çok önceki hataların kayıt altına alındığı istatistiksel verileri kullanır. Sistemin ömür döngüsündeki durumu hakkında genel değerlendirmeler yapılmasını sağlar.

Yukarıda tanımlanan yaklaşımların yanında bu yaklaşımların beraber kullanılması ile geliştirilen melez yaklaşım da bulunmaktadır. Melez yaklaşımda; hem analitik yöntem hem de veri tabanlı yöntem beraber kullanılır. Bu sayede kısıtlı sayıda veri ile daha başarılı sonuçlar elde edilebilir [21].



Şekil 3.8. Hibrit Yaklaşım

Yorulma hesaplamalarında gerek kullanılabilecek yaklaşımların bulunması gerekse de verilerin kullanılış farklılıkları göz önüne alındığında hibrit seri model tez kapsamında kullanılmaktadır.

3.2. Askeri Sistemlerde Durum İzleme Sistemleri:

Yapısal durum izleme sistemleri, askeri sistemlerin idamesinde önemli bir yer tutar. Özellikle son yıllarda sistemlerin karmaşıklığının ve maliyetlerinin artması nedeniyle, sistemlerin envanterde bulunma süresi artmıştır. Ayrıca tasarım ve doğrulama koşullarından bağımsız olarak askeri sistemler çok farlı coğrafyalarda, çok farklı görevler icra edebilmektedir. Bu süre boyunca sistemlerin etkin ve hazır bir durumda bulunabilmeleri doğru ve yerinde bakım/onarım yaklaşımları ile mümkündür. Bu amaçla özellikle hava araçları üzerinden dahili sensörler ile veri toplanılarak bunların değerlendirilmesi sonucu sistemin sağlık durumu hakkında bilgi sağlanması amaçlanmaktadır.

Askeri alanlarda durum izleme için farklı sensörler kullanılmaktadır. Bunlardan en geniş kullanım alalına sahip olanlar; Piezoelektrik sistemler, fiber bratt grating sensörler, ivme ölçerler, fiber optik sensörlerdir.

Dahili sensörler ile;

- Maksimum ivme değerleri

- Şok değerleri
- Histogram
- Yönelimler
- RMS değerleri elde edilebilir.

Günümüzde platformların yüksek manevra kaynaklı yetenekleri nedeniyle titreşim ölçümü ile yorulma analizi önem kazanmaktadır.

4. ASKERİ STANDARTLARDA VERİ TOPLAMA VE PROFİL OLUŞTURMA

Askeri sistemlerin gereksinimleri belirlenirken teknik özelliklerinin yanında sıcaklık, yükseklik, titreşim altında çalışma gibi çevresel koşulların da belirlenmesi gereklidir. Tasarım, malzeme seçimi, sistemin dinamik davranışı gibi parametreler, tasarımın ilk aşamasında ortaya konulan bu şartlara göre şekillenir. Belirlenen özellikler çerçevesinde gerekli analiz ve hesaplamalar ile sistemin istenilen koşullar altında çalışması sağlanmış olur.

Tasarım aşamasında belirlenen çevre koşullarında görev yapılabilmesi için gerçekleştirilen tasarım çıktılarının, tasarım doğrulama ve kalifikasyon aşamasında sınanması gerekmektedir. MIL STD 810 Standartı, askeri ürünlerin tasarım doğrulama ve kalifikasyon testleri için çevre koşulu test prosedürlerini tanımlamaktadır. Standartta gerek her çevre koşulu için testin nasıl icra edileceği, gerekse de test ile ilgili teorik bilgiler yer almaktadır. Özellikle titreşim bölümünde kullanılacak uygun veririn olmaması durumunda referans olması ve kullanılması amacıyla belli başlı titreşim profilleri bulunmaktadır. Ancak standart bu hazır verilerden daha çok sistemin kullanım durumuna özgü toplanan verilerin kullanılmasını şiddetle önerir. Kullanılacak platformun da geliştirme döneminde olması ya da genel geçer bir uygunluk arandığında standarttaki veriler kullanılabilir. Ancak standartta verilen titreşim profilleri ile toplanan titreşim profilleri karşılaştırıldığında standarttın çok yüksek olduğu görülmektedir. Bunun en önemli sebebinin askeri standarttın kontrol edilemeyen parametreler nedeniyle daha konservatif ve daha genel durumlara uygun olarak hazırlanmış olmasıdır.

Standartta bazı titreşim verileri süre ve platform km karşılıkları bulunmaktadır. Bazılarında ise asgari dayanması gereken profil ve süre yer almaktadır. Genel yaklaşım, öncelikle sistemin ömür döngüsünün belirlenip, bu doğrultuda çalışma profilinin değerlendirilmesidir. Bir askeri sistemin uzun yıllar kullanım ihtiyacı göz önüne alındığında sistemin gerçek koşullarında test laboratuvarlarında test etmek maliyet ve zaman açılarından çoğunlukla imkansızdır. Bu kapsamda hızlandırılmış test yaklaşımı kullanılmaktadır.

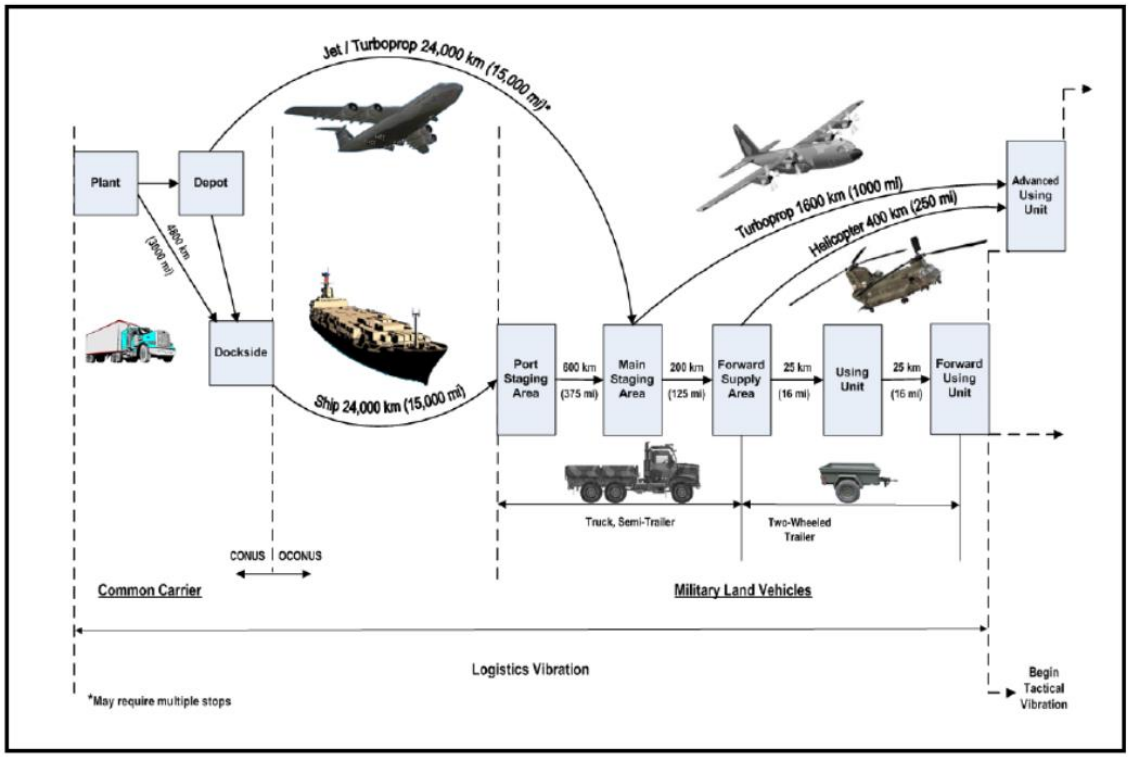
Titreşim testleri genellikle tek eksenli test cihazlarında yapılmaktadır. Test kalemi test cihazına titreşim girdisi oluşturulmak istenilen eksene göre bağlanır. Bir eksen bitince sırasıyla diğer eksenlere devam edilir. Bu durumda, sistemin gerçek ortamda karşılaşacağı üç eksen titreşimlerinin ayrı ayrı uygulanması söz konusudur. Gelişen teknoloji ile üç ekseni beraber test edebilen sarsıcılar geliştirilmiştir. Bu cihazlar, gerçek durumda sistemi etkileyen titreşim girdilerinin çok daha gerçekçi bir şekilde test edilmesine imkân sağlar.

Askeri bir sistemin, sistem mühendisliği çalışmaları doğrultusunda, gereksinimlerinin çok iyi bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Sistem üzerinde gerçekleştirilecek tüm tasarım ve doğrulama faaliyetleri belirlenen gereksinimler üzerinden gerçekleştirilir. Gereksinimlere göre yürütülen tasarım faaliyetlerinin ardından sistemlerin doğrulama ve kalifikasyon çalışmaları, belirli aşamalarda yürütülen faaliyetler doğrultusunda yapılır. Askeri standartlarda bir kısmı tanımlanan ve sistem tasarımları neticesinde elde edilen tecrübeler doğrultusunda ortaya konulan titreşim doğrulama testi gereksinimlerinin ve profillerinin oluşturulması dört aşamada gerçekleştirilmektedir:

1. Askeri sistemlerin ömür döngüleri
2. Titreşim verisi toplama ve değerlendirme işlemleri
3. Profil oluşturma işlemleri
4. Test profili oluşturma (hızlandırma) işlemleri

4.1. Askeri Sistemlerin Ömür Döngüleri

Ömür döngüsü; ürünün fabrikadan çıkışından envanterde kullanımı süresince maruz kalacağı etkileri ortalama bir şekilde değerlendirilmesi ile ortaya çıkan kullanım durumudur. Ömür döngüsü genellikle sistemin ihtiyaçlarının belirlenmesi ile eş zamanlı olarak ortaya konulur. Ömür evresi askeri sistemlerin sıcaklık, nem, sızdırmazlık gibi koşulları da içermesine rağmen tez kapsamında titreşim ömür evresi göz önüne alınacaktır. Şekil 5.1 ‘de MIL STD 810’da verilen örnek bir ömür döngüsü görülmektedir [1].



Şekil 4.1. Ömür döngüsü.

Askeri bir sistem tanımlanan ömür döngüsü içerisinde; nakliye, görev yapma, dayanıklı olma gibi faaliyetlerine göre farklı titreşimlere maruz kalır. Bu etkilerin daha doğru bir şekilde incelenebilmesi için benzer olaylar birlikte değerlendirilir. Bunun yanında her aşamaya ne kadar ya da hangi mesafe için maruz kalınacağı da sistemin gereksinim belirleme aşamasında belirlenmelidir. Bir sistemin ömür döngüsünün belirlenmesi, hem tasarım hem de doğrulama adımları açısından kritiktir.

4.2. Titreşim Verisi Toplama ve Değerlendirme İşlemleri

Askeri bir sistem ömür döngüsü içerisinde bulunan platformlardan taşınması ve kullanılması sırasında farklı titreşim etkilerine maruz kalır. Bu farklı özelliklerdeki titreşimlerin etkilerin beraber değerlendirip doğrudan bir profile indirgenmesi genellikle uygulanabilir değildir. Platform kaynaklarını, verinin tipine ve özelliklerine göre sınıflandırılması ve etkilerinin ayrı ayrı değerlendirilmesi gerekir. Bu kapsamda ömür döngüsü içerisindeki her bir safha olay olarak isimlendirilen küçük kısımlara bölünerek incelenir. Örneğin, askeri kara aracının stabilize yolda 30km/s hızda gitmesi, toprak yolda 50 km/s hızda gitmesi vb. hepsi farklı birer olaydır.

Olayların değerlendirilmesinde her bir platform kaynağı için benzer özellikleri içeren bilgilerin belirlenerek bir senaryo oluşturulması gerekir. Senaryoda; maruz kalınan süre veya uzaklık, profil ve profilin ağırlığı gibi bilgiler belirlenmelidir. Farklı platformlar için farklı senaryo oluşturma kriterleri bulunmaktadır. Kara araçlarında her bir yol çeşidi için mesafe, ortalama hız ve en yüksek hız tanımlaması yapılırken, hava araçlarında süre ve profil hesaba katılır. Platformlardaki hız dağılımlarının ağırlıklarının belirlenmesi için de MIL STD 810 standarttında, beta dağılımı kullanılmaktadır.

Gerek taşıma gerekse de entegrasyon kapsamında platform kaynaklı titreşimler MIL STD 810 'da aşağıdaki gibi sınıflandırılmıştır [1].

Taktik Tekerlekli Araç : Özellikle düşük frekanslarda yüksek yorulmaya neden olan titreşim kaynağıdır. Arazi ortamında yüksek titreşim genlik girdileri oluştururken, asfalt yoldaki titreşim seviyeleri görece düşüktür.

Paletli Araç : Aracın hızına göre paletin oluşturduğu dar bant titreşim frekansı değişiklik göstermektedir. Bu doğrultuda genellikle paletli araç titreşim testlerinde gelişigüzel geniş bant profil üzerine dar bant süpürme profili uygulanır. Arazi koşullarında asfalta göre daha düşük profil girdisi oluşturur.

Dönen Kanat Hava Platformu : Gelişigüzel geniş bant titreşim üzerine helikopter motor rotorun oluşturduğu dar bant frekans eklenerek elde edilen profildir. Rotora yakın yerde rotor frekansı baskın olup, harmoniklerinin etkilerinin göz önüne alınması gerekir. Manevralar, hava koşulları, atmosferik özellikler gibi parametrelere göre titreşim seviyeleri değişiklik gösterir.

Sabit Kanat Hava Platformu : Geniş spekturumlu gelişigüzel titreşim kaynağıdır. Motorun egzoz bölgesine yakın yerde en yüksek seviyededir.

Deniz Platformları(Sea Transport) : Platform hızı, deniz durumu ve manevra gibi etkilere bağlı olarak titreşim genliği değişiklik gösterir. Genellikle diğer platform titreşimlerinden daha az zorlayıcıdır.

Demiryolu(Train) : Diğer profillerden daha düşük etkiye sahiptir. Genişbant sayılabilecek titreşim oluşturur.

4.2.1. Sinyal Özellikleri ve Sinyal İşleme

Askeri sistemeler, ömür döngüleri süresince farklı titreşimlere maruz kalırlar. Titreşim etkisi nedeniyle sistemlerin mekanik yorulmalarının incelenmesi için titreşim seviyelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Genellikle titreşim analizleri veri toplama ve değerlendirme aşamalarında, ivme ölçerlerden elde edilen veriler ivme formunda olması nedeniyle, ivme verileri üzerinden gerçekleştirilir. Bu doğrultuda ivme verilerinin toplanması, incelenmesi ve yorumlanması için sinyal işleme adımlarının gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Gelişigüzel titreşimler düzensiz, deterministtik olamayan titreşimlerdir. Genellikle tahmin edilemez, tekrarlanamazlar. Gelişigüzel titreşimlerin özellikleri ancak istatistiksel olarak ifade edilirler. Platform entegrasyon, mühimmat tasarım vb. askeri uygulamalarda karşılaşılan titreşimler çoğunlukla gelişigüzel yapıdadırlar.

Güç Tayf Yoğunluğu (PSD)

Güç tayf yoğunluğu, frekanslara göre sinyalin şiddetini gösteren, gelişigüzel titreşimleri tanımlamak için kullanılan temel araçtır. Gelişigüzel titreşimler, genellikle zaman ortamımda elde edilen ivme zaman verilerinin frekans ortamına taşınması sonucunda ortaya çıkan güç tayf yoğunlukları ile değerlendirilir. Güç tayf yoğunluk grafiğinde herhangi bir faz bilgisi bulunmaz. Her frekans için güç yoğunluk bilgisini içerir. Ayrıca zaman verisinden elde edilmesi güç olan sistemin doğal frekans, tahrik frekansı gibi frekans özellikleri de güç tayf yoğunluk ile anlaşılmaktadır. Titreşim gibi ölçülen parametrelin genellikle ortalama değerleri sıfır olduğundan ortalama değer ile işlem yapılması doğru sonuçlar vermeyecektir. Bu nedenle ortalama karesi alınarak hesaplanan güç ile işlem yapılmaktadır.

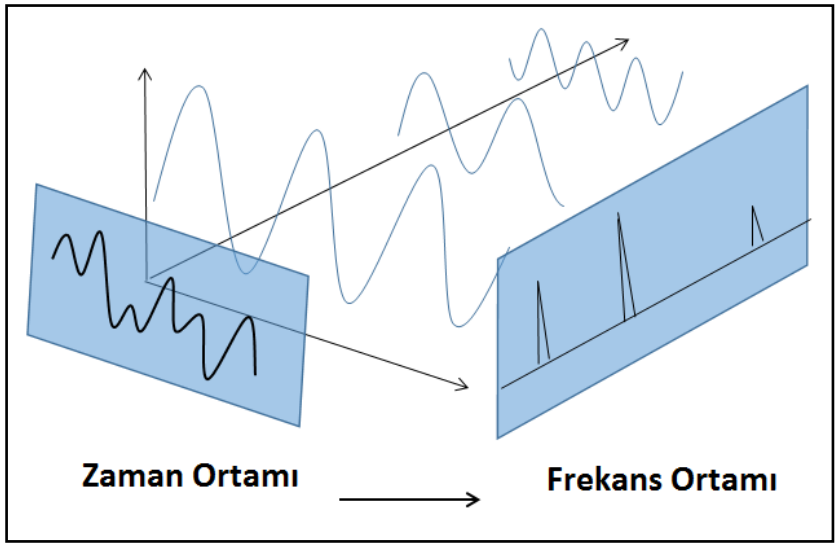
Fourier Dönüşümü

Zaman ortamındaki bir verinin frekans ortamında analizi içim Fouier serisi kullanır. İlk olarak 1807 yılında Joseph Fourer tarafından ortaya konulmuştur [29]. Fourier, her bir

sinyalin, sinüs ve cosinüslerle ifade edilebilen dalgaların toplamı şeklinde olduğunu ortaya koymuştur.

$$x(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty}[A_n \cos(2\pi f_n t) + B_n \sin(2\pi f_n t)] \quad (4.1)$$

$x(t)$ sinyal, A_n ve B_n ise Fourier katsayılarıdır. Fourier Dönüşümünde $x(t)$ sinyali , Δt aralığa sahip N tane sayıya bölünür. Her bir aralık için fourier katsayılarının bulunması gerekmektedir.



Şekil 4.2. Fourier Dönüşümü.

Hızlı Fourier Dönüşümü

Fourier katsayıları bulmak için sinyalin her bir aralığı için ayrı ayrı hesap yapılması gerekmektedir. Bu nedenle Fourier dönüşümü uygulanması zor bir işlemdir. Cooley ve Tukeyin gelişirdiği algoritma ile Fourier dönüşümündeki sabit katsayılar hızlı bir şekilde bulunur.

Hızlı Fourier dönüşüm algoritması, 2'nin üssü olan N tane dijital örneklemi kullanılarak hesaplanır. Hızlı Fourier dönüşümündeki en yüksek hesaplanan frekans $f = 1/2\Delta$'dır. Bu frekans değerine Nyquist frekans olarak ifade edilir. Hızlı fourier dönüşüm algoritması ile N/2 frekans değeri için hesaplama yapılır.

Welch Metodu

Hızlı Fourier dönüşüm hesaplama yöntemi kullanarak güç tayf yoğunluğu tahmini için en çok kullanılan metot, Welch tarafından geliştirilen Welch metodudur. Bu yöntem aşağıdaki işlemlerle gerçekleştirilir:

i. Sinyal verisi, klasik Fourier dönüşümünde olduğu gibi N adet eşit aralıklara bölünür. Sinyal verisin 2'nin üssü bir aralığa bölünmesi hesaplama işlemini hızlandırmaktadır. Bu nedenle genellikle N 'nin üssü olarak seçilir.
ii. Her bir aralığın aralığın Hızlı Fourier dönüşümü yapılır.
iii. Hızlı Fourier dönüşümün karesi hesaplanır. Elde edilen değerin ortalaması alınır. Hesaplama aralıklarının uzun olması güç tayf yoğunluk değerlerinin daha iyi sonuç vermesini sağlar ancak hesaplama süresi uzundur.
iv. En sonunda hesaplanan değer bant genişliği frekansına bölünerek normalleştirilir. Böylece güç tayf yoğunluğunun birimi g^2/Hz olmuş olur.

Pencereleme

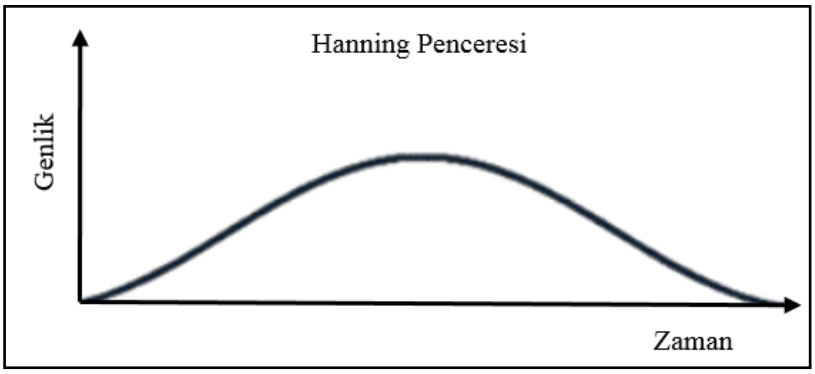
Fourier serisi, sinyalin sonsuz uzunluğa sahip olduğunu varsayımına dayanır. Ancak toplanan verinin doğası gereği N adet örneklem içermektedir. Örneklemler arası geçiş süreksiz olduğundan özellikle geniş bantta yayılan titreşimlerde, örneklemler arası geçişte kayıplar oluşmaktadır. Bu kayıplara "sızıntı" denir.

Sinyal işlemede sızıntıları azaltmak ve birbiri ardına gelen örneklemlerin beraber değerlendirilmesi için sinyal üzerinde ufak modifikasyonlar yapılmaktadır. Buna pencereleme denilir. Pencerelemele fonksiyonları sinyal parçaları ile çarpılarak kullanılırlar.

Literatürde farklı pencereleme yöntemleri bulunmaktadır. Bunlardan en yaygın olanı Hann pencereleme yöntemidir.

$$W_H\,(n) = 0.5\,\left[1 - cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right)\right] \qquad (4.2)$$

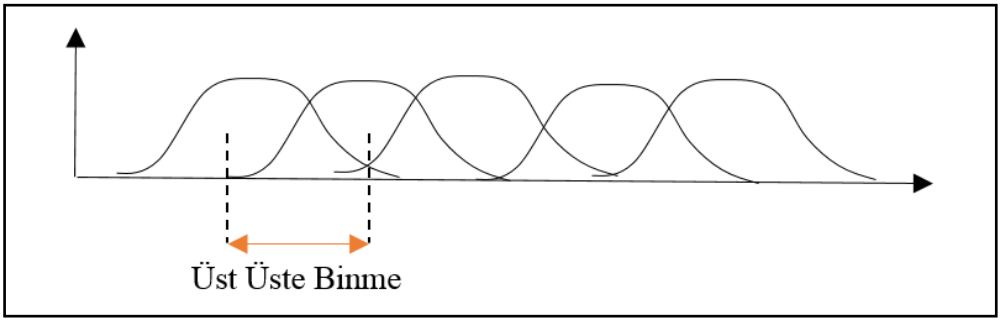
Hann fonksiyonu, ana bölgenin geniş, başlangıç ve sonun dar ve sonlarda sıfır olmasına dayanır. Bu yöntem ile bölümler arası kaçaklar (sızıntı) en aza indirilmiş ve süreksizlikler ortadan kaldırılmış olur.



Şekil 4.3. Hann Pencereleme fonksiyonu.

Üst Üste Binme

Pencereleme fonksiyonları ile bir sinyalin her bir bölüm başlangıcı ve sonu sıfır olacak şekilde bölümlere ayrılmış olunur. Ancak değerlendirmenin sağlıklı yapılabilmesi için bölümlerin ayrık olarak değil, beraber incelenmesi gerekmektedir. Bu amaçla, pencereleme fonksiyonu ile başlangıcı ve sonu sıfıra indirilmiş olan bölüm geçişlerinin belirli kısımlarının birbiri üzerine bindirilmesi ile bölümlerin beraber değerlendirilmesi sağlanır. Üst üste binme miktarı, aralıkların ne kadarının bir sonraki aralık içerisinde yer alacağını belirler.



Şekil 4.4. Üst Üste Binme.

Örtüşme

Veri toplamada her bir saniyeye karşılık toplanan veri, örneklem sayısı (sample rate) olarak ifade edilir. Sinyallerin değerlendirilmesinde örneklem sıklığı önemli bir parametredir. Bir sinyal, farklı örneklem sıklığında elde edilen sonuçların farklılık göstermesi örtüşme olarak ifade edilir. Farklı sinyaller farklı örneklem aralıkları ile aynı sinyallermiş gibi değerlendirilebilir. Örneklem sayısı genellikle incelemek istediğimiz frekansın en az iki katı şeklinde olması tercih edilir.

Örtüşmenin ortaya çıkardığı hataları ortadan kaldırmak için, hızlı Fourier dönüşümünde en düşük frekans belirlenir. Bu frekans değeri 0 ile örneklem sayısının yarısının arasında değişiklik gösterebilir. Nyquist fekansı üzerindeki tüm frekanslar, sinyal filtreleme işlemleri ile temizlenirler. Sinyal filtreleri; belirlenen frekans aralığının haricinde frekansları uzaklaştırılır. Genellikle düşük geçiren filtreler, kesilen frekansının %75-%80 ' ninde değerleri düşürmeye başlar. Bu nedenle örneklem frekans değerinin %40'ına kadar iyi veriler elde edilir

Frekans Çözünürlüğü

Frekans çözünürlüğü; $\Delta f = 1/T$ (T sinyalin uzunluğu), olarak ifade edilir. Güç tayf yoğunluğu, örneklem sayısı ile doğru orantılı olarak daha doğru ve düzgün sonuç verme eğilimindedir.

Durağan ve Durağan Olmayan Sinyal

Bir sinyalin, istatistiksel özellikleri zaman içerisinde değişmiyorsa durağan olarak ifade edilir. Güç tayf yoğunluğu hesaplanacak sinyalin durağan sinyal olması beklenmektedir.

Normal Dağılım:

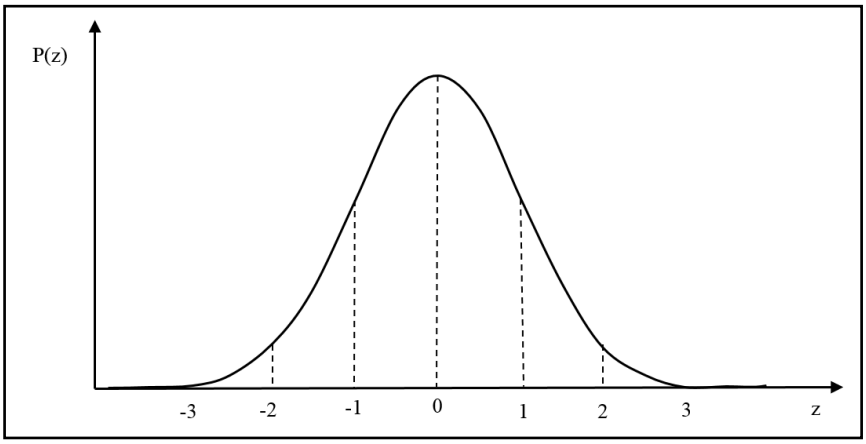
En çok kullanılan ve doğada karşılaşılan dağılım Normal (Gaussian) dağılımıdır. Çan eğrisi olarak da ifade edilir. Bu dağılım, Alman matematikçi Carl Frederich Gauss tarafından ortaya atılmıştır. Normal dağılım, ortalama ve standart sapma ile ifade edilir ve aşağıdaki formül ile gösterilir.

$$p(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (4.3)$$

μ, ortalama

σ, standart sapma'dır.

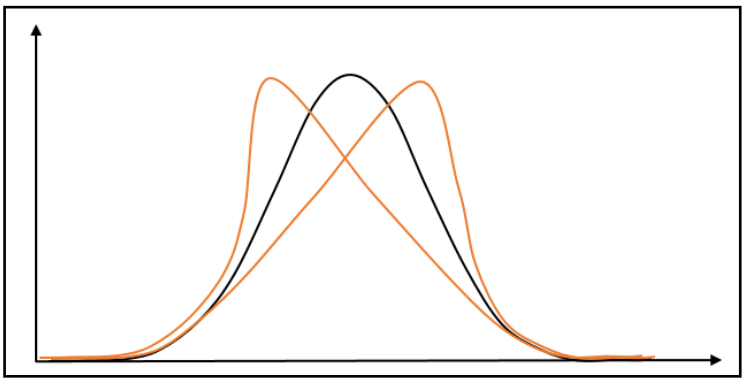
Normal dağılımlarda çarpıklık değeri sıfır, kurtosis değeri üçtür.



Şekil 4.5. Normal dağılım.

Çarpıklık

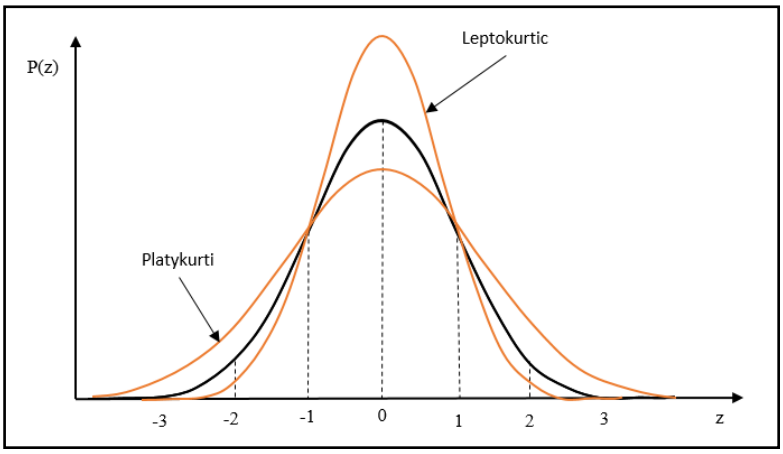
Çarpıklık, sinyalin dağılımını ortalama değere göre sapmasını gösterir. Birimsizdir. Normal dağılımda çarpıklık sıfırdır.



Şekil 4.6. Çarpıklık

Basıklık (Kurtosis)

Basıklık, bir sinyalin dağılımının ortalama değerinin basıklık oranını verir. Sinyalin dördüncü momentinin ikinci momentinin karesine bölünmesi ile elde edilir. Birimsizdir. Normal dağılımlarda 3 olarak alınır. Kurtosis değeri 3'den büyük ise leptokurtic, 3'den küçük ise platykurtic olarak ifade edilir.



Şekil 4.7. Basıklık.

Merkezi Limit Teoremi

Dağılımı belli olmayan bir popülasyondan alınan örneklemlerin sayısı arttırılırsa ve dışarıdan bir etki olmadığı sürece, örneklemlerin dağılımı, ortalama değer etrafında normal dağılıma yaklaşmaktadır. Bu durumu ortaya koyan teoriye Merkezi Limit Teorisi denir. Örneklemlerin normal dağılıma yakınsaması için örneklem sayısının en az 30 ve üzerinde olması gerekir.

4.3. Profil Oluşturma Aşaması

Askeri sistemler, görevleri gereği farklı koşul ve ortamlarda görev alırlar. Bu ortamlar, sistemlerin gereksinim tanımlama aşamasında belirlenen ömür döngülerinde tanımlanırlar. Genellikle bütün sistemler birden fazla titreşim profilinde görev yapmaları gerekmektedir. Bu nedenle, sisteme ömür döngüsü süresinde etkiyecek bu farklı titreşim ortamlarının tasarım döneminde iyi analiz edilmesi gerekmektedir.

Ömür döngüsünde belirlenen koşulların titreşim etkilerinin incelenmesi için her bir farklı ortamdan veri toplanması gerekmektedir. Platformun veya sistem prototipinin hazır olmaması nedeniyle veri toplanamayacak durumlarda ise MIL STD 810 ve AECPT gibi askeri standartlarda bulunan profiller kullanılır [1, 2].

Askeri Sistemlerin ömür döngülerinde belirtilen çalışma koşulları olay ve senaryo denilen daha küçük parçalar şeklinde ele alınmaktadır. Olayların birleştirilmesiyle ömür döngüsü senaryoları oluşturulur. Gerek olay profili gerekse de senaryo profili için profil birleştirme işlemine ihtiyaç duyulmaktadır.

Profil birleştirme işlemleri için farklı yöntemler mevcuttur. Bunların bir kısmı askeri standartlarda bahsedilmektedir. Bu bölümde sıklıkla kullanılan profil birleştirme yöntemlerinden bahsedilecek, bu yöntemlerin eksik kaldığı kısımlar belirtilecek ve önerilen güvenli aralık profil oluşturma yöntemi detaylı bir şekilde ele alınacaktır.

4.3.1. İstatistiksel Yöntem

Askeri sistemlerden toplanan verilerin istatistiksel yöntem ile birleştirilmesi MIL STD 810'da detaylıca tanımlanmaktadır. Askeri standartta göre, genel yaklaşım toplanan uzun ivme verisinin eşit aralıklı bloklara ayrılarak incelenmesidir. Her bir blok için PSD bulunarak bağımsız olarak değerlendirilir. Olayların profilleri birleştirilirken spektrumun homojen olduğu ve benzer şekle sahip olduğu kabulü yapılır. Bu kabule uymayan PSD'lerin beraber değerlendirmesi uygun değildir.

Bir olay için toplanan veri bloklara ayrılır. Her bir frekans değeri için ayrılan blokların $(G_i(f))$ ortalaması alınır. Bu değer $G_m(f)$ olarak ifade edilir. Bu işlem için uygun sayıda veri olduğu varsayılmaktadır $(n_d > 30)$. Ardından standart sapma değeri $G_d(f)$ aşağıda gösterilen eşitlik ile bulunur.

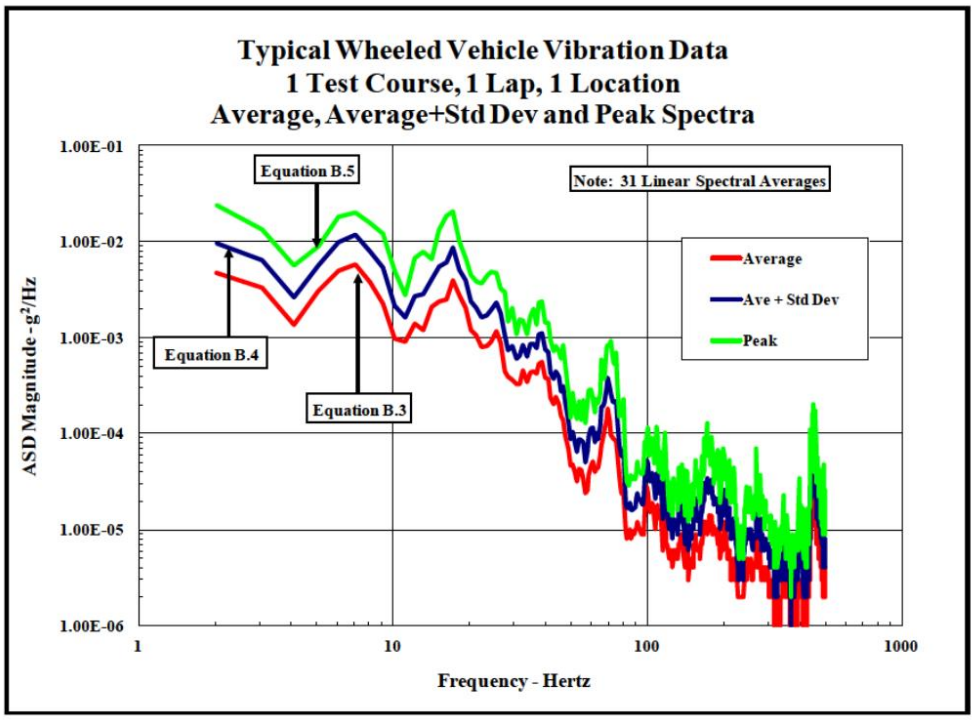
$$G_d(f) = \left[\frac{1}{n_d-1}\sum_{i=1}^{n_d}(G_i(f) - G_m(f))^2\right]^{1/2} \quad (4.4)$$

$$G_s(f) = G_m(f) + G_d(f) \quad (4.5)$$

$$G_p(f) = MAX\,[G_i(f)] \quad (4.6)$$

Burada $G_s(f)$, bir olayın PSD'sini , $G_p(f)$ ise olaylın her frekansının en yüksek değerini içeren PSD'yi ifade etmektedir.

MIL STD 810 standartında örnek bir olay için oluşturulan grafik Şekil 4.8'de gösterilmiştir.



Şekil 4.8. MIL STD 810 bir olayın PSD grafiği.

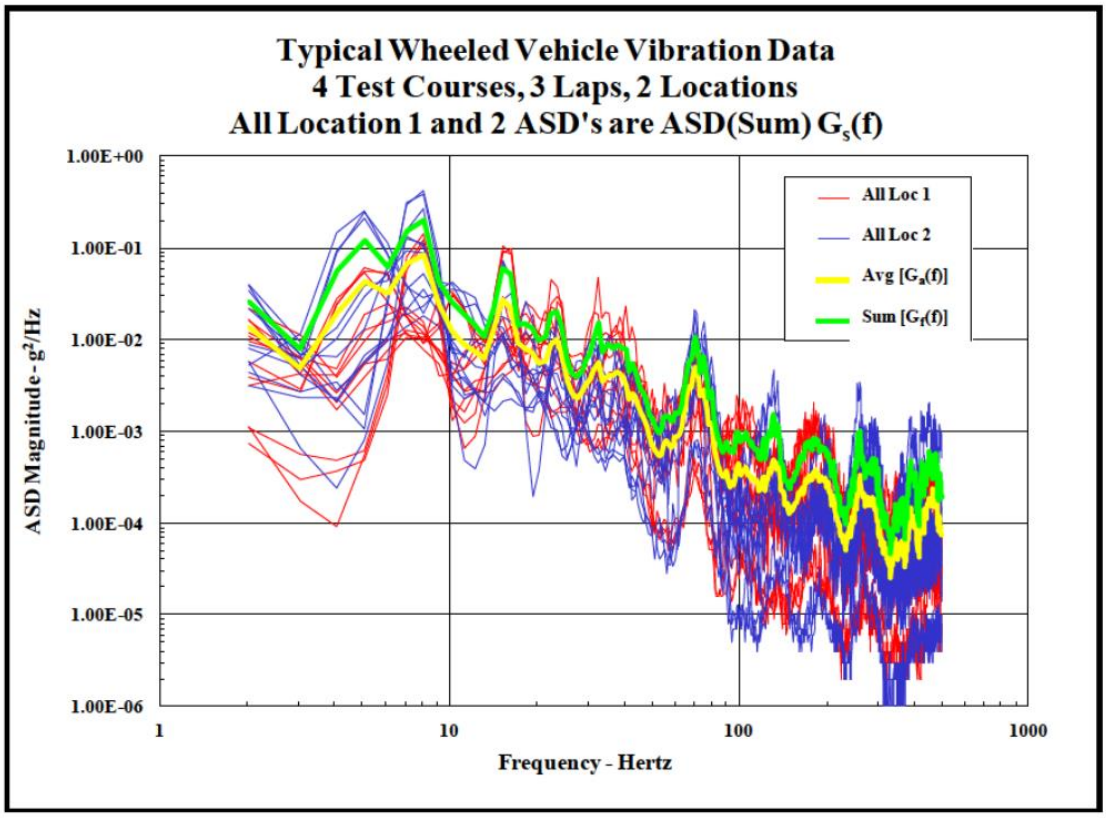
Farklı olayların birleştirilmesi yine benzer hesaplamalar ile elde edilir. Her bir olay için elde edilen $G_s(f)$ değerlerinin, yine her bir frekans için ortalaması ve standart sapması bulunur. Burada da birleştirilen profillerin homojen ve benzer profil şekildekine sahip olduğu varsayılmıştır. Bu kapsamda benzer profillerin bir arada değerlendirilmesi gerekmektedir [1].

$$G_a(f) = \frac{1}{M}\sum_{i=1}^{M} G_{S_i}(f) \tag{4.7}$$

$$G_e(f) = \left[\frac{1}{M-1}\sum_{i=1}^{M}(G_{S_i}(f) - G_a(f))^2\right]^{1/2} \tag{4.8}$$

$$G_f(f) = G_a(f) + G_e(f) \tag{4.9}$$

Burada, $G_a(f)$ olayların ortalama PSD, $G_e(f)$ standart sapma değeri, $G_f(f)$ senaryonun PSD ve M ise birleştirilen olay sayısını vermektedir. MIL STD 810 standartında 24 olaydan oluşan profil birleştirme gösterimi için oluşturulan grafik Şekil 4.9'de gösterilmiştir.



Şekil 4.9. MIL STD 810 olayların PSD birleştirilmesi [1].

Gerek olayların gerekse de olayların birleştirilmesi ile elde edilen senaryonun GTY'si bulunurken örneklem sayısının fazla olması gerekmektedir. Ayrıca her ne kadar örneklem sayısının yüksek olmasına dikkat edilse de ortalama değere standart sapma değeri eklenerek son profil elde edilmiştir. Bu durum, testlerde toplanan verilerdeki belirsizlik ve testlerdeki oluşabilecek farklılıkla nedeniyle oluşabilecek hataların önüne geçilmesi ve güvenli tarafta kalınması amacıyla uygulanmaktadır.

4.3.2. Yorulma Hasar Spekturumu

Yorulma hasar spekturumu (YHS) her bir doğal frekans için yorulma hasar spektrum indeksini hesaplayarak sistemin ömür analizinin yapılmasını sağlayan yöntemdir.

Hesaplamalar direkt olarak PSD üzerinden yapılır. İstatistiksel yöntemden en önemli farkı, sadece olayların profillerini değil maruz kalınan süreyi de göz önüne almasıdır. Bu farklılık, YHS yöntemini öne çıkartmaktadır.

Her bir olay için hasar indeksi olarak tanımlanan ve Eş. 4.10'da verilen değer hesaplanır. Denklemden de anlaşılacağı gibi uygulanan süre de hasar indeksinin bir parametresidir.

$$DP(f_n) = f_n T \left(\frac{G(f_n)}{f_n \xi}\right)^{\frac{b}{2}} \quad (4.10)$$

$DP(f_n)$, Hasar indeksi
f_n, Sistem doğal frekansı, Hz
T, Maruz kalınan süre, saniye
$G(f_n)$, Güç tayf yoğunluğu, g^2/Hz
ξ, Sönümleme oranı
b, logaritmik tabloda doğrusal olarak oluşturulan yorulma eğrisinin eğimi

Hesaplanan hasar indeksleri doğrusal olarak toplanır ve toplam hasar indeksi elde edilir.

$$DP_{total}(f_n) = DP_1 + DP_2 + DP_N = \sum_{i=1}^{N} DP_i(f_n) \quad (4.11)$$

Toplanan hasar indeksleri, benzer bir yaklaşımla Eş. 4.12 kullanılarak tekrar PSD haline getirilmiş olur.

$$G(f_n) = f_n \xi \left(\frac{DP(f_n)}{f_n T}\right)^{\frac{2}{b}} \quad (4.12)$$

MIL STD 810 standartında özellikle gelişigüzel üzerinde sinüs gibi farklı profillerin oluşturduğu PSD'lerin, profil birleştirme işleri, gelişigüzel ile sinüs profillerinin öncelikle n sayıda PSD'ye ayrıştırılması ardından her bir durum için YHS hesaplanması ve sonrasında profillerin tekrar birleştirilmesi ile gerçekleştirilir. Böylece, YHS ile elde edilen profilin orijinal profil ile benzemesi sağlanır.

4.4. Test Profili Oluşturma İşlemleri

Sistemlerin titreşim testleri için titreşim profili ve bu profilin uygulanacağı sürenin belirlenmesinin ardından titreşim testleri icra edilir. Sistemin ömür döngüsü göz önüne, alındığında testlerin gerçek zamanlı yapılması durumunda test sürelerinin çok uzun olması gerekmektedir. Ancak uzun süreler boyunca titreşimi testi yapmak mümkün olmadığından test profilinin uygulama süresinin eşdeğer yorulma hasarına karşılık gelecek şekilde hızlandırılması, MIL STD 810 standartında önerilen ve sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Düşük test süresine sahip profilin hesaplanması için yorulma hasarlarının aynı olacağı iki durumun karşılaştırılması gerekmektedir. Profil hızlandırma işlemi, karşılaştırılan iki profilin yorulma hasarları eşitlenerek istenilen süre için yeni profilin oluşturulması işlemidir. Askeri uygulamalarda profil hızlandırma hesaplamaları, MIL STD 810'da verilen hızlandırma formülü ile gerçekleştirilir. Bu işlemde test süresi azaltılırken uygulanacak test profilinin genliği sürenin azaltılmasına orantılı bir şekilde arıttırılmış olur.

$$\frac{t_2}{t_1} = \left[\frac{W(f)_1}{W(f)_2}\right]^{m/2} \tag{4.13}$$

t_1 eşlenik test süresi
t_2 belirlenen durum için görev süresi
$W(f)_1$ test PSD (g^2/Hz)
$W(f)_2$ belirlenen durum için görev PSD (g^2/Hz)

Elde edilen yeni profil ile orijinal profilin frekans özellikleri aynıdır. Sadece güç tayf yoğunluk değerleri Eş. 4.13 doğrultusunda güncellenmiştir.

Askeri sistemlerde titreşim doğrulama ve kalifikasyon testlerinin gerçekleştirilebilmesi için veri toplama, profil birleştirme ve test profili oluşturma işlemlerin yanında test sıralamasının belirlenmesi, kaç test kalemi ile testin icra edileceğin belirlenmesi, test fikstürünün tasarımı gibi diğer önemli konuların da değerlendirilmesi gerekmektedir.

5. NORMAL VE NORMAL OLMAYAN DAĞILIMA SAHİP SİNYAL

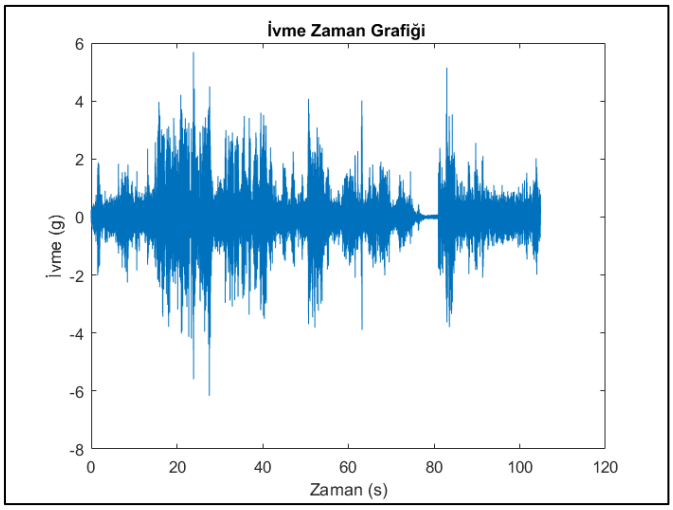
Askeri sistemlerde, platform kaynaklı gelişigüzel titreşimler mekanik yorulmaların önde gelen nedenlerinden biridir. Yorulma ve titreşim analizlerinde toplanan gelişigüzel sinyallerin çoğunlukla normal bir dağılıma sahip olduğu kabul edilir. Bu sayede değerlendirme ve analiz işlemleri daha hızlı ve kolay yapılabilmektedir. Ancak gerçek uygulamalarda sinyaller genellikle normal dağılım göstermezler [30]

Yorulma ve titreşim analizleri güç tayf yoğunluk üzerinden yapılır. Güç tayf yoğunluk hesaplanma işlemlerinin yapılabilmesi için verinin normal dağılıma sahip olduğu kabul edilir. Ancak her bir durum için toplanan verinin dağılımının incelenmesi gerekmektedir. Normal olmayan bir verinin doğrudan kullanılması ile elde edilen güç tayf yoğunluk değeri hatalı olacak ve bu veri kullanılarak gerçekleştirilen hasar analizlerinin de yanlış hesaplanmasına neden olacaktır.

5.1. Eşdeğer İvme Verilerinin Karşılaştırılması

Normal dağılıma sahip olmayan bir sinyalin, normal dağılıma sahipmiş gibi işlem yapılması sonucu ortaya çıkacak olan farkın ortaya konulması için askeri bir platform üzerinden toplanan ivme verisi kullanılacaktır. İvme verisi kullanılarak normal olan ve olmayan durumlar için eşdeğer ivme değerleri hesaplanacak ve birbiriyle karşılaştırılacaktır [30].

Titreşim verisi, 5kHz örneklem frekansıyla yaklaşık 105 saniye toplanmıştır.



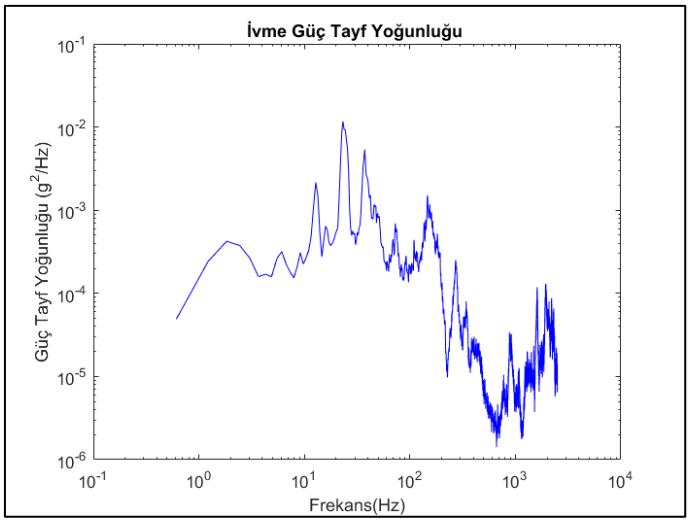
Şekil 5.1. İvme zaman grafiği.

Toplanan ivme verisi incelendiğinde, verinin normal dağılıma sahip olmadığı görülmektedir. Ayrıca verinin Kurtosis Değeri 9,0507 hesaplanmıştır ve normal dağılımda olması gereken 3 değerinden farklı olduğu görülmüştür.

Eşdeğer ivme değerlerinin bulunarak karşılaştırılabilmesi için aşağıdaki işlemler gerçekleştirilmiştir.

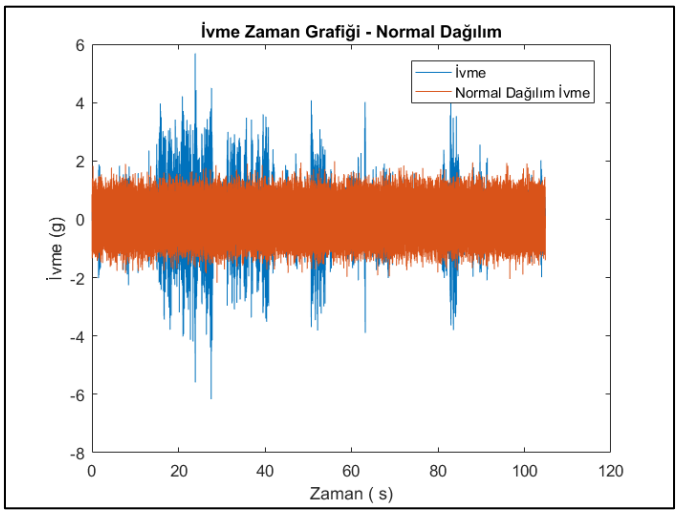
i- Toplanan sinyalin dağılımına bakılmadan güç tayf yoğunluğu hesaplanmıştır.
ii- Hesaplanan güç tayf yoğunluğuna sahip normal dağılıma sahip bir sinyal elde oluşturulmuştur.
iii- Aynı güç tayf yoğunluğuna sahip normal olan ve olmayan sinyalin eşdeğer ivmeleri bulunarak birberleriyle karşılaştırılması yapılmıştır.

Toplanan ivme verisi , Welch yöntemi ile güç tayf yoğunluk grafiği elde edilmiştir.



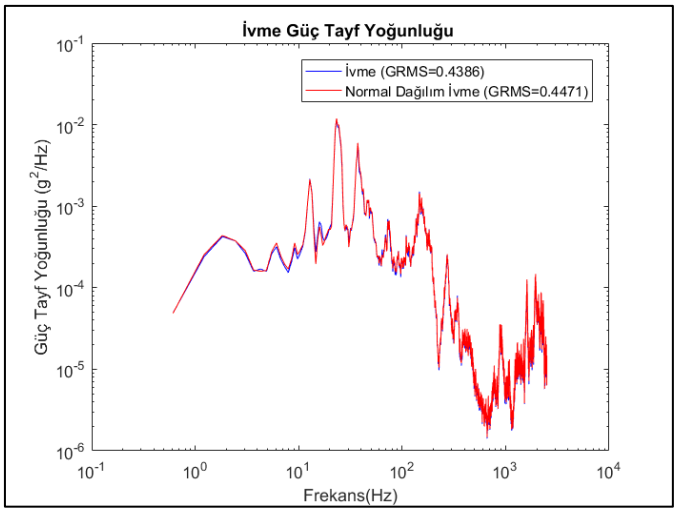
Şekil 5.2. Güç tayf yoğunluk grafiği.

Hesaplanan güç tayf yoğunluğu kullanılarak ters hızlı Fourier dönüşümü kullanılarak normal dağılıma sahip bir veri türetilmiştir. Şekil 5.3'de aynı PSD'ye sahip normal olan ve olmayan iki ivme verisi görülmektedir.



Şekil 5.3. Normal ve normal olmayan ivmelerin karşılaştırılması.

Türetilen normal dağılım ivme verisinin toplanan veri ile aynı olduğunun kontörlü için her iki ivme verisinin de PSD'si Welch yöntemi ile hesaplanmıştır. Şekil 5.4'de görüldüğü gibi her iki ivme verisi g_{rms} farkı %2'den düşüktür ve frekanslara göre genlik davranışları aynıdır.



Şekil 5.4. Normal ve normal olmayan ivmelerin PSD'lerinin karşılaştırılması.

Elde edilen normal ve normal olmayan ivmelerin karşılaştırılması, her iki ivmenin de aynı g_{rms} değerine ve aynı PSD grafiğine sahip olması nedeniyle zaman ortamında gerçekleştirilecektir. Her iki ivme verisinin de çevrim sayıları Yağmur Damlası yöntemi ile hesaplanacak ve Eş. 5.1 ile Palmgren Miner yöntemine göre eşdeğer ivmeleri bulunacaktır.

$$a_{eş}^{k} N_{eş} = \sum a_i^k N_i \tag{5.1}$$

k, S-N eğrisi üstel değeri

$N_{eş}$, eşdeğer yükleme çevrim sayısı

N_i, a_i ivmesinin çevrim sayısı

Denklem 5.1'de genellikle çelik malzemeler için kullanılan değer olan k=3 [30], $N_{eş} = 10^7$ alınmıştır.

İvme zaman grafiği yaklaşık 105 saniyedir. 1000 saatlik bir görev profili için iki grafiğinde her bir ivme değeri için toplam çevrim sayısı hesaplanmış ve $N_{eş} = 10^7$ için $a_{eş}$ değerleri aşağıdaki değerler olarak elde edilmiştir.

$a_{eş,normal\ olmayan} = 3.1464$

$a_{eş,normal} = 2.5118$

Hesaplanan eşdeğer ivme değerlerinden de görüldüğü gibi aynı PSD'ye sahip normal olan ve normal olmayan sinyallerin eşdeğer ivmeleri arasında yaklaşık olarak %25 gibi önemli bir farkın olduğu ortaya konulmuştur. Bu fark, farklı *k* değerine sahip malzemeler için daha yüksek değerlere ulaşabilmektedir. Bu kapsamda elde edilen sonuçlar neticesinde, toplanan ivme zaman verilerinin dağılımlarının dikkate alınarak işlem yapılması, yorulma ve titreşim değerlendirmelerinde hesaplanan sonuçlar açısından önemlidir.

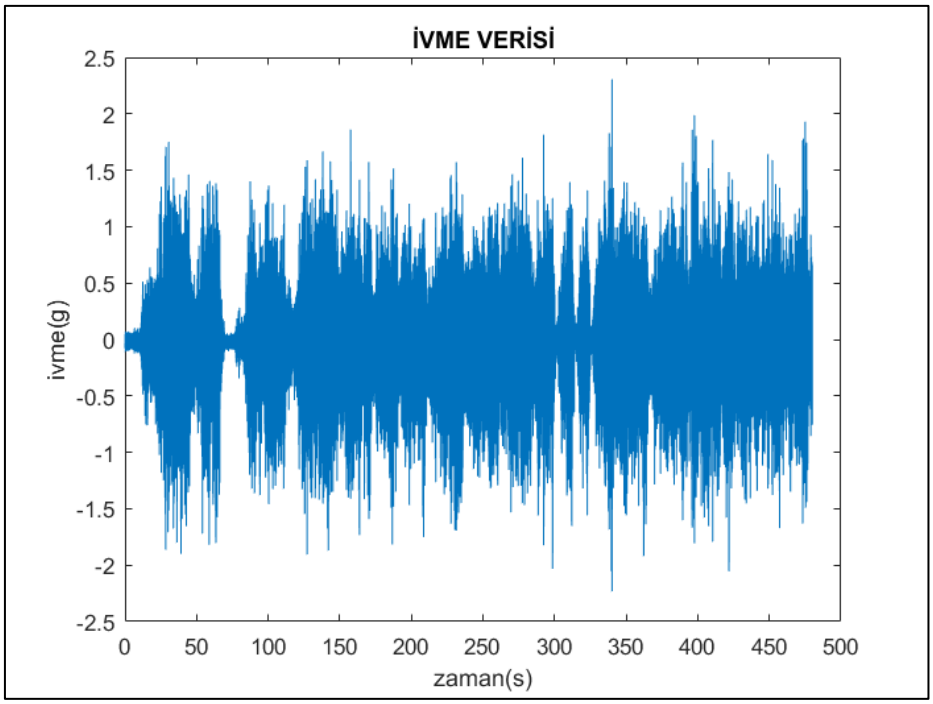
5.2. Normal Olmayan Sinyallerin Gruplandırma Yöntemi

Titreşim ve yorulma analizinde kullanılmak üzere askeri sistemlerden toplanan sinyallerin normal dağılım gösterip göstermemesine bakılmaksızın işlem yapıldığı takdirde elde edilen hatalı sonuçlar, Bölüm 5.1'de askeri bir sistem üzerinden toplanan örnek bir veri üzerinden gösterilmiştir. Ancak her ne kadar normal dağılıma sahip olmayan ivme verisinin PSD'si alınarak yapılan işlemler doğru sonuç vermeyecek olsa da titreşim analizleri PSD kullanılarak gerçekleştirildiğinden bir şekilde verinin eşdeğer bir PSD karşılığının bulunması gerekmektedir. Bu kapsamda literatürde farklı uygulamalar mevcuttur. Bunlardan bazıları titreşim çalışmalarından bağımsız olarak normal olmayan dağılıma sahip sinyallerin incelenmesinde kullanılırken birkaç yöntem normal olmayan sinyalin normal dağılım gösteren sinyallerle ifade edilmesini sağladığı için titreşim ve yorulma analizlerinde uygulanabilir. Bu yöntemlerden biri sinyalin zaman ortamında normal dağılım gösterecek şekilde gruplandırılmasıdır [3].

Şekil 5.5'de bir platform üzerinden aşağıda verilen bilgiler kapsamında toplanmış ivme zaman grafiği bulunmaktadır.

Çizelge 5.1. İvme veri toplama özellikleri.

İvme Ölçer	PCB 356a32
Örneklem Sayısı	1k Hz
Süre (s)	480



Şekil 5.5. İvme zaman verisi

Toplanan verinin kurtosis değeri 4,03 olarak hesaplanmıştır. Bu değer, verinin normal dağılıma sahip olmadığını göstermektedir. Bu kapsamda verinin PSD'si alınarak işlem yapılmadan önce gruplandırma yöntemi ile normalleştirilmesi sağlanacaktır.

Gruplandırma yönteminin temelinde ivmelerin büyüklüklerine göre gruplara ayrılma yöntemi bulunmaktadır. Öncelikle incelenen verinin en yüksek değeri temel alınarak grupların ivme değerleri belirlenir. Ardından veri belirli uzunluklara bölünerek, bölüm içerisindeki en yüksek ivme değeri hangi ivme grubundaysa oraya taşınarak gruplara ayrılmış olunur. Bu işlem yapılırken iki değerin belirlenmesi gerekmektedir. Bunlar grupların ivme değerleri ve ivme verisinin hangi uzunluklar için gruplara ayrılacağı.

İvme Grup Limitlerinin Belirlenmesi

İvme değerleri aralık olarak gruplandırılabileceği gibi en yüksek değerin oranları şeklinde de gruplandırılabilir. Özellikle belirli bir değerin altındaki ivmelerin yorulma hasarı oluşturmayacağı durumlar için limit değeri belirlemek daha uygun olur. Şekil 5.5'de verilen ivme, beş parçaya ayrılacaktır. Grup limitleri de en yüksek ivme değerinin oransal karşılıklarına göre yapılacaktır.

Şekil 5.5'de verilen ivme verisinin en yüksek değeri 2,3 g'dir. Bu kapsamda gruplar aşağıdaki gibi oluşturulmuştur:

Çizelge 5.2. Grup Bilgileri

Oran	İvme Aralığı	Grup
0-%20	0-0,46g	Grup-1
%20-%40	0,46 g-0,92g	Grup-2
%40-%60	0,92g- 1,38g	Grup-3
%60-%80	1,38g-1,84g	Grup-4
%80-%100	1,84g-2,3g	Grup-5

Veri Uzunluğunun Belirlenmesi

Gruplara ayrılma işleminden sonra verinin gruplara bölünmesi için beraber değerlendirilecek veri sayısının belirlenmesi gerekmektedir. Beraber değerlendirilecek veri sayısı toplanan veri özelliklerine göre değişiklik göstereceğinden genel geçer bir değer bulunmamaktadır. Ancak bu işlemde göz önüne alınması gereken durum, grupları oluşturduktan sonda grupların "kurtosis" değerlerinin mümkün olduğunda 3'e yakın olmasını sağlamaktır. Bu sayede normal dağılıma en yüksek oranda benzeyen gruplar elde edilmiş olunur.

Beraber değerlendirilecek veri uzunluğunun analizi için 100'den başlayarak 1000'e kadar veri uzunluğu değerlendirilecek bir algoritma oluşturulmuştur. Değerlendirilecek parametre, grupların kurtosis değerlerinin 3'e yakınlığı olarak belirlenmiştir. Toplamda beş grup oluşturulduğu ve her bir grubun farklı sayıda veri sayısına sahip olacağı için her bir durum için ağırlıklandırılmış ortalama kurtosis değeri hesaplanarak, değerlendirme buna göre yapılacaktır.

Ortalama kurtosis aşağıdaki denklem ile bulunabilir.

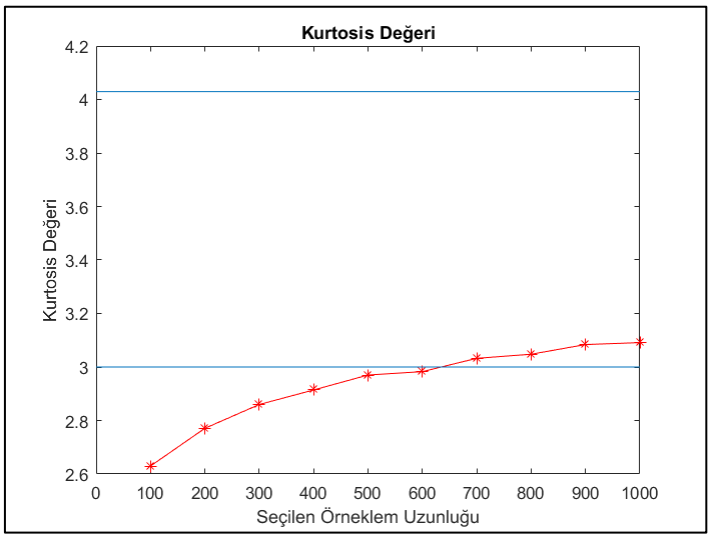
$$k_{ort} = \frac{1}{N_{top}} \sum_{i=1}^{5} k_i N_i \qquad (5.2)$$

k_{ort} , Ortalama kurtosis değeri

N, Veri uzunluğu

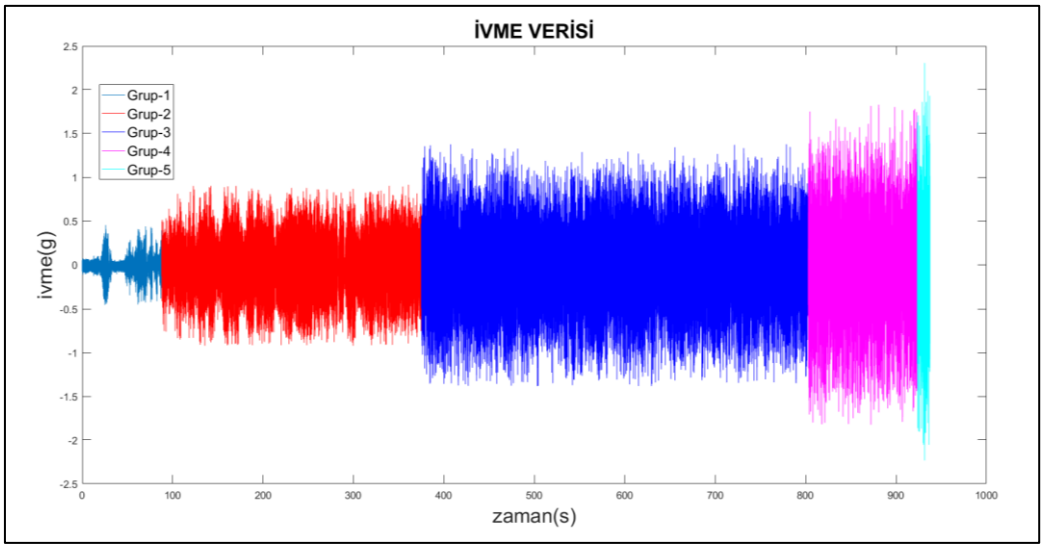
i, Grup Sayısı

İvme verisi incelendiğinde bazı noktalarda platformun durduğu ya da çok yavaş hareket anlaşılmaktadır. Grup-1 en düşük ivmelere sahip olması nedeniyle sıfıra yakın ivmelerde en yüksek ivmenin %20'lik kısmı da bu grup içerisinde yer alacaktır. Bu durum, Grup-1'in ivme eleman sayısı az olmasına ancak kurtosis değeri yüksek çıkmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, diğer yüksek eleman içeren grupların ortalamalarının düşük titreşim değerine sahip grup tarafından etkilenmemesi amacıyla Eş. 5.2 hesaplanırken, Grup-1 dahil edilmemiştir. Beraber değerlendirilecek veri sayısı ile grupların ağırlıklı kurtosis ortalaması Şekil 5.6'da verilmiştir.



Şekil 5.6. Örneklem uzunluklarının kurtosis değerleri

Orijinal ivme verisinin 4.03 olan kurtosis değeri, gruplara bölünerek 3'e yaklaştırılmıştır. Bazı gruplar yüksek kurtosis değeri içerse de orijinal veri uzunluğuna göre daha sınırı veri içerdiklerinden, verinin bütününe etkiler sınırlı olacaktır. Şekil 5.6'da görüldüğü gibi kurtosis ortalaması 3'e en yakın olan örneklem uzunluğu 600'dür. Grup sayısı 5, örneklem uzunluğu 600 değerleri elde edildikten sonra ivme verisinin gruplandırma Şekil 5.7'de verildiği gibi gerçekleştirilmiştir.



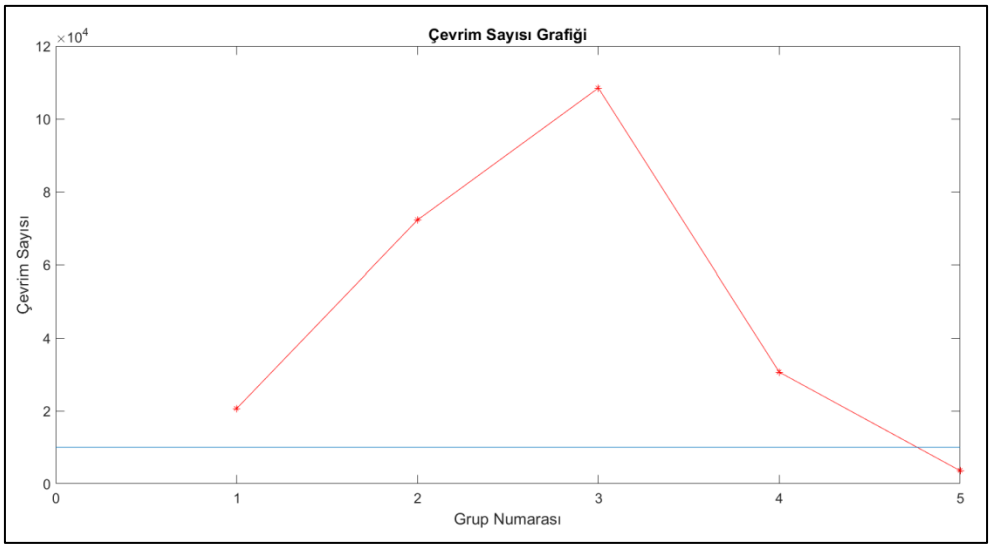
Şekil 5.7. Gruplandırılmış ivme verisi.

Normal olmayan ivme verisi, Çizelge 5.3'de verilen kurtosis değerlerine sahip mümkün olan en yüksek oranda normal dağılım gösterecek beş gruba ayrılmıştır. Bu gruplar kendi içlerinde PSD'si alınarak değerlendirme yapılabilir durumdadır.

Çizelge 5.3. Grupların kurtosis değerleri.

k_0	4,02
k_1	6,05
k_2	3,08
k_3	2,86
k_4	3,15
k_5	3,54

Gruplandırma işlemi normal olmayan verilerin titreşim değerlendirilme işlemlerinde kullanılabilir bir yaklaşımdır. Ancak dikkat edilmesi gereken, elde edilen grupların birbirinden bağımsız olarak yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesi durumunda her grubun yüksek çevrim sayısında sahip olup olmadığı kontrol edilmesidir. Bu nedenle gruplar oluşturulduktan sonra grupların yağmur damlası sayma analizi ile yüksek çevrim sayısına (10^4) sahip olup olmadığı analiz edilmelidir.



Şekil 5.8. Grupların çevrim sayışları.

Şekil 5.8'de görüldüğü gibi dört grubun çevrim sayısı 10^4'den büyük ve yüksek çevrim sayısına sahiptir. Grup-5'in çevrim sayısının 10^4 çevrime çok yakın olması, eleman sayısının diğerlerinden çok az olması ve bu nedenle etkisinin daha sınırlı olması nedenleriyle bu hali ile kabul edilebilir olduğu değerlendirilmiştir.

5.3. Normal Olmayan Sinyallerin Ayrıştırma Yöntemi

Normal olmayan dağılıma sahip verilerin incelenmesi için bir diğer yöntem de ayrıştırma yöntemidir [4]. Bu yöntem, normal olmayan dağılıma sahip sinyalin, iki ya da daha fazla normal dağılıma sahip sinyalin farklı ağırlıklarda toplanması ile tanımlanmasına dayanır.

$$f_{NG}(x) = \sum_{i=1}^{N} \alpha_i f_i(x) \tag{5.3}$$

$f_{NG}(x)$, normal olmayan dağılıma sahip sinyal
$f_i(x)$, normal dağılıma sahip sinyal
α_i, ağırlık oranı

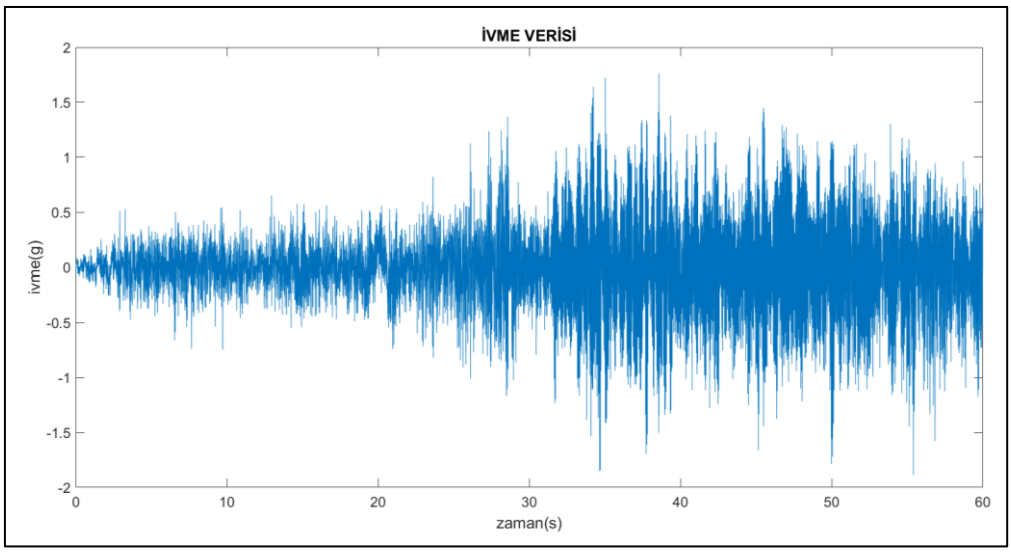
Eş.5.3 iki sıfır ortalamaya sahip normal sinyal gibi ifade edilmek istenirse Eş. 5.4 ve Eş. 5.5 elde edilir.

$$f_{NG} = \alpha f_1 + (1-\alpha) f_2 \tag{5.4}$$

$$f_{NG} = \alpha \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_1}} e^{\left(-\frac{x^2}{2\sigma_1}\right)} + (1-\alpha) \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_2}} e^{\left(-\frac{x^2}{2\sigma_2}\right)} \quad (5.5)$$

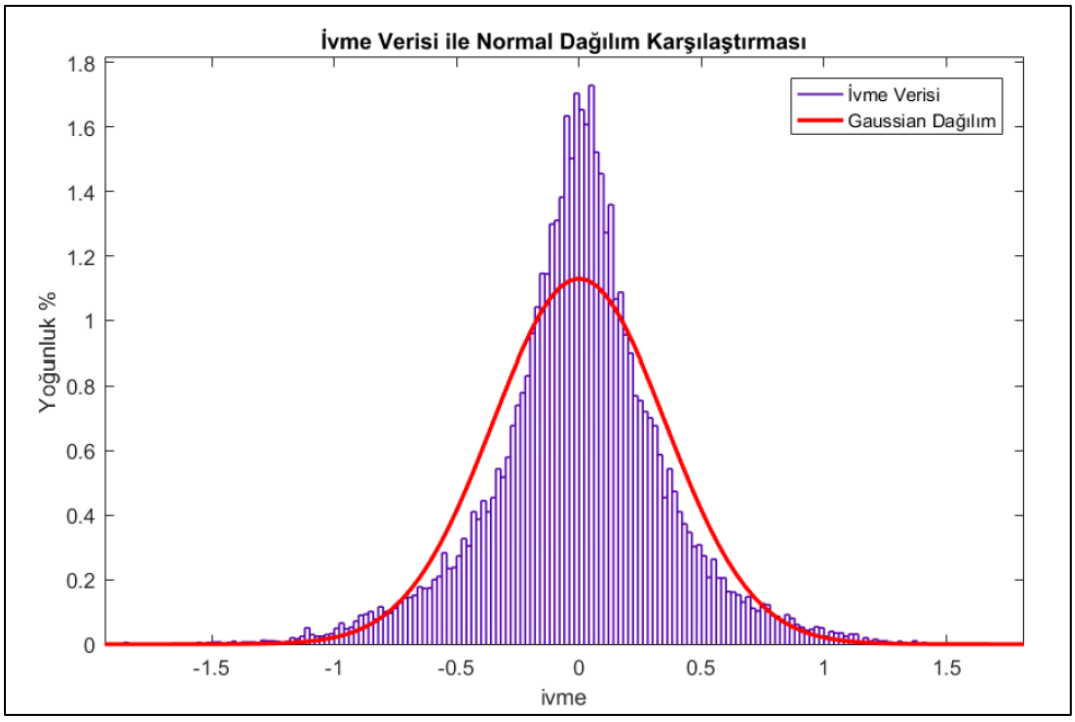
σ_1, σ_2, normal dağılım fonksiyonlarının standart sapmaları
$\alpha, (1-\alpha)$, iki dağılımın ağırlık faktörü

Ayrıştırma yönteminin gerçek bir uygulamada gösterilmesi için Şekil 5.9'da verilen ivme zaman grafiği kullanılmaktadır. Grafiğe bakıldığında dağılımın normal olmadığı anlaşılmaktadır. Fakat dağılımın normal olup olmadığının kesin olarak anlaşılması için verinin kurtosis değeri hesaplanması gerekmektedir.



Şekil 5.9. İvme verisi.

İvme verisinin kurtosis değeri 4,7189 olarak hesaplanmıştır. Yani dağılım, normal olmayan bir leptokurtic dağılımdır. Verinin olasılık yoğunluk grafiğinin normal dağılım ile karşılaştırılması Şekil 5.10'da verilmektedir.



Şekil 5.10. İvme Verisi ile Normal Dağılım Karşılaştırılması.

Şekil 5.9'da verilen sinyalin Eş. 5.5 kullanılarak ayrıştırma işlemlerinin gerçekleştirilebilmesi için üç bilinmeyen parametrenin $(\sigma_1, \sigma_2, \alpha)$ belirlenmesi gerekmektedir. Toplanan ivme verisinin iki normal dağılıma sahip sinyalden oluştuğu varsayımına benzer olarak, istatistiksel momentlerinin de normal dağılıma sahip sinyallerin momentlerinin toplamı olduğu düşünüldüğünde, bilinmeyen parametleren momentlerin eşitlenmesi ile ortaya çıkan üç denklemden bulunabilir.

$$\begin{aligned} m_2 &= \alpha m_2^{(1)} + (1-\alpha) m_2^{(2)} \\ m_4 &= \alpha m_4^{(1)} + (1-\alpha) m_4^{(2)} \\ m_6 &= \alpha m_6^{(1)} + (1-\alpha) m_6^{(2)} \end{aligned} \tag{5.6}$$

Eş. 5.6'da, $m_2^{(1)}, m_2^{(2)}$ normal dağılım birleşenlerin ikinci dereceden momentleri, $m_4^{(1)}, m_4^{(2)}$ normal dağılım birleşenlerin dördüncü dereceden momentleri, $m_6^{(1)}, m_6^{(2)}$ normal dağılım birleşenlerin altıncı dereceden momentleridir.

Ortalama değeri sıfır olan statik normal dağılımların momentleri aşağıdaki ilişkiye sahiptir:

$$m_k = \begin{cases} [1\ x\ 3\ x\ 5\ \dots\ \dots\ (k-1)]\sigma^k, & k\ çift\ ise \\ 0, & k\ tek\ ise \end{cases} \tag{5.7}$$

Eş. 5.7 ‘ye göre iki normal dağılım bileşenleri:

$$\begin{aligned} m_2^{(1)} &= \sigma_1^2, & m_2^{(2)} &= \sigma_2^2 \\ m_4^{(1)} &= 3\sigma_1^4, & m_4^{(2)} &= 3\sigma_2^4 \\ m_6^{(1)} &= 15\sigma_1^6, & m_6^{(2)} &= 15\sigma_2^6 \end{aligned} \tag{5.8}$$

Eş.5.8, Eş.5.6’da yerine konulursa, Eş. 5.9 elde edilmiş olur.

$$\begin{aligned} m_2 &= \alpha\sigma_1^{(1)} + (1-\alpha)\sigma_2^{(2)} \\ m_4 &= 3\alpha\sigma_1^{(1)} + 3(1-\alpha)\sigma_2^{(2)} \\ m_6 &= 15\alpha\sigma_1^{(1)} + 15(1-\alpha)\sigma_2^{(2)} \end{aligned} \tag{5.9}$$

Eş. 5.9 kullanılarak $(\sigma_1, \sigma_2, \alpha)$ bulunması için öncelikle normal olmayan dağılıma sahip sinyalin momentlerinin bulunması gerekmektedir. Bu momentlerin gerçek değerinin bulunması mümkün değildir. Ancak sıfır ortalamaya sahip sinyallerin beklenen ($E[.]$) ikinci, dördüncü ve altıncı moment değerleri aşağıdaki formül ile bulunabilir [4].

$$\begin{aligned} m_2 = E[x^2] &= \int_{-\infty}^{\infty} x^2 f_{\mathrm{NG}}(x)dx \cong \widehat{m}_2 = \frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)\,dt, \\ m_4 = E[x^4] &= \int_{-\infty}^{\infty} x^4 f_{\mathrm{NG}}(x)dx \cong \widehat{m}_4 = \frac{1}{T}\int_0^T x^4(t)\,dt, \\ m_6 = E[x^6] &= \int_{-\infty}^{\infty} x^6 f_{\mathrm{NG}}(x)dx \cong \widehat{m}_4 = \frac{1}{T}\int_0^T x^6(t)\,dt, \end{aligned} \tag{5.10}$$

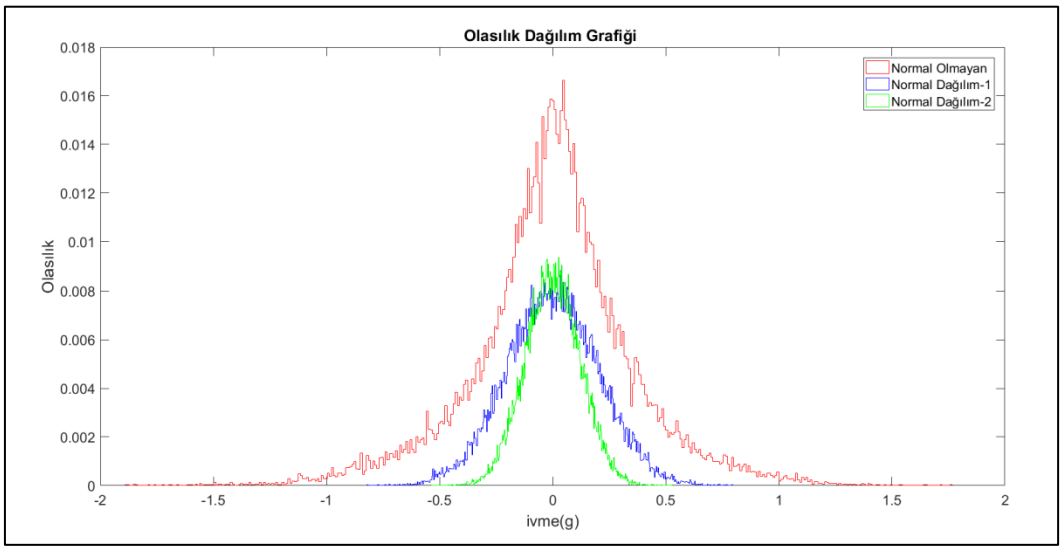
Eş. 5.10 kullanılarak verilen ivme sinyal verisinin momentleri aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$m_2 = 0{,}1246,\ m_4 = 0{,}07, m_6 = 0{,}83$$

Bulunan moment değerleri Eş. 5.9’da kullanılarak iki normal dağılımın parametreleri bulunur. Hesaplanan değerler aşağıda verilmiştir.

$$\sigma_1 = 0{,}4853, \quad \sigma_2 = 0{,}2107, \quad \alpha = 0{,}4198$$

Parametrelerin belirlenmesi ile normal olmayan ivme verisinin iki normal dağılım ile tanımlanması sağlanmış olunur. Elde edilen iki normal dağılımın grafiği Şekil 5.11 ‘de gösterilmiştir.



Şekil 5.11. İvmelerin olasılık yoğunluk dağılım grafiği.

Benzer şekilde normal olmayan dağılımın PSD’si de hesaplanabilir. S_1 ve S_2 ayrıştırılmış iki normal dağılıma sahip sinyalin PSD’si olmak üzere, normal olmayan sinyalin PSD’si Eş. 5.11 ile bulunabilir.

$$S_{NG}(f) = \alpha S_1(f) + (1-\alpha) S_2(f) \tag{5.11}$$

6. BOOTSTRAP YÖNTEMİ İLE PROFİL OLUŞTURMA

Bir sistemin ömür döngüsü boyunca maruz kaldığı titreşimi deterministik olarak belirlemek neredeyse imkânsızdır. Özellikle gelişigüzel titreşim altında çalışan sistemlerde bu belirsizlik daha da fazladır. Titreşim analizlerinde sistemin maruz kalacağı titreşim etkileri için standartta bulunan veriler kullanılır ya da sistem üzerinden veri toplanılır. Veri toplama sürecindeki aşamalarda gerek titreşim verisi elde ediliş yöntemi gerekse de değerlendirme yöntemleri farklılık gösterirler. Ancak bu süreçlerin hepsinde ortak olan nokta, sistemin ömrü boyunca maruz kalacağı titreşimin çok küçük bir kısmı ölçülebilir ve daha küçük bir kısmı değerlendirilebilir olmasıdır.

Titreşim ölçümlerinden elde edilen veriler kullanılarak gerçekleştirilen tasarımlar ve doğrulama profilleri ancak çok geniş bir kümeyi kapsadıklarında gerçek duruma yakınsamaktadırlar. Bu durum her zaman uygulanabilir olmadığından verilerin değerlendirilmesinde bazı kabuller yapılır ve farklı değerlendirme yöntemleri kullanılır. Verinin uygulanabilirliği ve sağlıklı sonuç vermesi, kullanılan yöntemin ve kabullerin doğru olmasına bağlıdır. Doğada her bir sistem farklı ve gelişigüzel etkilere mazur kaldığı için bu etkilerin şekillendirdiği sonuçları deterministtik kesinlikle ifade etmek ancak kabullerin çok geniş bir kümeyi kapsaması şeklinde yapılabilir. Veri toplanmasının ardından ölçülen örneklemin değerlendirilmesinde farklı yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemler, popülasyonun dağılımının bilinip bilinmemesine göre çeşitlilik gösterir. Eğer popülasyon dağılımı biliniyorsa örneklemler kullanılarak dağılımın parametreleri istatistiksel yöntemler ile elde edilir. Örneğin normal dağılım gösteren bir evrende örneklem ortalaması μ ve standart sapma σ kullanılarak normal dağılım denklemi oluşturulur.

Popülasyon dağılımının bilinmediği durumlarda örneklem sayısı yeterli büyüklükteyse Merkezi Limit Teoremine kullanılarak popülasyon dağılımının ortalaması μ, tahmin edilebilir. Merkezi Limit Teoremi; yeterli büyükteki örneklemlerin, örneklemin alındığı popülasyon dağılımından bağımsız olarak normal dağılıma sahip olduğunu gösteren teoremdir. Ancak bu kabulün yapılabilmesi için örneklem sayısının çok fazla olması ve gelişigüzel toplanması gerekmektedir. Benzer şekilde İstatistiksel ve zarflama yöntemi gibi yöntemlerin kullanılması için genellikle çok veriye ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak

özellikle tasarım aşamasında bazı verilerin elde edilmesi kolay olmamaktadır. Bu tarz veriler, sıklıkla karşılaşılmayan, bazı uçak sortileri, iniş kalkış durumları gibi olayların verileridir. Ölçülen veriler frekans ortamında değerlendirildiği için, sadece ölçülen zaman aşısından değil, frekans açısından da dinamik bir işlemdir. Elde edilen verinin değeri, ölçülen zamana ve duruma bağlı olduğundan ölçümler arası değişiklik gösterirler [31]. Dağılımı bilinmeyen, örnek verilerden yola çıkarak tahmin edilen parametre belirli bir hata içerir. Bu hataların göz önüne alınabilir ve hesaplanır bir duruma gelmesi için güvenli aralık tanımlanır.

6.1. Bootstrap Yöntemi

Ölçülen verinin, sistem ömrüne kıyasla çok küçük olduğu durumlarda güvenli aralık uygulamaları sıklıkla kullanılan yöntemlerdir. Özellikle sayısal olarak güvenli aralığın belirlenmesi, hesaplamaların daha doğru ve gerçekçi yapılmasına imkan sağlar. Bootstrap yöntemi, diğer analitik yöntemler kullanılarak parametrelerin belirlenemediği durumlarda kullanılan istatistiksel değerlendirme ve güvenli aralık tanımlama yöntemidir. Özellikle dağılımı bilinmeyen örneklemler için kolaylıkla uygulanabilir. Örneklem sayısının yeterli sayıda olduğu ancak Merkezi Limit Teoreminin kullanılamayacağı durumlarda bootstrap yöntemi kullanılabilir [32].

Efron tarafından 1970'lerde ortaya koyan Bootstrap yöntemi; diğer istatistiksel yöntemler ve analitik yöntemlerle elde edilemeyen popülasyon ortalama güvenli aralığı, standart sapma güvenli aralığı, standart hata oranının ortaya konmasında gerek uygulama kolaylığı gerekse de sonuçların tutarlılığı açılarından öne çıkmaktadır. Popülasyondan toplanan örneklemlerin, birden fazla kez kullanılarak yeni örneklem kümeleri elde edilmesi yöntemine dayanır [33]. Örneklem içerisinden seçilen her bir değer, seçim sonunda tekrar aynı örneklem havuzuna döndürülmüştür Böylece her bir örneklemin olasılığı aynıdır ve her seçimde bu böyledir.

F dağılımına sahip bir popülasyondan elde edilen örneklem X olarak ifade edilmiş olsun.

$$X = (X_1, X_2, \dots \dots . X_n) \tag{6.1}$$

F dağılımının bilinmediği ve popülasyonun incelenen parametresinin θ, olduğu kabul edilsin.

İncelenen değer θ, polülasyonun bütün değerleri olmadığından, örneklemler kullanılarak tahmin edilmeye çalışılmaktadır. Örneklem kullanılarak elde edilecek değer Eş. 6.2'de verilmektedir.

$$\hat{\theta} = t(X) \tag{6.2}$$

$\hat{\theta}$, değerinin elde edilmesi için örneklem kümesi kullanılmalıdır. Ancak popülasyonun dağılımın bilinmemesi ve örneklem sayısının kısıtlı olduğu durumlarda, bootstrap yöntemi ile örneklem kümesi genişletilmektedir.

Bootsatrap yöntemi ile örneklem içerisinden, örneklem sayısına eşit miktarda veri seçilir ve her bir durum için yeni bir örneklem olmak üzere, belirlenen adette (B adet) örneklem elde edilmiş olunur. Örneklem adedi yöntemin ismi nedeniyle *B* harfi ile gösterilmektedir. Seçim sırasında her örneklem değeri eşit olasılıkta ve tekrar seçilebilir durumdadır. Seçim gelişigüzel olarak yapılmaktadır.

$$X^* = (X_1^*, X_2^* \dots \dots X_n^*) \tag{6.3}$$

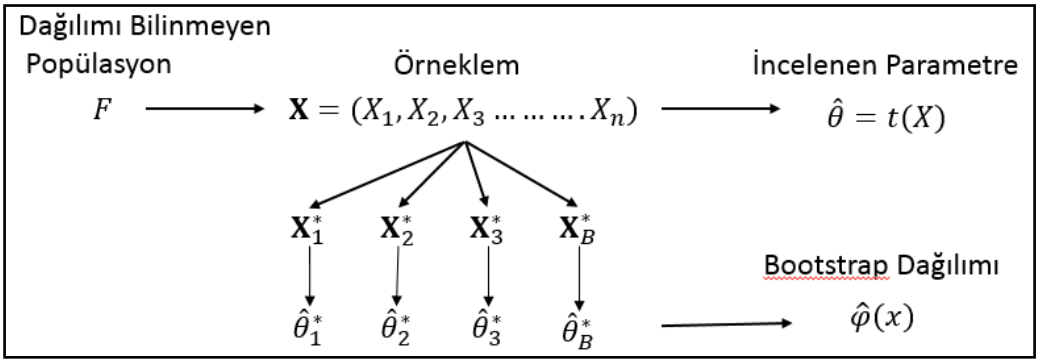
Bu örneklemlerin her biri için ayrı ayrı incelenen değer bulunulur. Elde edilen değerler ile Bootstrap dağılımı elde edilmiş olunur.

$$\hat{\theta}^* = t(X^*) \tag{6.4}$$

Bootstrap örneklemleri ile incelenen parametre ve bu parametrenin dağılımının elde edilmesi mümkündür. İncelenen $\hat{\theta}^*$ parametresinin Bootstrap tahmini değerleri Eş. 6.5'de gösterilmiştir.

$$\hat{\theta}^* = \frac{1}{B}\sum_{b=1}^{B} \hat{\theta}^*(b) \tag{6.5}$$

Bootstrap yönteminin genel uygulanma yöntemi Şekil 6.1'de verilmiştir.



Şekil 6.1. Bootstrap yöntemi.

"*B*" bootstrap örneklem sayısı incelenen değerin tahmininde önemlidir. Genellikle 1000'den az olmaması gerekmektedir. Ancak örneklem sayısının az olması durumunda *B* tekrar örneklem sayısının çok olması ekstra avantaj sağlamamaktadır

Bootstrap yöntemi genel olarak parametrik ve parametrik olmayan olarak iki kısımda incelenebilir.

Parametrik Olmayan Bootstrap: Örneklemlerin tekil değerler olarak ifade edildiği herhangi bir dağılım ile gösterilmediği durumdur. Örneklemdeki değerler kullanılarak Bootstrap tahmini yapılır.

Parametrik Bootstrap: Örneklemlerin tekil değerler ile değil bir dağılım ile ifade edildiği durumdur. Bu tarz örneklemler ile bootstrap işlemi öncesinde, verilen dağılım kullanılarak örneklemlerin türetilmesi gerekmektedir. Elde edilen örneklemler kullanılarak bootstrap metodu uygulanır.

6.2. Bootstrap Güvenli Aralık

Çok sayıda değerden oluşan bir popülasyonun istatistiksel özellikleri örneklem üzerinden tahmin edilmeye çalışılır. Ancak bu tahmin popülasyondan farklı zamanlarda alınan örneklemler kullanılarak gerçekleştirildiği için kesinlik içermez. Bu nedenle örneklem değerleri kullanılarak popülasyonun bir parametresi ifade edilirken hesaplanan bir aralık içerisinde değerlendirilir. Bu aralık, güvenli aralık olarak ifade edilmektedir. Örneğin %95 güvenli aralık, gözlemlenen 100 değerden en az 95'inin bu aralıkta olduğunu göstermektedir.

Güvenli aralığın belirlenmesinde farklı yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemlerden; analitik yöntem, yaklaşık yöntem ve simülasyon tabanlı yöntem en öne çıkanlarıdır. Genellikle analitik olarak tanımlanamayan parametreler için simülasyon tabanlı yöntemler kullanılmaktadır. Booststap güvenli aralık hesaplamada öne çıkan yöntemlerden biridir.

Farklı Bootstrap güvenli aralık bulma yöntemleri bulunmaktadır. Standart Bootstrap yönteminde, Bootstrap dağılımının yaklaşık olarak normal dağılıma sahip olduğu varsayılır. Güvenli aralık değeri aşağıdaki Eş. 6.6 ile bulunur.

$$(ort(\hat{\theta}_B^*) - z_\alpha . sp(\hat{\theta}_B^*), ort(\hat{\theta}_B^*) + z_\alpha . sp(\hat{\theta}_B^*)) \quad (6.6)$$

Burada,

$ort(\hat{\theta}_B^*)$, B gerçekleşmelerinin ortalaması

$sp(\hat{\theta}_B^*)$, B gerçeklemelerinin standart sapması

z_α, normal dağılımın α değeri karşılığı

6.3. Güvenli Aralık Yöntemi ile Profil Oluşturma

Askeri standartlarında önerildiği gibi bir sistemin ömür döngüsü boyunca maruz kalacağı titreşim profillerinin belirlenmesinde standartlarda verilen profillerden daha çok ölçüm ve değerlendirme esas alınır. Ancak ölçüm süresinin kısıtlı olması ve ölçüm belirsizlikleri gibi nedenlerle toplanan verinin geçerliliği ve güvenilirliği ile ilgili belirsizlikler bulunmaktadır. Bu amaçla, 4. Bölümde bahsedilen MIL STD 810 profil oluşturma yöntemleri dışında güvenli aralık yönteminin profil oluşturma ve veri değerlendirme amacıyla kullanılabileceği değerlendirilmektedir.

Gelişigüzel titreşim altında çalışan sistemlerin ölçümlerinin değerlendirmesinde ivme dağılımlarının normal dağılıma sahip olması gerekmediği için bootstap yöntemi uygulanabilir bir yöntem olarak değerlendirilmektedir. Özellikle az sayıda veri içeren ve merkezi limit teoreminin uygulanamayacağı durumlarda bootstap yöntemi öne çıkmaktadır.

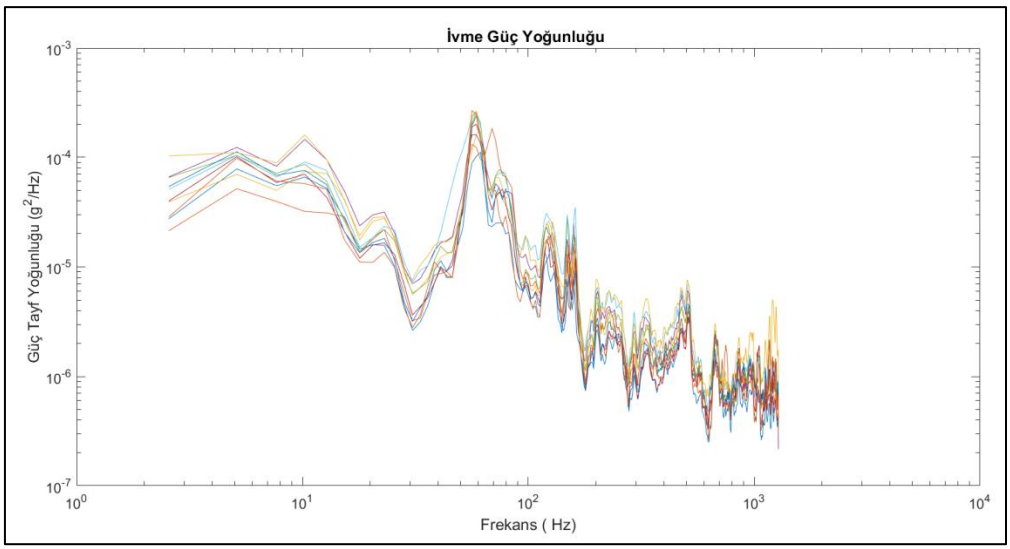
Bootstap güvenli aralık uygulaması amacıyla bir platform üzerinden aşağıda detayları bulunan ivme verisi (toplanan ivme verisi belirli bir oran ile genişletilerek gerçek değerin farklılaştırılması sağlanmıştır) toplanmıştır.

Çizelge 6.1. İvme veri toplama özellikleri.

İvme Ölçer	PCB 356a32
Örneklem Sayısı	2560 Hz
Süre (dakika)	90

Toplanan 90 dakikalık veri sistemin nakliye ömür evresine karşılık gelmektedir. Yöntemin etkinliğinin test edilmesi için toplanan veri iki gruba ayrılmıştır. İlk 30 dakikalık veri ve bu veri kullanılarak hesaplanan Bootstrap güvenli aralıkları, 90 dakikalık tüm veri ile karşılaştırılacaktır. Veriler yüksek çevrim sayısı göz önüne alınarak üçer dakikalık gruplara ayrılmıştır.

Şekil 6.2'de üçer dakikalık on grup şeklinde toplam 30 dakikalık verinin Welch metodu ile elde edilmiş güç tayf yoğunluk grafikleri görülmektedir.

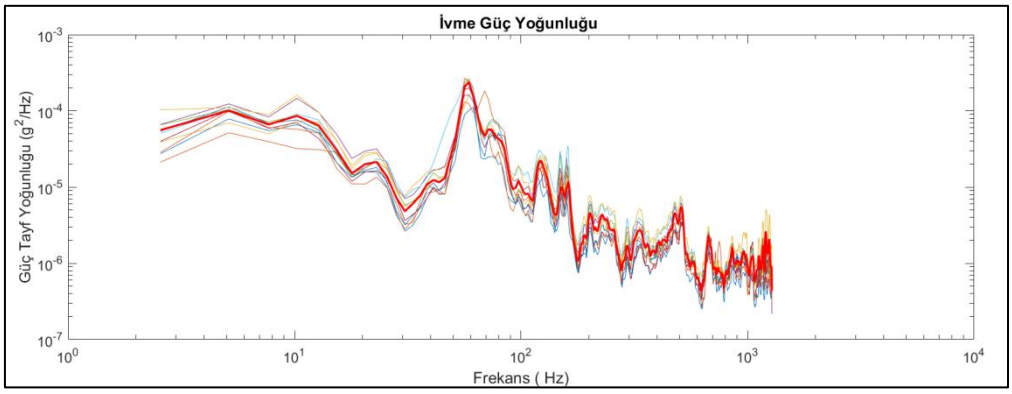


Şekil 6.2. Otuz dakikalık ilk on grubun ivme güç yoğunluğu.

Şekil 6.2'de görüleceği gibi her parçanın güç tayf yoğunluk değeri farklılık göstermektedir. Bu farklılık platforma etkiyen gelişigüzel titreşimin zaman içerisinde değişmesinden kaynaklanmaktadır.

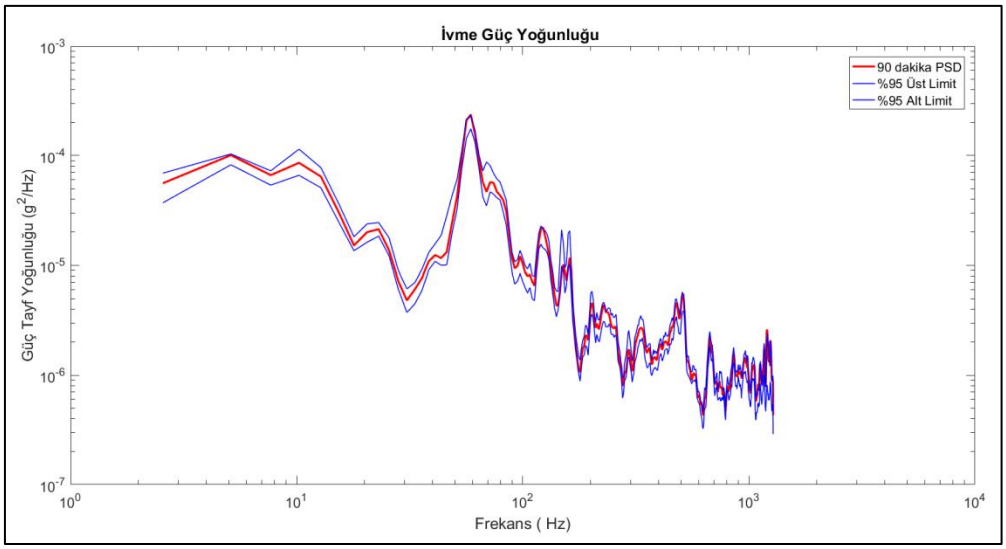
Gelişigüzel titreşimlerde toplanan verinin büyük farklar gösterdiği için doğrudan toplanan verinin kullanılması bazen düşük profil oluşturulmasına bazen de gerektiğinden yüksek bir profil oluşturulmasına neden olmaktadır. Toplanan verinin genel dağılım içerisindeki yeri bilinmediği için bu veririn değerlendirilmesinde ihtiyatlı davranmak gerekir. Kritik sistemler için toplanan verilerin her frekansının en yüksek değerinin alınarak profil oluşturma yöntemi bu gibi durumlarda güvenli tarafta kalmak için uygulanan bir yöntemdir. Ancak bu durumda sistemin gerçek koşullarda karşılaşmayacağı çok yüksek bir profilin kullanılmasına neden olmakta, bu durumda tasarımın gereksiz yere karmaşıklaşmasına ve sistemin ağırlaşmasına neden olmaktadır.

On adet üçer dakikalık veri ile tüm veri olan doksan dakikalık kontrol verilerinin güç tayf yoğunluk değerleri Şekil 6.3'de gösterilmektedir. Şekil 6.3 incelendiğinde bazı üçer dakikalık verinin tüm veri PSD değerinden yüksek olduğu görülmektedir. Doksan dakikalık tüm verinin güç tayf yoğunluğunun g_{rms} değeri 0,0843 olarak hesaplanmıştır. İlk otuz dakika için en düşük g_{rms} değeri 0,0643'dır. Bu da tüm veri g_{rms}'i ile karşılaştırıldığında %23,7 farka karşılık gelmektedir. Yani toplanan veri bu farkın en yüksek olduğu veri olarak değerlendirilse, %23.7'lik bir farka sahip profil üzerinden işlem yapılmış olacaktır.



Şekil 6.3. Otuz Dakikalık Verinin İvme Güç Yoğunluğu.

Bootstrap güvenli aralık hesaplaması toplam otuz dakikalık olan on grup için yapılmıştır. Bootstrap örneklem sayısı 100 olarak alınmıştır. Elde edilen güvenli aralık %95 alt limiti g_{rms} değeri 0,0741, %95 üst limiti de 0,0916 olarak hesaplanmıştır.

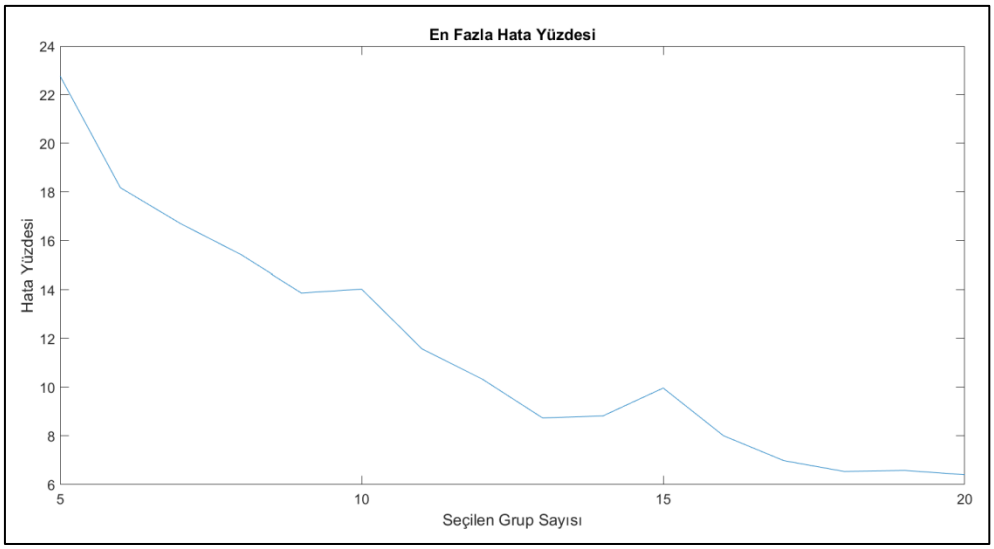


Şekil 6.4. Otuz Dakikalık Veri Bootstrap güvenli aralık uygulaması.

Otuz dakika olarak toplanan ve on gruba ayrılan verinin, tüm veri ile %23 gibi farklar içeren parçaları bulunmaktadır. Ancak, Şekil 6.4'de gösterildiği gibi tüm verinin g_{rms} değeri, bu parçalar kullanılarak hesaplanan Bootstap güvenli aralık g_{rms} değerinin arasında yer almaktadır. Bu sayede üçte bir oranında veri ile gerçekleştirilen hesaplamalarda, %95 gibi güvenli aralığın değeri bilinerek alt ve üst profil limitleri oluşturulmuştur. Ayrıca on örneklem grubunun dağılımı bilinmediği ve örneklem sayısı az olması (n<30) nedenliyle bootstrap yöntemi yerine merkezi limit teoremi gibi başka istatistiksel yöntemlerin kullanılmasının uygun olmadığı görülmektedir.

Örneklem Sayısı Etkisi:

Güvenli aralık uygulaması kapsamında toplanan doksan dakikalık veri kullanılarak örneklem sayısının etkisi de incelenmiştir. Doksan dakikalık veri üçer dakikalık otuz parçaya ayrılmış ve örneklem sayısına göre otuz parça içerisinden rastgele parçalar seçilmiştir. Seçilen parçalar ile hesaplanan güç tayf yoğunluğu profilinin tüm veri ile karşılaştırılması yapılarak hata yüzdelerinin örneklem sayısı ile değişimi belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 6.5'de gösterilmektedir.



Şekil 6.5. Seçilen grup sayısına göre hata yüzdesi değişimi.

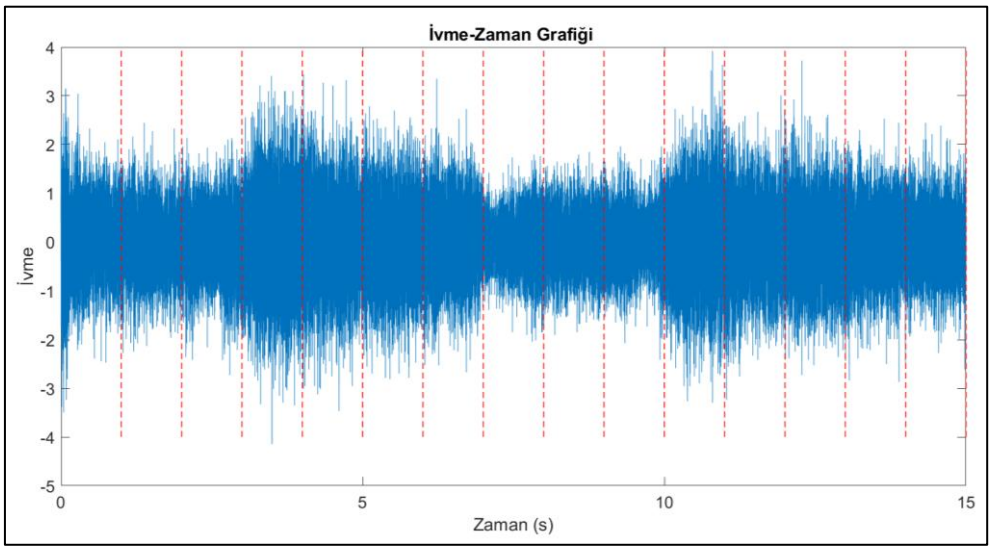
Her biri üç dakika olan otuz parça içerisinden rastgele 5 parça yani 15 dakikalık verinin tüm veriye göre hata oranı en fazla %23'lere kadar çıkarken, göz önüne alınan örneklem sayısı arttıkça hesaplanan en fazla hata oranı düşmektedir. En fazla hata oranı 20 adet grup için %7'ler mertebesindedir. Şekil 6.5 ile toplanan veri sayısı arttıkça tüm veri kümesi hakkında daha az hatalı profillerin elde edildiği gösterilmiştir.

6.4. Serbest Uçuş Güvenli Aralık Uygulaması

Bir önceki bölümde askeri bir platformdan toplanan sınırlı sayıda veri ile tüm veriyi temsil ettiği kabul edilen doksan dakikalık veri ile Bootstap güvenli aralık hesaplamaları gerçekleştirilmiş ve on parça veri ile otuz parçalık verinin güvenli aralık içerisinde kaldığı gösterilmiştir.

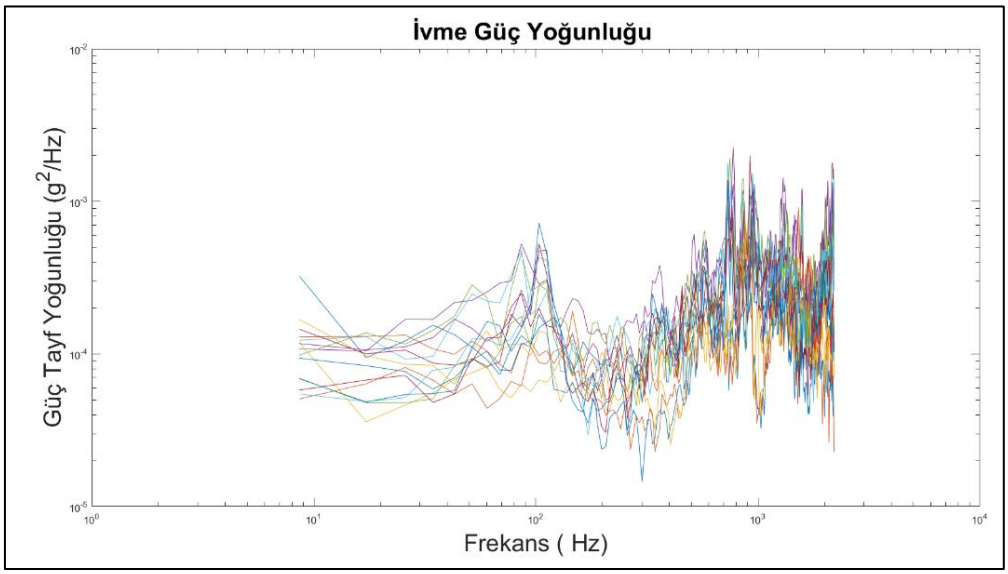
Güvenli aralık uygulaması sadece kısa bir süre için toplanan veriler için değil, sistemin doğası gereği az verinin bulunduğu uygulamalar için de kullanılabilir bir yöntemdir. Kara platformlarından toplanan verinin süresi arttırılarak elde edilen veri setinin değerlendirilmesi daha sağlıklı yapılabilir ancak hava platformlarının iniş kalkışı veya mühimmatın havada uçuşu sırasında maruz kaldığı titreşim gibi kısa süreli titreşimlerin istatistiksel olarak değerlendirilmesi daha zor bir durumdur. Bu kapsamda, serbest uçuş yapan bir füzenin titreşim profili Bootstrap yöntemi ile elde edilecektir.

Bir mühimmat üzerinden uçuşlu test sırasından elde edilen ivme zaman grafiği Şekil 6.6'da verilmiştir. Grafikte verilen profil, mühimmatın uçuşunun bir kısmını kapsamakta olup veri manipüle edilmiştir).



Şekil 6.6. Serbest uçuş profili.

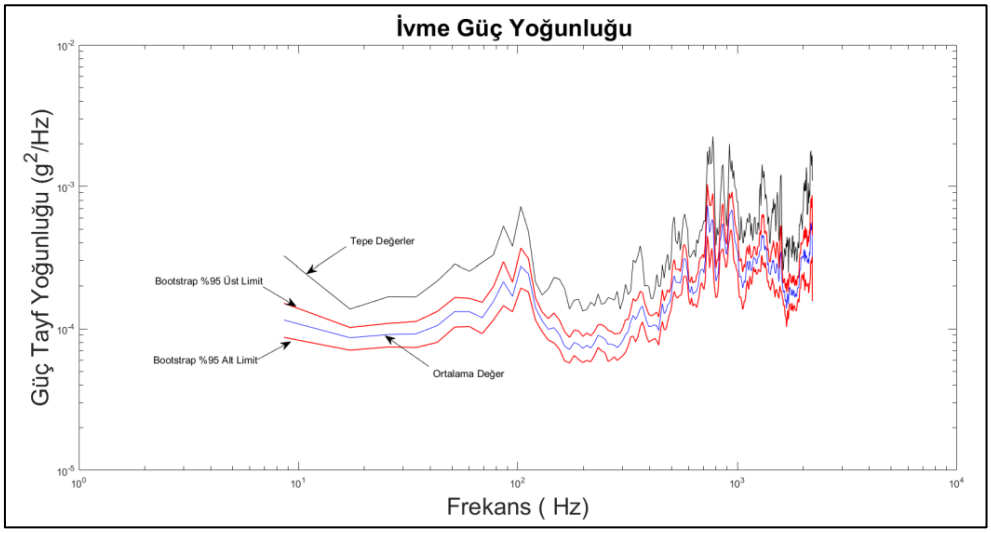
15 saniye süresince toplanan veriler 15 parçaya ayrılarak birer saniyeye bölünmüşlerdir. Elde edilen 15 adet ivme zaman parçasının güç tayf yoğunluğu hesaplanmıştır.



Şekil 6.7. Serbest uçuş profili güç tayf yoğunluğu.

Serbest uçuş profil türetme işleminde genel uygulama en yüksek değerlerin seçilmesidir. Ancak bu uygulama ile elde edilen profil yüksek g_{rms} değerine sahip olacaktır. Şekil 6.7'de

verilen güç tayf yoğunluk değerleri kullanılarak Bootstrap yöntemi ile %95 güvenli aralık değerleri elde edilmiş ve Şekil 6.8'de gösterilmiştir.

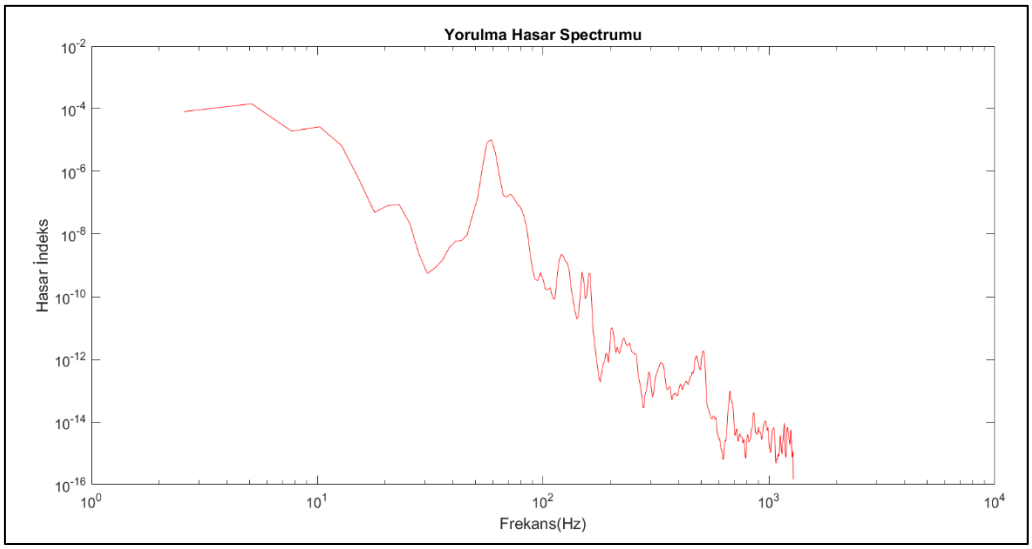


Şekil 6.8. Serbest uçuş profili güvenli aralık.

6.5. Yorulma Hasar Spektrumu Güvenli Aralık Uygulaması

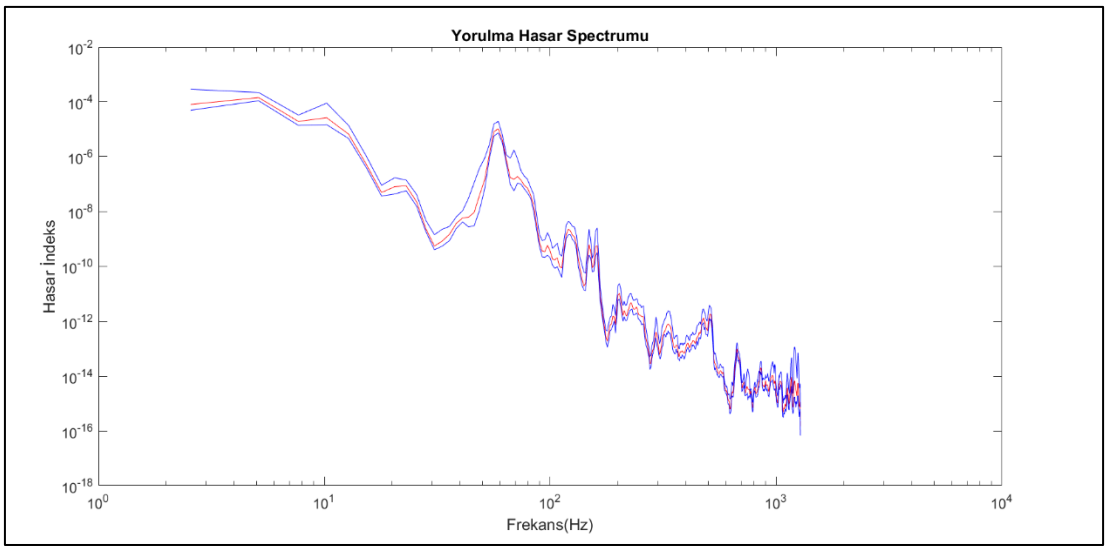
Yorulma hasar spektrumu, profil türetmede önemli bir yöntemdir. Özellikle farklı sürelere sahip profillerin birleştirilmesinde öne çıkmaktadır. Bölüm 4'de detayları verilen bu yöntemde, sistem üzerinden toplanan titreşim verisi doğrudan kullanılmaktadır. Ancak daha önce de belirtilen, toplanan verinin içerdiği belirsizlikler nedeniyle, türetilen profilin doğrudan kullanılması yerine güvenli aralık yöntemi ile birlikte kullanılmasının uygun olacağı değerlendirilmektedir.

Güvenli aralık yönteminin yorulma hasar spektrum yöntemi uygulaması için Bölüm 6.3'de verilen profilin ilk otuz dakikası kullanılacaktır. Otuz dakika için Eş. 4.10 kullanılarak hesaplanan hasar indeksi Şekil 6.9'da verilmektedir.



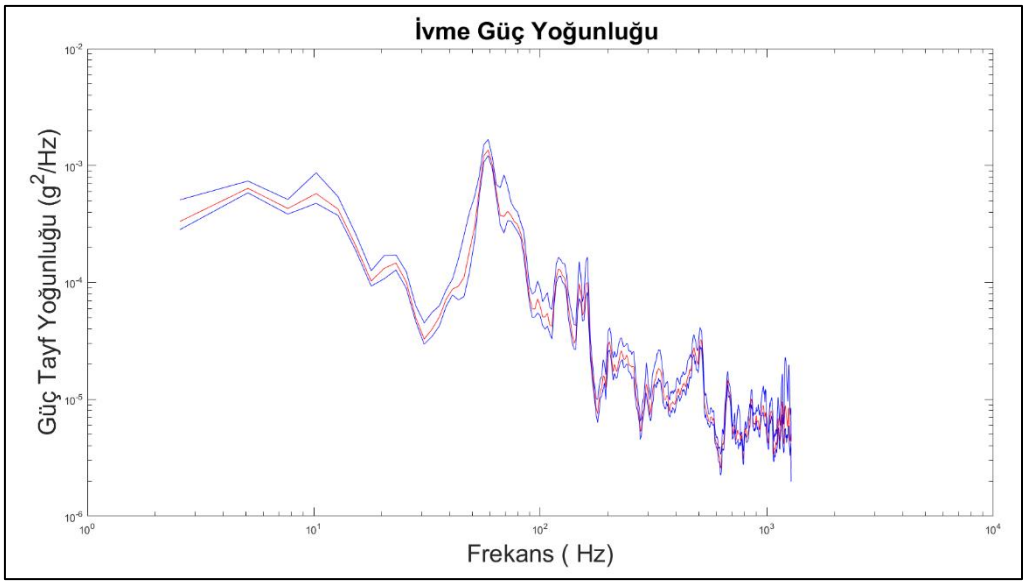
Şekil 6.9. Hasar indeksi.

Elde edilen indeks, toplanan verinin mutlak doğru olduğu varsayımına dayanır. Ancak gerek veri toplanan sistemdeki belirsizlikler gerekse de gelişigüzel titreşimin doğası gereği bu verinin güvenli aralık içerisinde değerlendirilmesi, elde edilen profilin güvenli ve geniş bir alanda kullanılması açısından önemlidir. Bu doğrultuda, otuz dakikalık veri her biri üçer dakika olmak üzere on adet veriye bölünmüştür. Her bir veri parçası kullanılarak bootstrap güvenli aralık yöntemi ile %90 güvenli aralık değerleri B=1000 örneklem için hesaplanmıştır.



Şekil 6.10. Hasar indeksi %90 güvenli aralık limitleri.

Hesaplanan yorulma hasar spektrum güvenli aralık değerleri Eş. 4.11 kullanılarak tekrar güç tayf yoğunluk değerlerine dönüştürülerek kullanılabilir. Güvenli aralık ile elde edilen grafiğin güç tayf yorgunluğuna dönüşmü ile elde edilen güvenli aralık güç tayf yoğunluk grafiği Şekil 6.11'de gösterilmiştir.



Şekil 6.11. YHS %90 güvenli aralık limitleri ile hesaplanan güç tayf yoğunluğu grafiği.

Hesaplamalar sonucunda, sistem üzerinden toplanan ve güç tayf yoğunluğu hesaplanan 0,2139 grms değerine sahip ivme verisi, üçer dakikalık parçalara ayrılmış, her bir parça için yorulma hasar spektrumu hesaplanmış ve bu değerler Bootstap yöntemi ile %90 güvenli aralık güç tayf yoğunluk değerleri elde edilmiştir. Güvenli aralık g_{rms} değerleri üst limit 0,2471g ve alt limit 0,1967g olarak hesaplanmıştır.

7. YORULMA HASAR HESAPLAMALARI VE UYGULAMASI

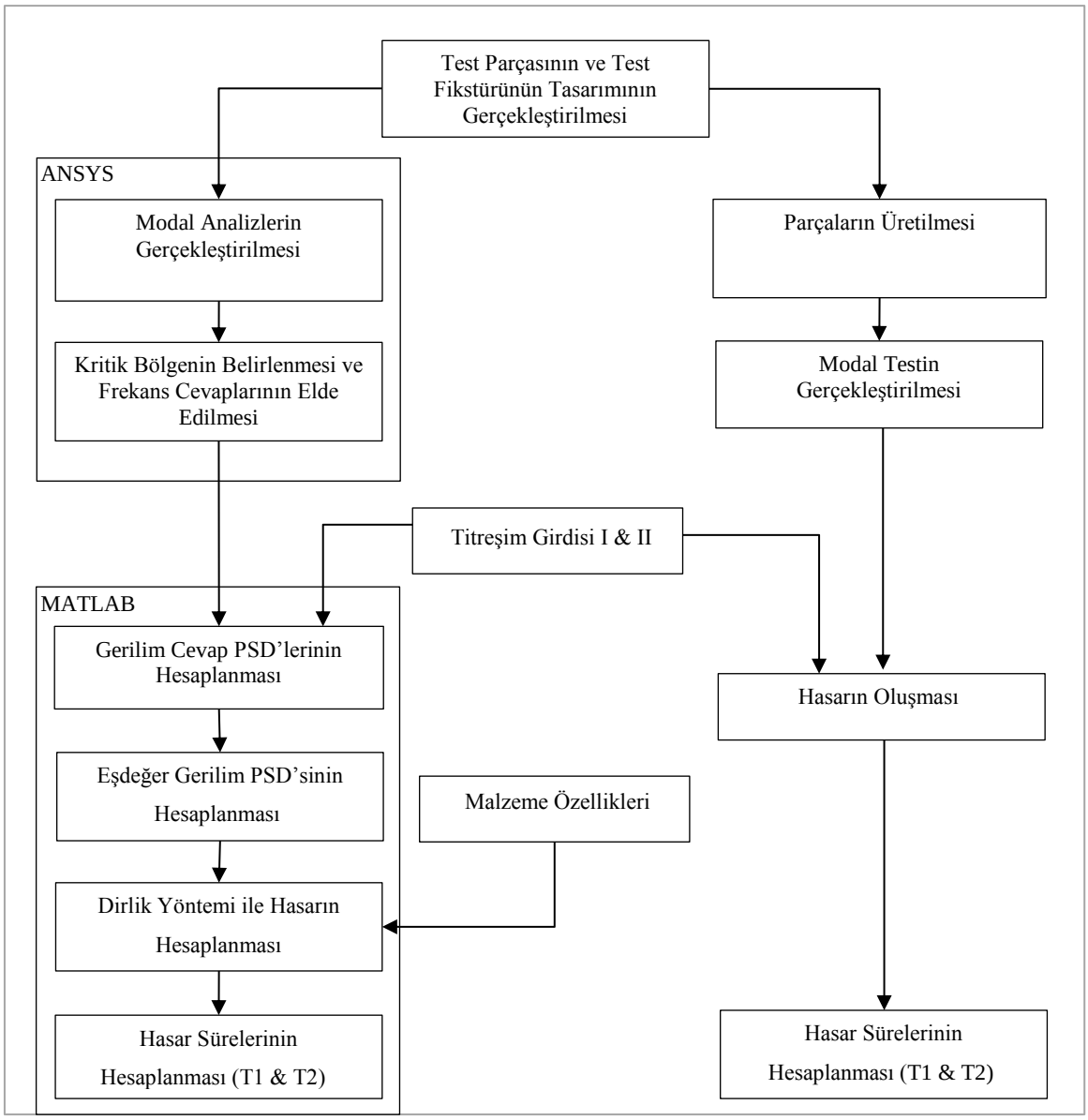
Titreşim zorlamalarına maruz kalan sistemlerin tasarımları gerçekleştirilirken sadece statik yüklerin değil, dinamik yüklerin de göz önüne alınması gerekir. Titreşimin sebep olduğu mekanik yorulmalar parçanın akma gerilmesinin çok daha altında bir gerilim değerinde hasara uğramasına neden olabilir. Bu tür sistemlerin yorulma davranışları incelenirken malzeme özellikleri, çalışma sıcaklıkları, parçanın üretim yöntemi, çentik durumu gibi çok farklı parametrenin değerlendirilmesi gerekir. Ayrıca, yorulma hesaplamaları ile ilgili de çok farklı hesaplama yöntemleri bulunmaktadır. Bu yöntemlerin detayları 2. Bölüm'de verilmiştir.

Çalışma kapsamında gerçekleştirilecek olan Bootstrap istatistiksel yorulma hesaplamaları için hasar hesaplama yöntemi olarak Eşdeğer Von Mises gerilim yaklaşımı ve Dirlik Metodu kullanılacaktır. Her ne kadar bu yöntemler ayrı ayrı geniş bir kullanım alanına sahip olsa gerek üç eksen girdi için birlikte kullanımlarının uygunluğunun kontrolü gerekse de yazılan kodların doğrulanması için örnek bir parça üzerinde incelenecektir. Örnek parçanın test ve hasar hesapları için, uygulanacak yöntem Şekil 7.1'de gösterilmektedir.

Askeri sistemler tasarımları ve ömür döngüleri gereği yüksek çevrim oranına sahip titreşime maruz kalma eğilimindedirler. Bu kapsamda, hasar testi ve hesaplaması gerçekleştirilecek test parçasının da yüksek çevrime sahip bir profil ile test edilmesinin uygun olacağı değerlendirilmiştir. Ancak bu durumda test sürelerinin çok uzun olması nedeniyle parçaların ömürlerinin tamamlanmasına kadar (hasarlarının bire eşit olması) test etmek yerine iki farklı titreşim profili ile eşit hasar durumlarının oluşturulması ve bu hasarlar için geçen sürelerin test ve analiz ortamında karşılaştırılma yöntemi uygulanmıştır. Ayrıca bu yöntem ile farklı titreşim profillerine maruz kalan parçaların hasarların birbirleri ile kıyaslanması ile genel yorulma hesaplamalarında bulunmayan ya da göz önüne alınmayan yüzey hassasiyeti, üretim yöntemi, üretim sonrası malzemenin kristal yapısı gibi belirsizliklerin oluşturulan algoritma ve parametreleri en az oranda etkilemesi sağlanmaktadır.

Şekil 7.1'de verilen akış doğrultusunda, öncelikle tasarlanan parçanın ve fikstürün üretimi gerçekleştirilmiştir. Modal test ile parçasının doğal frekansları bulunarak ANSYS programı ile elde edilen frekanslar ile karşılaştırılmıştır. İki farklı ivme girdisinin iki test

parçasının aynı hasara neden olduğu süreler belirlenmiştir. Bu süreler Matlab ortamında hazırlanan algoritmalar ile Dirlik yöntemi kullanılarak hesaplanan süreler ile kıyaslanmıştır. Hasarın karşılaştırılması için parçanın doğal frekansındaki kayma miktarı esas alınacaktır. Her iki titreşim profili uygulamasında da başlangıç durumuna göre %5'lik doğal frekans kayması test sonlandırılacak ve hasarın aynı olduğu kabul edilmiştir.

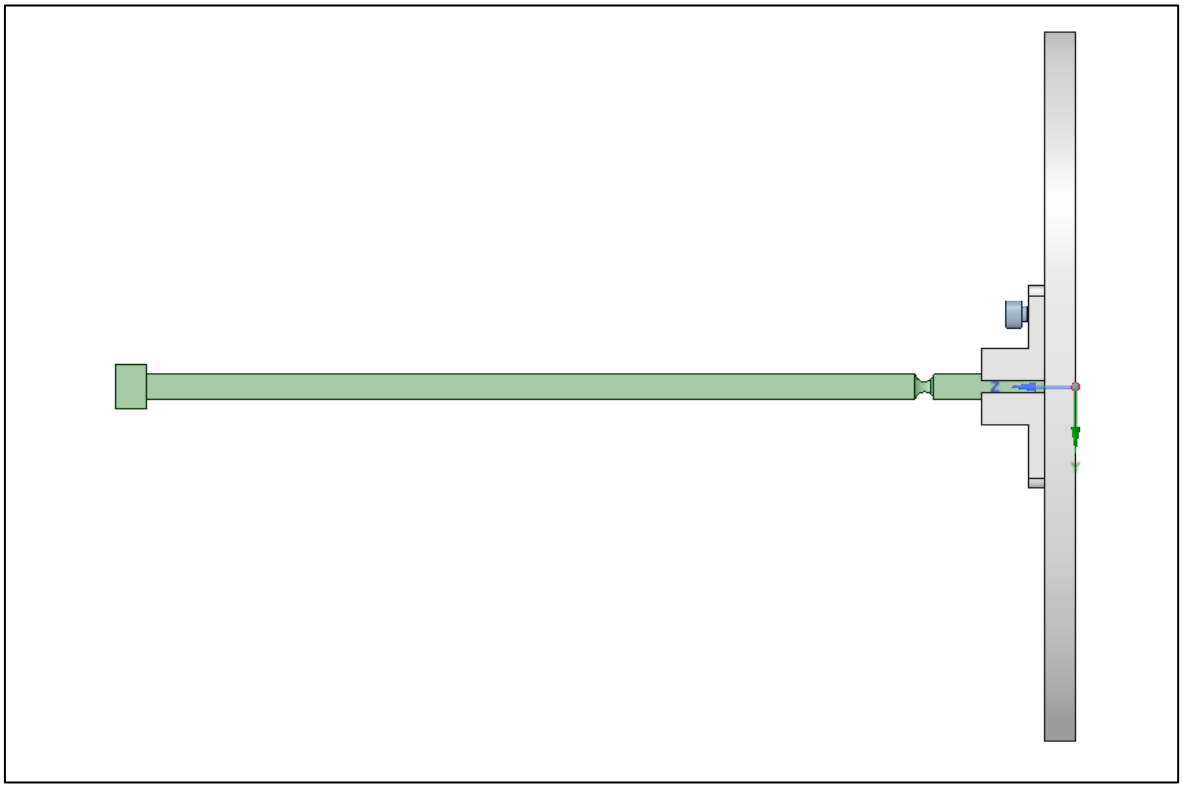


Şekil 7.1. Test parçası için uygulanan işlem adımları.

7.1. Test Parçasının Tasarımı ve Modellenmesi

Titreşim test ve hasar hesaplamaları için aşağıda detayları bulunan test parçası tasarlanmıştır. Test parça malzemesi olarak da askeri uygulamalarda sıklıkla kullanılan AL

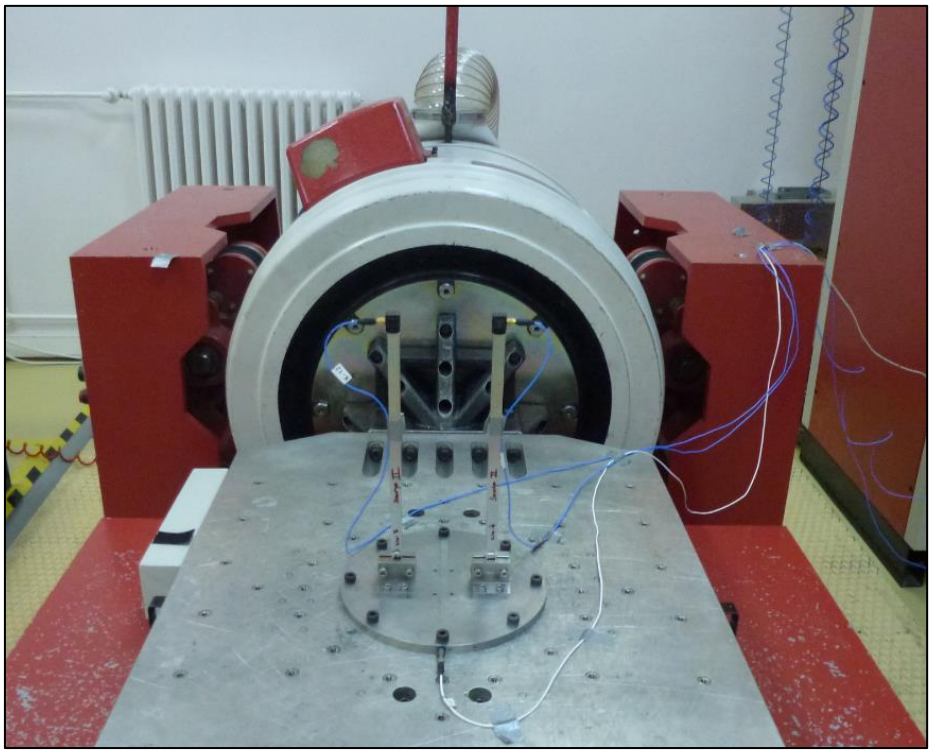
6061 T6 malzemesi seçilmiştir. Fikstür ise titreşim testi ölçümlerini etkilememesi için daha mukavim olacak şekilde ST 37 malzemesinden üretilmiştir.



Şekil 7.2. Test parçası ve fikstür tasarımı .

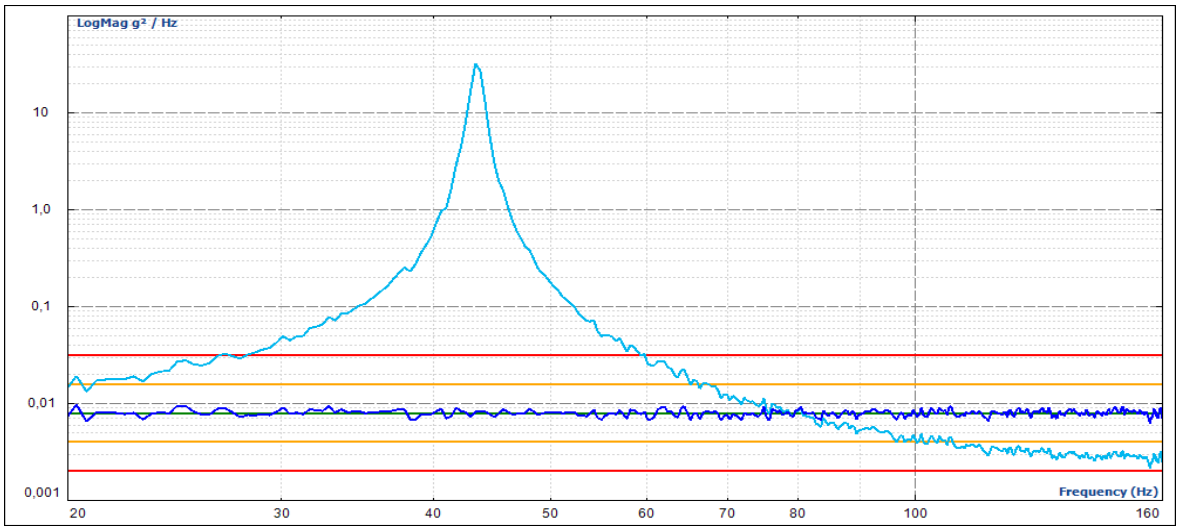
7.2. Titreşim Testi ve Hasar Sürelerinin Belirlenmesi

Parçaların Üretilmesi sonucunda titreşim testi için parçaları Şekil 7.3'de gösterildiği gibi titreşim girdisi *y* ekseninde olacak şekilde test cihazına bağlanmıştır. Test parçalarının doğal frekanslarının ölçülmesi için ise üzerlerine 50g PCB ivmeölçerler yapıştırılmıştır.



Şekil 7.3. Titreşim test düzeneği

Titreşim testine başlamadan önce parçaların doğal frekansları incelenmiştir. *y* eksenindeki ilk eğilme doğal frekansının 44,6 Hz olduğu gözlemlenmiştir. Titreşimin girdisinin *y* ekseninde olduğu göz önüne alındığında yorulma davranışında bu frekansın baskın olacağı görülmektedir.



Şekil 7.4. *y* eksenindeki birinci doğal frekans.

Test parçaları üzerinde hasarların sürelerinin belirlenebilmesi için iki farklı titreşim profili oluşturulmuştur. Test parçasının y eksenindeki girdiler için baskın olan 44.6 Hz doğal frekansı göz önüne alındığında, 20-160 Hz aralığında grms değeri 1.3g ve 1.06g olan iki adım fonksiyona sahip titreşim profili parçalara uygulanmıştır. Her test iki eşlenik parça ile gerçekleştirilmiştir. %5 doğal frekans kayması süreleri ortalaması Çizelge 7.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.1. Hasar süreleri

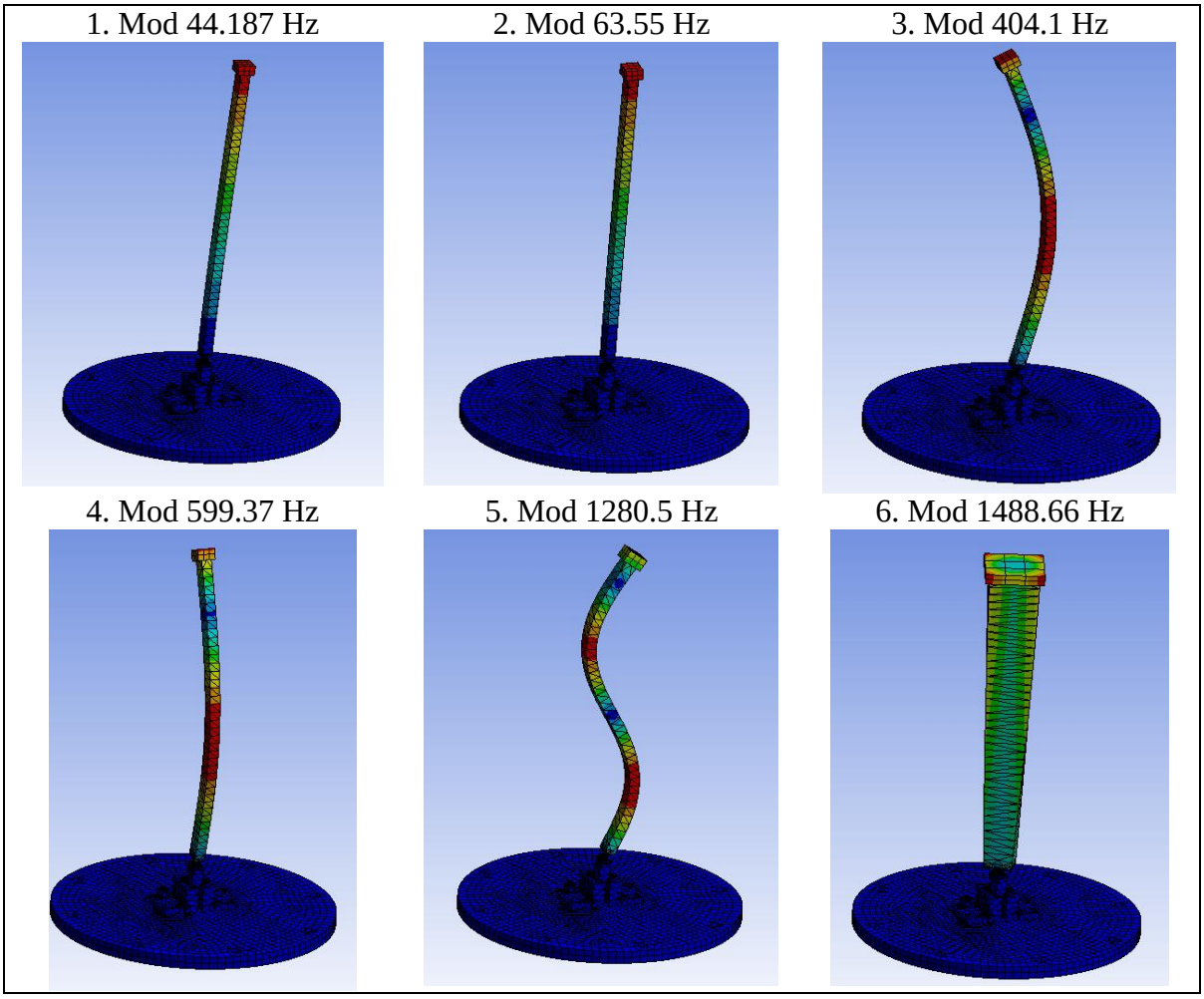
Test No	1	2
Frekans Aralığı	20-160 Hz	20-160 Hz
Titreşim Grms	1.3	1.06
Başlangıç Doğal Frekans	44.6 Hz	44.6 Hz
Test Sonu Doğal Frekans	42 Hz	42 Hz
Süre	1260 S	6300 s

7.3. Hasar Sürelerinin Hesaplanması

Test parçasın hasarlarının ve hasar sürelerinin hesaplanması için öncelikle ANSYS sonlu elemanlar analiz programında doğal frekansları elde edilecektir. Ardından y eksenindeki birim g'lik girdi için kritik bölgedeki frekans cevabı bulunacaktır. Bu bilgiler Matlab'da oluşturulan eşdeğer Von Mises gerilimi ve Dirlik yorulma yöntemi ile her iki titreşim girdisi için hasarların süreleri hesaplanacak ve titreşim testinde elde edilen süreler ile karşılaştırılacaktır.

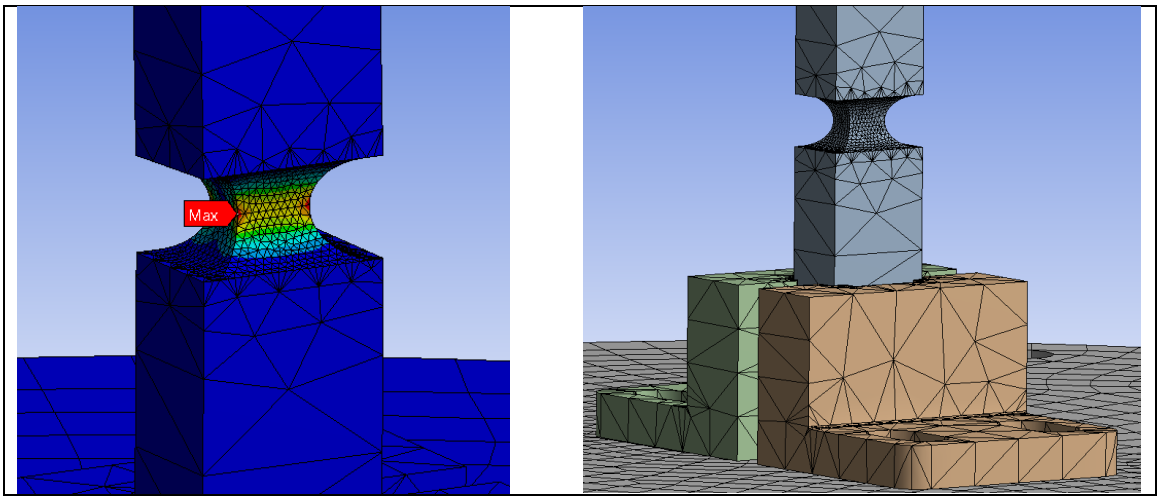
7.3.1. Modal Analizler ve Frekans Cevaplarının Elde Edilmesi

Test parçasının analizinin test ile benzerlik sağlaması için parça üzerinde bulunan ivme ölçer ağırlığı eklenmiştir. Gerçekleştirilen modal analiz ile parçanın doğal frekansları Şekil 7.5 'de verildiği gibi bulunmuştur. Böylece, Titreşim testinde *y* eksenindeki titreşim girdisi için gözlemlenen 44,6 Hz'e çok yakın bir değerde doğal frekans analiz ortamında elde edilmiştir.



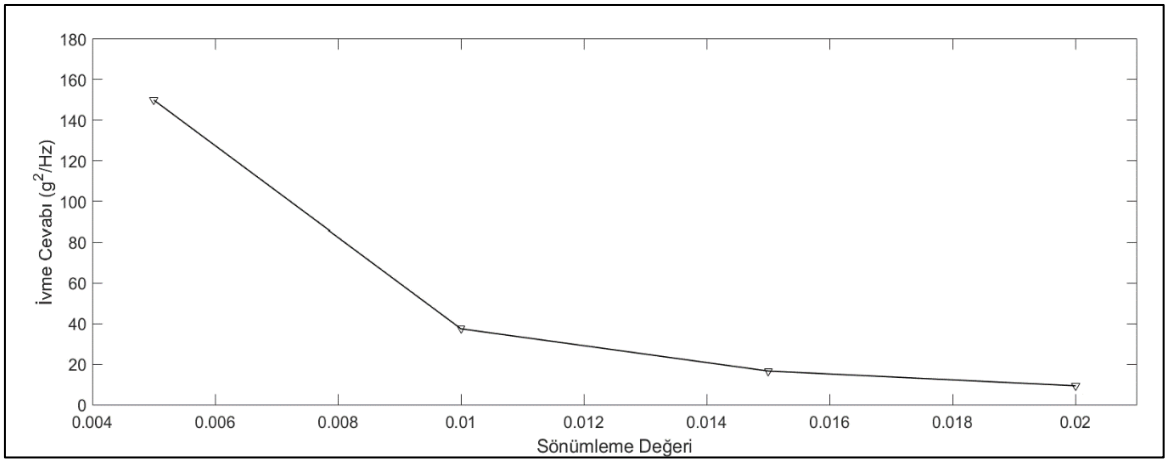
Şekil 7.5. Doğal frekanslar.

Parçanın ağ büyüklüğü belirlemesinde kritik bölgenin ağ yapısının daha küçük tutulması gerekmektedir. Bu nedenle sistemin geneli için ağ büyüklüğü yaklaşık 5 mm, kritik bölgenin ağ büyüklüğü ise 0,5 mm olarak seçilmiştir.



Şekil 7.6. En yüksek gerilim değeri ve ağ büyüklüğü

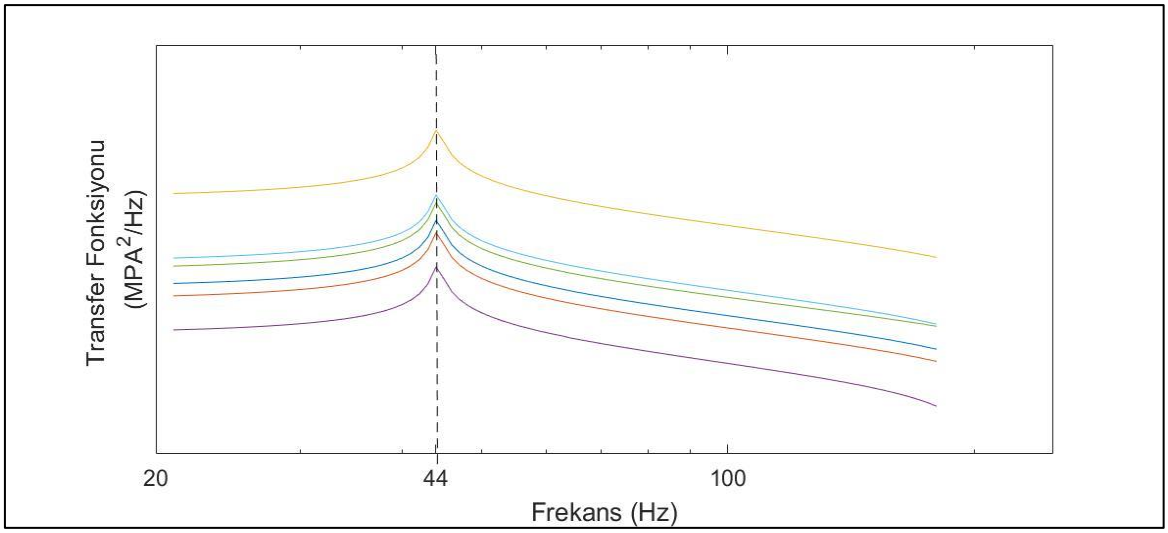
Bir diğer önemli parametre parçanın sönümleme oranıdır. Bu değer, kritik bölgede oluşan gerilimin değerini doğrudan etkilediğinden gerilim cevap analizleri için önemli bir parametredir. Parçanın sönümleme oranının bulunabilmesi için modal test sırasında parçanın üzerinden alınan ivme cevabı kullanılmıştır. Şekil 7.4'de modal test sırasında görüldüğü gibi 0,008 g^2/Hz değerinde bir girdi için, parçanın üzerindeki ivme ölçerde yaklaşık 33 g^2/Hz ivme cevabı oluşmaktadır. ANSYS sonlu elemanlar analiz programınada bulunan "random vibration" modülü ile aynı ivme girdisi için ivme ölçer konumuna karşılık gelecek şekilde parça üzerindeki noktanın ivme cevabı farklı sönümleme oranları için hesaplanmıştır. Şekil 7.7'de farklı sönümleme oranlarına karşılık gelen g^2/Hz değerleri görülmektedir. Parçanın sönümleme değeri olarak, 33 g^2/Hz değerine en yakın olan %1 sönümleme değeri seçilmiştir.



Şekil 7.7. Sönümleme Değeri

7.3.2. Frekans Cevaplarının ve Eşdeğer Gerilimin Hesaplanması

Parçanın sonlu elemanlar analizi parametrelerinin belirlenmesinin ardından 1g değeri için kritik bölgedeki gerilim frekans cevapları bulunmalıdır. Kritik eleman üzerinden üç tanesi normal üç tanesi kayma olmak üzere toplamda 6 adet gerilim cevap fonksiyonu ANSYS sonlu elemanlar programı ile elde edilmiştir.



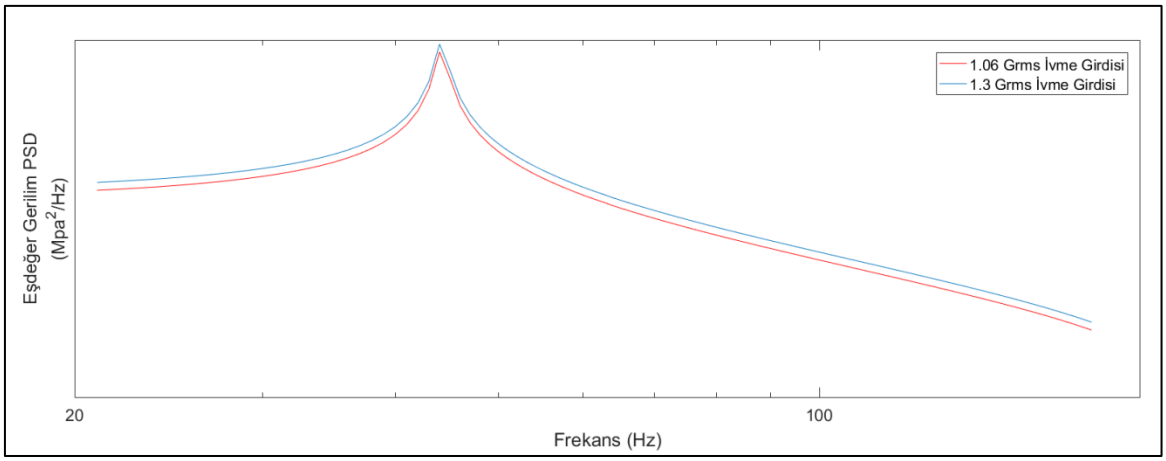
Şekil 7.8. Transfer fonksiyonu.

7.3.3. Eşdeğer Gerilimin Bulunması

Elde edilen altı gerilim frekans cevapları (transfer fonksiyonları) Eş. 7.1'de gösterildiği gibi titreşim testinde kullanılan ivme girdileri ile çarpılarak altı gerilim PSD değeri elde edilir.

$$\frac{g^2}{Hz} \times \left[\frac{MPa}{g}\right]^2 = \frac{MPa^2}{Hz} \tag{7.1}$$

Her iki titreşim girdisi (1.06 grms ve 1.3 grms) için hesaplanan eşdeğer gerilim grafiği Şekil 7.9'da gösterilmiştir.



Şekil 7.9. Eşdeğer gerilim PSD'leri.

7.3.4. Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi

Havacılık ve uzay uygulamalarında en çok kullanılan malzemelerin başında alüminyum gelmektedir. Çelik malzemelere göre yaklaşık olarak üçte bir hafif olan alüminyumun ısıl işlem ve bileşiklerine göre farklı çeşitleri mevcuttur. Lançer/pod gibi sistemlerde, yüksek korozyon direnci ve levha, çubuk, profil gibi çok farklı çeşitte yarı mamullere sahip olması nedeniyle Al6061 T6 en çok tercih edilen alüminyum çeşitlerinden biridir. İsmindeki T6 ısıl işlem uygulandığını göstermektedir.

Al 6061 T6'nın S-N eğrisi Denklem 7.2'de verilen eşitlik ile ifade edilebilir.. [34].

$$N(S_i) = \left(\frac{S_i}{K}\right)^{\left(\frac{-1}{b}\right)} \tag{7.2}$$

S_i, gerilim değerleri
N, gerilim değerine karşılık gelen çevrim sayısı
K, b malzemenin sabit sayıları

Al 6061 T6'nın sabit katsayılarının bulunması için S-N eğrisindeki belirli noktaların değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Literatürde yürütülen çalışmalar neticesinde -1 gerilim oranın (R=-1) sahip malzeme nin S-N eğrisi değerleri aşağıdaki tablodaki gibi elde edilmiştir [35]. Çizelge 7.1'de verilen değerlerin temel kaynağı MIL5H-3-6-2 olarak gösterilmiştir.

Çizelge 7.2. Hasar süreleri

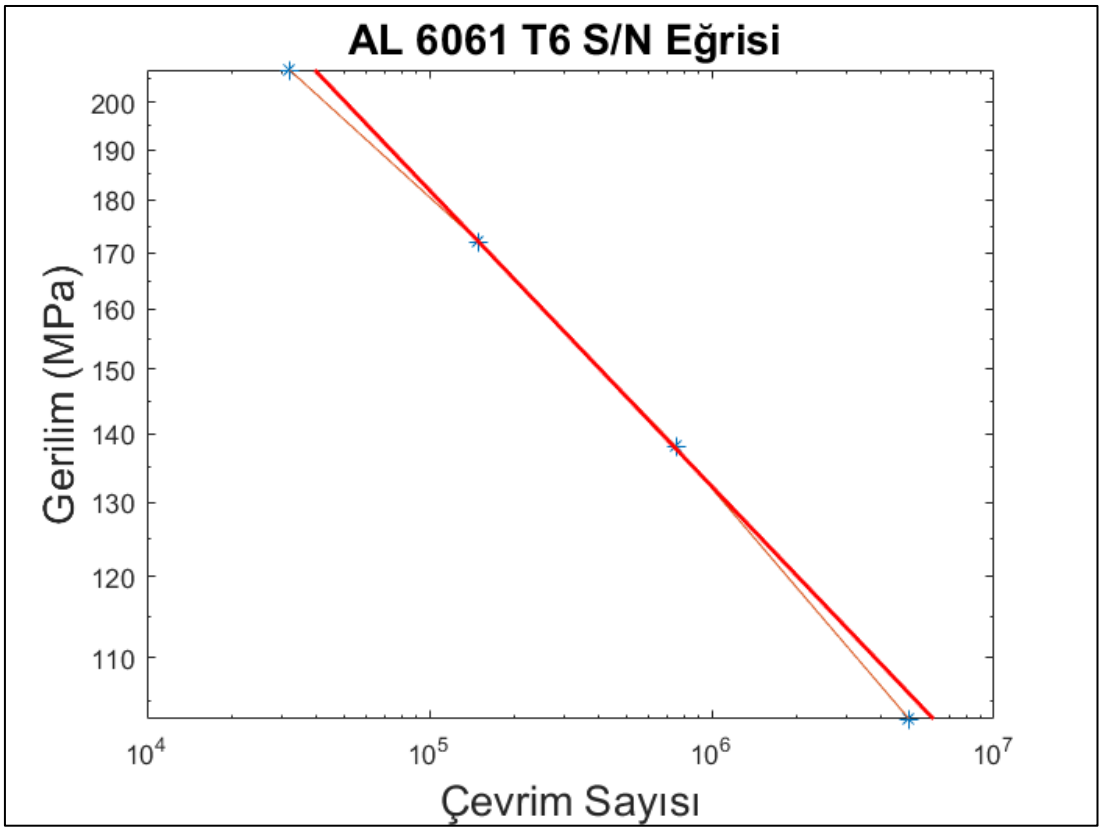
Gerilim (MPa)	Çevrim Sayısı
207	3.2E+04
172	1.5E+05
138	7.5E+05
103	5E+06

Verilen değerler kullanılarak en uygun sabit katsayılar hesaplanmıştır.

K =871.14

b= 0.1384

Hesaplanan değerler ile belirlenen noktalar ile Çizelge 7.1'de verilen noktalar Şekil 7.10'da gösterilmiştir.



Şekil 7.10. Al 6061-T6 S-N eğrisi.

7.3.5. Hasarların ve Hasar Sürelerinin Hesaplanması

İki farklı ivme g_{rms} değeri ile gerçekleştirilen testlerde aynı değerde frekans kaymasına karşılık gelen süreler ölçülmüştü. Benzer yaklaşım analitik hesaplar neticesinde elde edilen eşdeğer gerilimler üzerinden de gerçekleştirilebilir. Test parçasının, 1,06 g_{rms} titreşim girdisi ile %5'lik frekans kayma süresi olan 6300 sn ile aynı hasar seviyesine 1,3 g_{rms} ile ne kadar sürede geleceği elde edilen eş değer gerilimler ile hesaplanabilir. Dirlik Metodu ile bu değer 1450 s olarak hesaplanmıştır. Bu değer titreşim testinde 1260 s olarak ölçülmüştür. Böylece test ortamında ölçülen hasar %15'lik bir fark ile analitik ortamda hesaplanmış ve eşdeğer Von Mises ve Dirlik yönteminin altı eksen için kullanılmasının uygun olduğu değerlendirilmiştir. Test ile analitik hesaplamadaki farkın, malzeme parametresi ve titreşim testinde oluşabilecek belirsizlikler (titreşim profilindeki kaymalar, fikstür üretim ve montaj hataları vb.) nedeniyle olduğu düşünülmektedir. Ayrıca, bu çalışma her ne kadar altı gerilim ekseni üzerinden gerçekleştirse de bir eksenin diğerlerine göre baskın olduğu varsayımı ile tek eksen üzerinden hesaplanan titreşim profili hızlandırma yaklaşımının da doğrulanması gerçekleştirilmiştir.

8. İSTATİSTİKSEL ÖMÜR HESABI

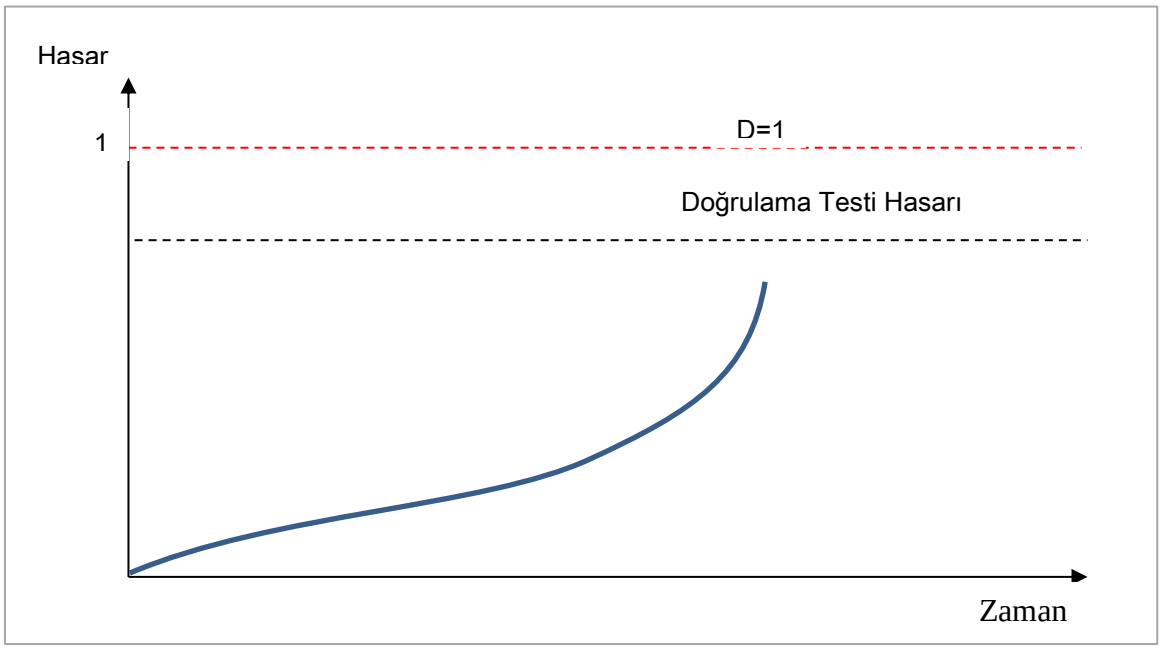
Askeri sistemler ömür döngüleri süresince çok farklı çeşitte titreşime maruz kalırlar. Titreşimlerin etkileri azaltmak ve sistemlerin faal durumda kalmalarını sağlamak için belirli periyotlarda bakım/onarım faaliyetleri yürütür. Bakım periyotları ve sistemlerin kullanım süreleri genellikle tasarımın ilk aşamasında belirlenen gereksinimler doğrultusunda gerçekleştirilen tasarım faaliyetleri neticesinde belirlenir. Sistemlerin ömür döngüleri süresince maruz kalacakları titreşim göz önüne alınarak gerçekleştirilen tasarım faaliyetleri belirli kabuller içerir. Bunların başında titreşim profillerinin belirlenmesi gelmektedir.

MIL STD 810 ve AECTP gibi askeri standartlar askeri araca entegre sistemlerin veya askeri araçlarla taşınacak sistemlerin profilleri için kaynak niteliğinde bilgi taşır. Standartlarda sadece genel kabul görmüş profiller değil, testlerin icrası ile ilgili de bilgiler bulunmaktadır. Özellikle tasarımı devam eden platformlar için geliştirilen sistemler açısından standartlardaki profiller referans olarak kabul edilir. Ancak standartlarda da belirtildiği gibi her sistemin entegrasyonu kapsamında ömür döngüsünün o sisteme özgü olarak belirlenmesi ve bu doğrultuda titreşim/şok verilerinin toplanan değerlendirmenin bu veriler ile gerçekleştirilmesi önerilen yöntemdir. Bu kapsamda tasarım projelerinin belirli aşamalarında sistemlerin ömür döngüleri gereği titreşim verileri toplanır ve tasarım değerlendirilmeleri bu veriler doğrultusunda gerçekleştirilir.

Toplanan veriler ile oluşturulan profiller, sistemlerin ömür döngüleri boyunca maruz kalacağı titreşimler zorlamaları olarak kabul edilir ve gerek sistem gerekse de alt sistem tasarımları bu doğrultuda gerçekleştirilir. Tasarımın tamamlanmasının ardından, sistemlerin bu zorlamalar altından hasara uğramadığını ve faal kaldığının gösterilmesi için titreşim testleri gerçekleştirilir. Bu testler doğrulama ve kalifikasyon testleri olarak ifade edilir. Gerek tasarım döneminde alınan kararlar doğrultusunda, gerekse de test faaliyetlerinden elde edilen sonuçlar ile sistemin ömür döngüsü ve bakım/onarım konsepti oluşturulmuş olunur. Sistemin envanterde görev süresi ve planlı/plansız bakım faaliyetleri böylece belirlenmiştir.

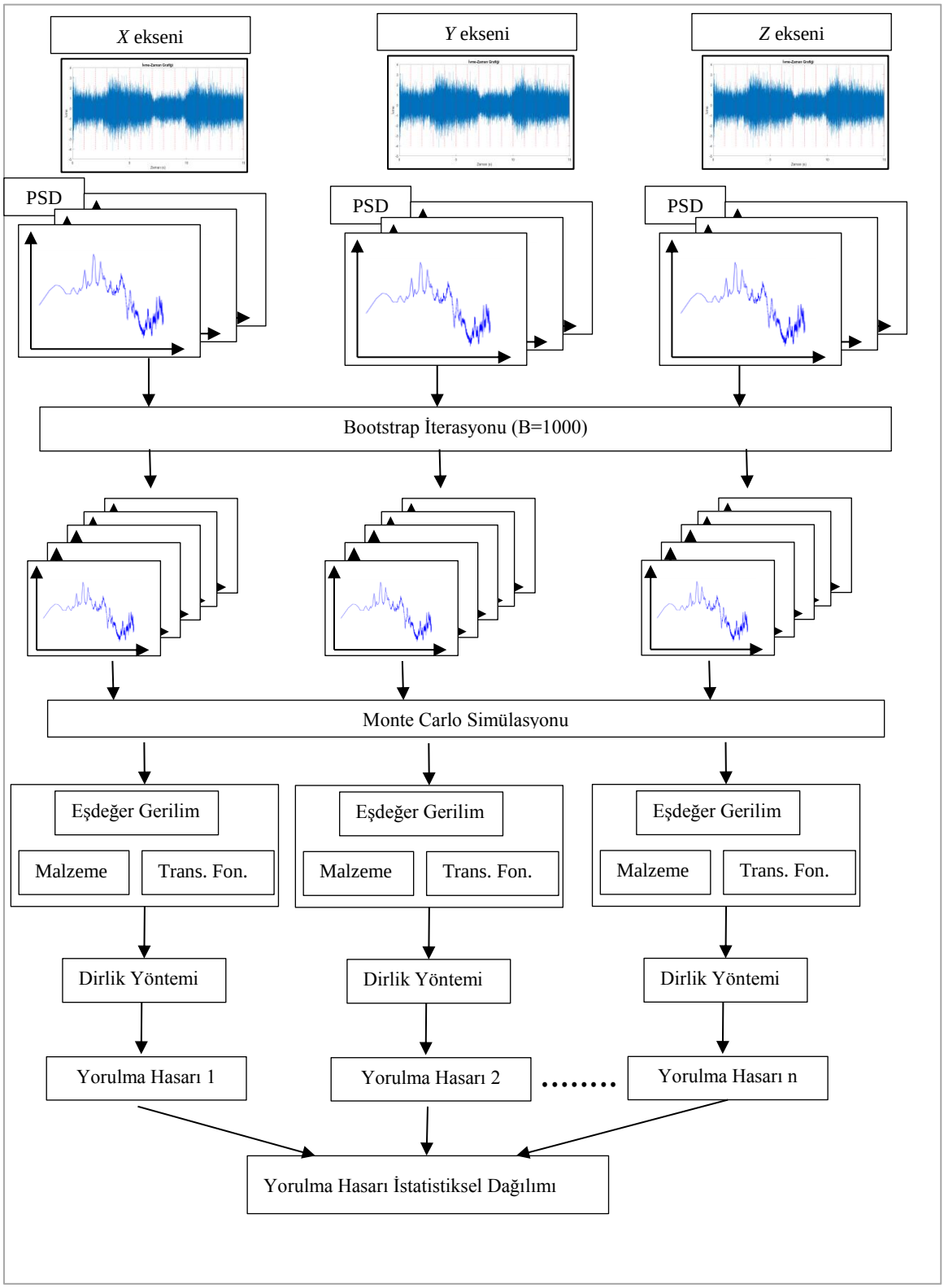
Sistemin ömür süresi ve bakım faaliyetleri aktif olmayan bir bilgiler ve kabuller içerir. Sistemlerin tasarım döneminde toplanan veriler ile oluşturulan profiller doğrultusunda

hazırlanmıştır ve her sistem için geçerli olduğu kabul edilir. Ancak envanterdeki sistemlerin her biri kendine özgü koşullarda görev yapmakta ve tümden gelimci bu yaklaşım bazen sistemlerin erken ömürlerinin tamamlanmasına bazen de hasarlı bir sistemin görevde kullanılmasına neden olmaktadır. Bu kapsamda her bir sistemin ayrı ayrı değerlendirilmesi önem taşımaktadır. Bu değerlendirme bazen sistem üzerinden operasyon sırasında aktifken toplanan veriler ile gerçekleştirilirken bazen de belirli periyotlarda toplanan verilerin istatiksel olarak değerlendirilmeleri sonucu gerçekleştirilir.



Şekil 8.1. Birikimli hasar ömür grafiği

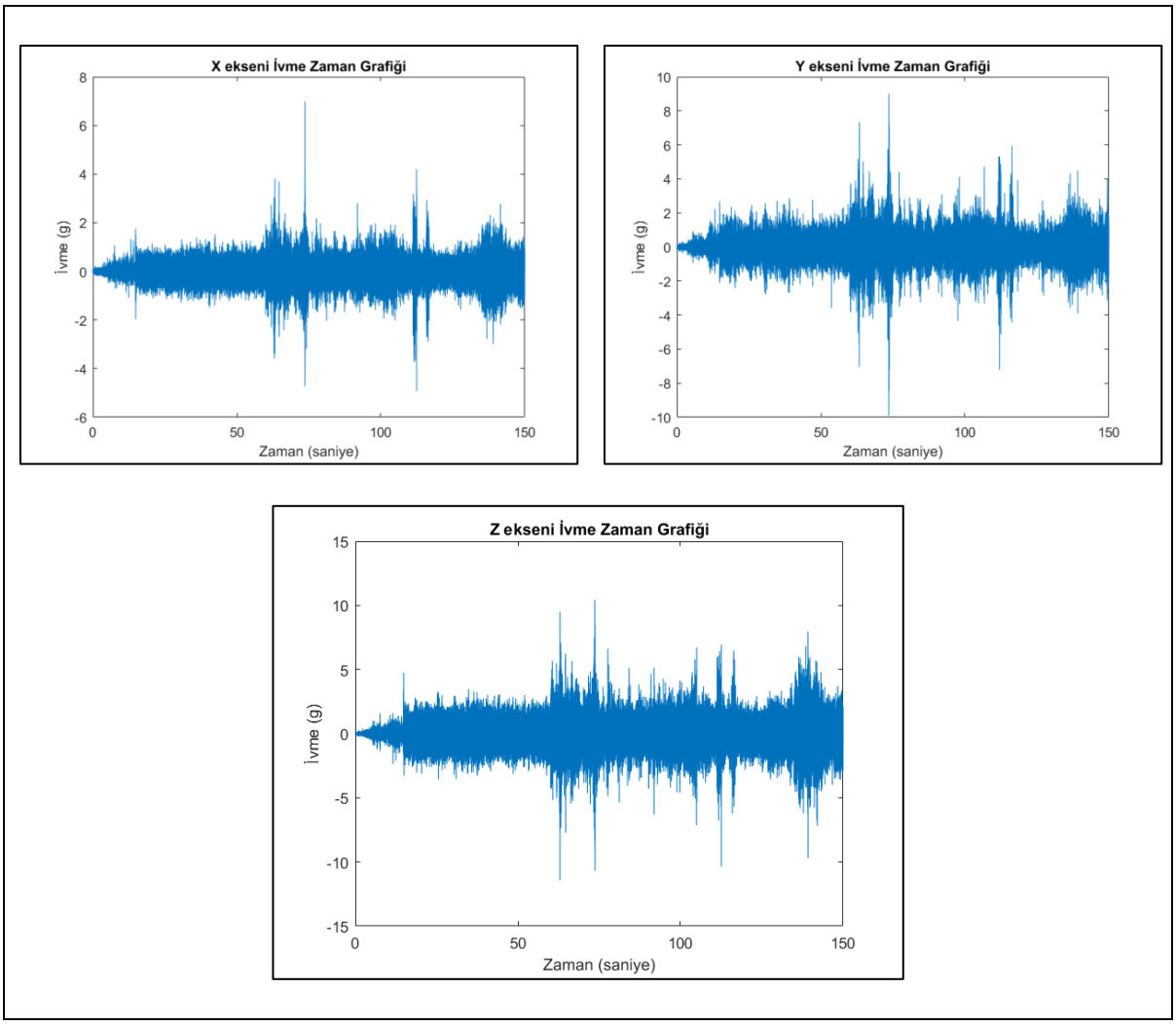
Çalışmanın bu aşamasında, lançer üzerinden toplanan kısıtlı bir veri ile istatiksel ömür analiz çalışması gerçekleştirilecektir. Kullanılacak veriler sistem üzerinden dahili sensörler ile belirli periyotlarda toplanan veriler olabileceği gibi geçici süre boyunca toplanan veriler de olabilirler. Ayrıca askeri platformlarda görev yapan sistemlere etkiyen zorlamaların gelişigüzel titreşim oldukları düşünüldüğünde, verilerin tam zamanlı toplanması durumunda bile deterministtik hesaplamalar yerine olasılığa dayalı hesaplamaların daha gerçekçi sonuçlar vereceği değerlendirilmektedir.



Şekil 8.2. Yorulma hasarı istatistiksel yöntemi.

8.1. İvme PSD'lerinin Hesaplanması

Askeri platforma entegre edilmiş lançer üzerinden 20 dakikalık veri toplanılmıştır. Bootstrap Monte Carlo olasılığa bağlı hasar analiz yönteminin kısıtlı veri ile uygulanmasının gösterilmesi için her 2 dakikada 15 saniyeye karşılık gelen toplamda 150 saniyelik veri seti kullanılacaktır. Veri üç eksende 50g PCB ivme ölçer ile 2560 Hz örneklem sayısında toplanılmıştır. Şekil 8.2'de gösterilen veriler, toplanan verilerin belirli bir sayı ile çarpılarak manipüle edilmiş halidir, gerçek ölçüm değerleri değildir.



Şekil 8.3. Üç eksen ivme zaman grafiği

İvme grafikleri incelendiğinde verinin normal dağılım göstermediği görülmektedir. Her üç ivme verisi de 150 s. uzunluğundadır ve 2560 Hz ile toplanmıştır. Toplam ivme verisi, 384000 veri içermektedir. 384000 uzunluğundaki verilerin Kurtosis değerleri hesaplanmış

ve Çizelge 8.1'de gösterilmiştir. Kurtosis değerleri incelediğinde normal dağılım kurtosis değeri olan 3'den farklı olduğu görülmektedir. Özellikle veri uzunluğunun fazla olduğu durumlarda kurtosis değerinin üçten farklı olması, PSD hesaplamalarında farklılıklara neden olacaktır.

Çizelge 8.1. Grupların Kurtosis değerleri.

Eksen	Kurtosis değeri
X ekseni	6,5808
Y ekseni	7,3818
Z ekseni	5,7949

8.1.1. Verilerin Gruplama Yöntemi ile Normal Dağılıma Yakınlaştırılması

Normal dağılım göstermeyen ivme verilerinin Bölüm 5'de belirtilen gruplama yöntemi ile normal dağılıma yakınlaşması sağlanacaktır. Bu işlem için öncelikle grup limitlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla, en yüksek ivme değerinin katları olacak şekilde her biri eşit olarak dağılmış beş grup oluşturulmuştur.

Çizelge 8.2. İvme grupları

Oran	Grup
0-%20	Grup-1
%20-%40	Grup-2
%40-%60	Grup-3
%60-%80	Grup-4
%80-%100	Grup-5

İvme verilerini gruplandırırken bir belirlenmesi gereken bir diğer parametre de grup uzunluğudur. Grup uzunluğu ne kadar küçük alınırsa gruplanan ivmeler normal dağılıma yakın bir dağılıma sahip olacaktır. Ancak bu durumda da çevrim sayıları düşük olmaktadır. Yüksek çevrimli yorulma analizi kapsamında her bir grubun çevriminin en az 10^4 olması beklenmektedir.

Grupların sürelerinin Kurtosis değerleri ile ilişkilerinin ortaya konması için her bir eksendeki gruplarının ağırlıklı Kurtosis ortalamaları Eşitlik 8.1 ile hesaplanmıştır.

$$k_{ort} = \frac{\sum k_n \times l_n}{\sum l_n} \quad (8.1)$$

l_n, grup uzunluğu

k_n, grubun kurtosis değeri

Eşitlik 8.1 kullanılarak Y ekseni için hesaplanan grup ortalama çevrim sayısı ve ortalama Kurtosis değerleri Çizelge 8.3'de gösterilmiştir.

Çizelge 8.3. İvme grupları

Grup Süresi (s)	Grup Çevrim Sayısı	k_{ort} değeri
2	2.5×10^3	3.6
4	5×10^3	3.86
6	7.5×10^3	4.1
8	1.02×10^4	4.21

Kurtosis sayısı 4.21 olsa da çevrim sayısının uygunluğu açısından grup uzunluğu 8 saniye olarak belirlenmiştir. Belirlenen grup uzunluğu ve grup sayısı ile oluşturulan 5 grubun kurtosis ortalamaları Çizelge 8.4'de gösterilmiştir. Grupların çevrim sayıları nedeniyle grupların kurtosis değerleri üç olarak hesaplanamamış olsa da orijinal veriye göre normal dağılıma yaklaştırılmıştır. Ayrıca 384000 adet datadan oluşan yüksek kurtosis değerine sahip veri ile doğrudan işlem yapılması yerine küçük gruplar ile işlem yapmanın PSD hesaplamasındaki kontrol edilemeyen farkın daha az olmasını sağladığı değerlendirilmektedir.

Çizelge 8.4. Kurtosis değerleri

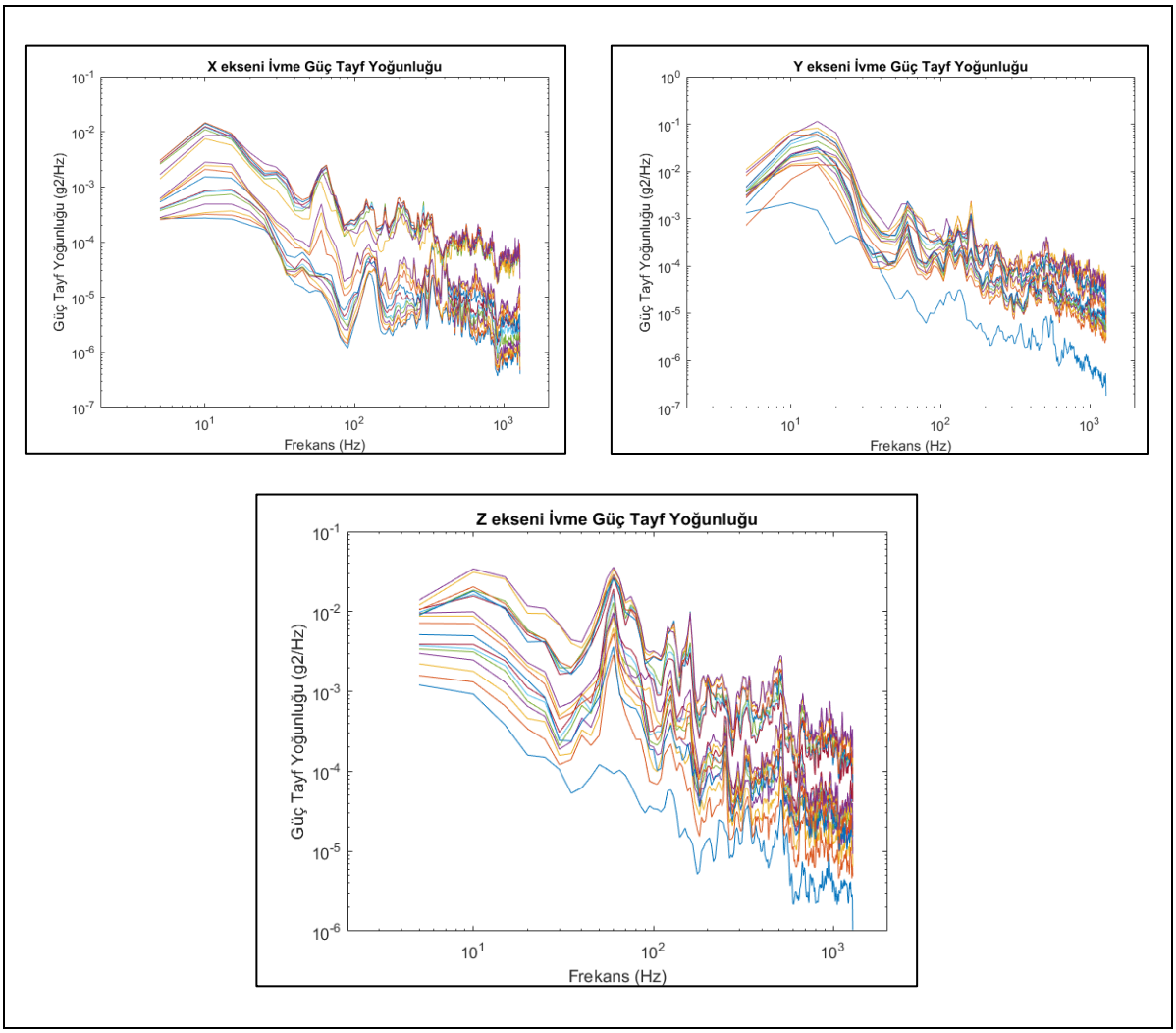
Eksen	Orijinal Veri kurtosis değeri	Gruplandırma sonrası k_{ort} değeri
X ekseni	6,5808	4.6
Y ekseni	7,3818	4.21
Z ekseni	5,7949	4.01

Böylece her üç eksende yüksek Kurtosis değerine sahip 384000 adet datadan oluşan ivme öncelikle beş gruba ayrılmış ve Kurtosis değerlerinde düşme sağlanmıştır. Ardından her

grup uzunluğu 8 s. olan 20480 veri içeren düşük gruplara bölünmüş 18 gruba ayrılmıştır. 18 grubun Kurtosis ortalaması Çizelge 8.4'den farklılık gösterse de veriler öncelikle birbirlerine yakın olacak veriler ile gruplandırıldığı için oradan bölünen gruplarda görece düşük Kurtosis değerine sahip olacaklardır. Ayrıca yüksek Kurtosis değerine sahip grupların eleman sayısı toplam veri göz önüne alındığında çok küçük kalacağından analize etkisinin sınırlı olacağı değerlendirilmektedir.

8.1.2. Güç Tayf Yoğunluk Fonksiyonunun Hesaplanması

X,*Y*,*Z* eksenleri titreşim verileri her biri 18 grup olacak şekilde gruplandırılmıştır. Eksenlere göre her bir grup Hann percereleme yöntemi ile PSD'leri oluşturulmuştur.



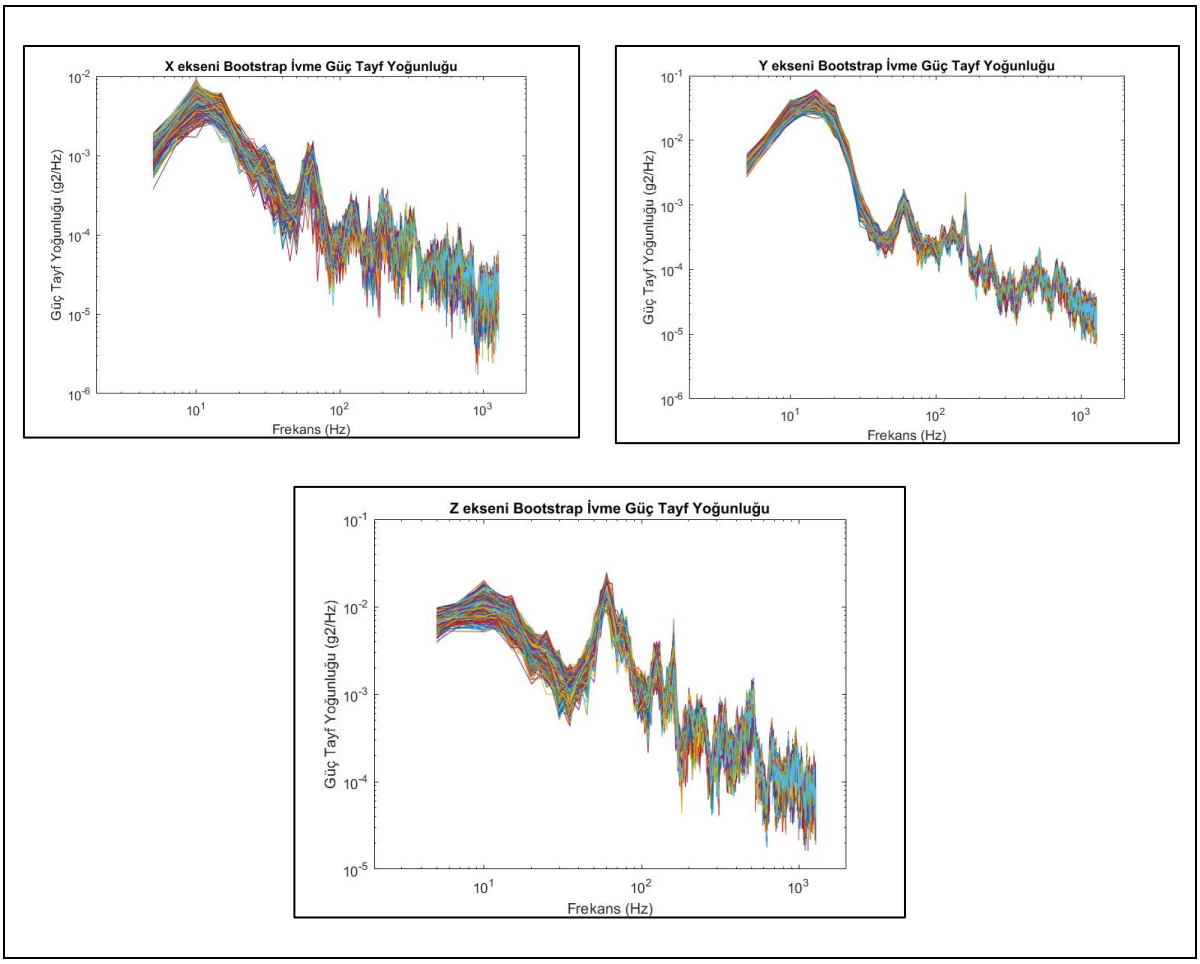
Şekil 8.4. Üç eksen grupların PSD grafikleri.

8.2. Bootstrap İterasyonu

Eksenler için elde edilen 18 adet PSD grubu kullanılarak Bootstrap iterasyonu gerçekleştirilecektir. Orijinal ivme verisi normal dağılıma yakınsamak için gruplandırılmış ve her bir grubun PSD verisi aynı bir örneklem olarak değerlendirilmiştir. Böylece genel küme içerisinden her bir frekans için 18 adetlik örneklem kullanılabilir durumdadır. Bu örnekte olduğu gibi örneklem sayısının küçük olduğu (<30) durumlarda merkezi limit teoremi kullanılamamaktadır. Grupların ortalaması alınması yöntemi ile de durağan bir sonuç elde edilmektedir. Özellikle gelişigüzel titreşim gibi istatistiksel olarak tanımlanan girdilerde örneklemlere çok bağılı ortalama bir değerin kullanımı uygun değildir. Ayrıca ortalama değer; grubun davranışını, en az ve en yüksek değerlerini, standart sapmalarını göz önüne almadığından dağılım hakkında bir sonuç vermemektedir.

Bootstrap yöntemi ile 18 örneklem grubu kullanılarak B=1000 adet iterasyon gerçekleştirilecektir. Örneklem sayısının fazla olması küme hakkında daha isabetli yorumlar yapılmasına neden olsa da toplanan verinin uzun olmasını gerektirmesi açısından her durumda uygulanabilir değildir.

1000 örneklem için türetilen PSD'ler Şekil 8.4'de görüldüğü gibi örneklem sayısı görece az olsa da Bootstrap yöntemi ile birbirlerinden farklı değerler elde edilmiştir.



Şekil 8.5. Bootstap ile türetilen PSD'ler.

8.3. Monte Carlo Simülasyonu

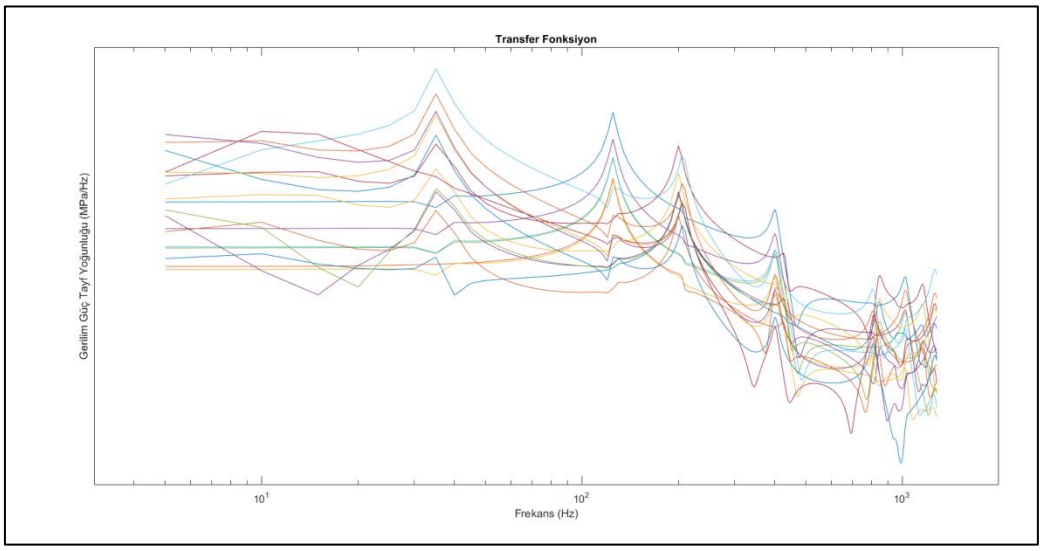
Bootstrap yöntemi ile her üç eksen için elde edilen B=1000 örneklem kullanılarak Monte Carlo Simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Elde edilen simülasyon ile, üç eksen için türetilen PSD'lerin rastgele seçilerek birlikte kullanılmasını sağlamaktır. Böylece olası her durum için hasar hesaplaması gerçekleştirilecektir.

8.4. Yorulma Hasarının Hesaplanması

Monte Carlo yöntemi ile 1000 adet olası durum senaryosu yaratılmıştır. Her bir senaryo için eşdeğer Von Mises gerilimi bulunmuş, Dirlik yöntemi için hasar hesaplaması gerçekleştirilmiştir.

8.4.1. Transfer Fonksiyonun Elde Edilmesi

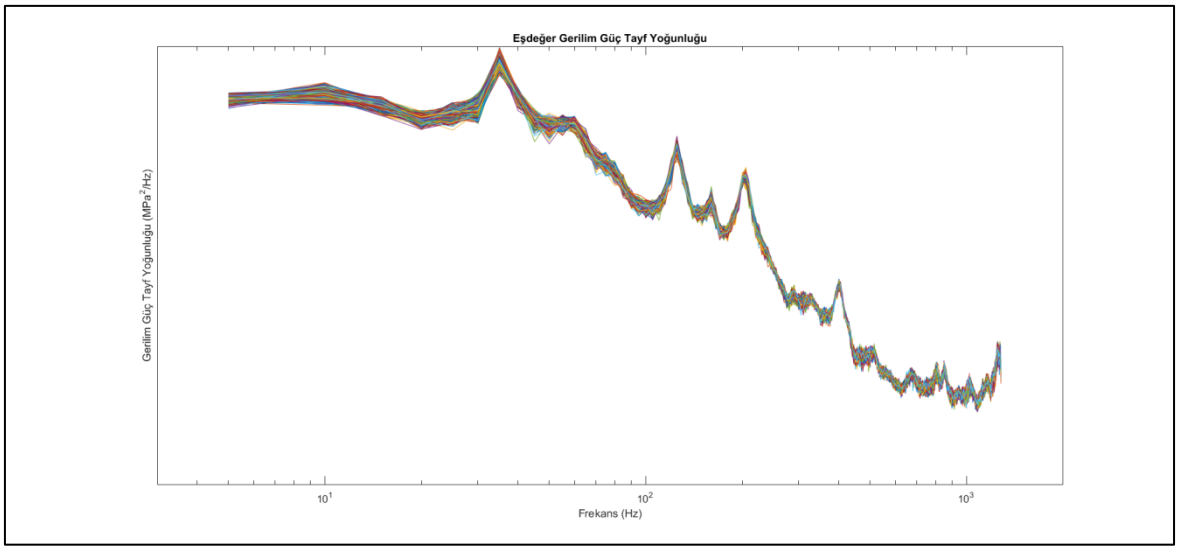
Önerilen yöntemin bir uygulama üzerinde gösterilebilmesi için askeri sistemlerde kullanılan bir lançer sistemi belirlenmiştir. Lançer sisteminin modal analizleri ve gerilim değerleri 7. Bölümde verilen test parçasına benzer şekilde ANSYS sonlu elemanlar programı ile gerçekleştirilmiştir. Lançerin gövdesi Al 6061 T6 malzemesinden üretilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen gerilim analizi ile kritik bölgedeki en yüksek gerileme sahip eleman bulunmuştur. Titreşim yorulma analizi üç bağımsız eksen ile gerçekleştirileceği için kritik bölgedeki elemanın her bir eksen için altı gerilim cevabı olmak üzere toplamda on sekiz gerilim frekans cevabı elde edilmiştir. Transfer fonksiyon Şekil 8.5'de verilmiştir.



Şekil 8.6. Transfer fonksiyon.

8.4.2. Eşdeğer Gerilimin Hesaplanması

Transfer fonksiyonu kullanılarak B=1000 adet Monte Carlo simülasyon senaryosu için eşdeğer gerilim değeri hesaplanmıştır. Hesaplanan eşdeğer gerilim PSD grafiği şekil 8.6'da gösterilmiştir.

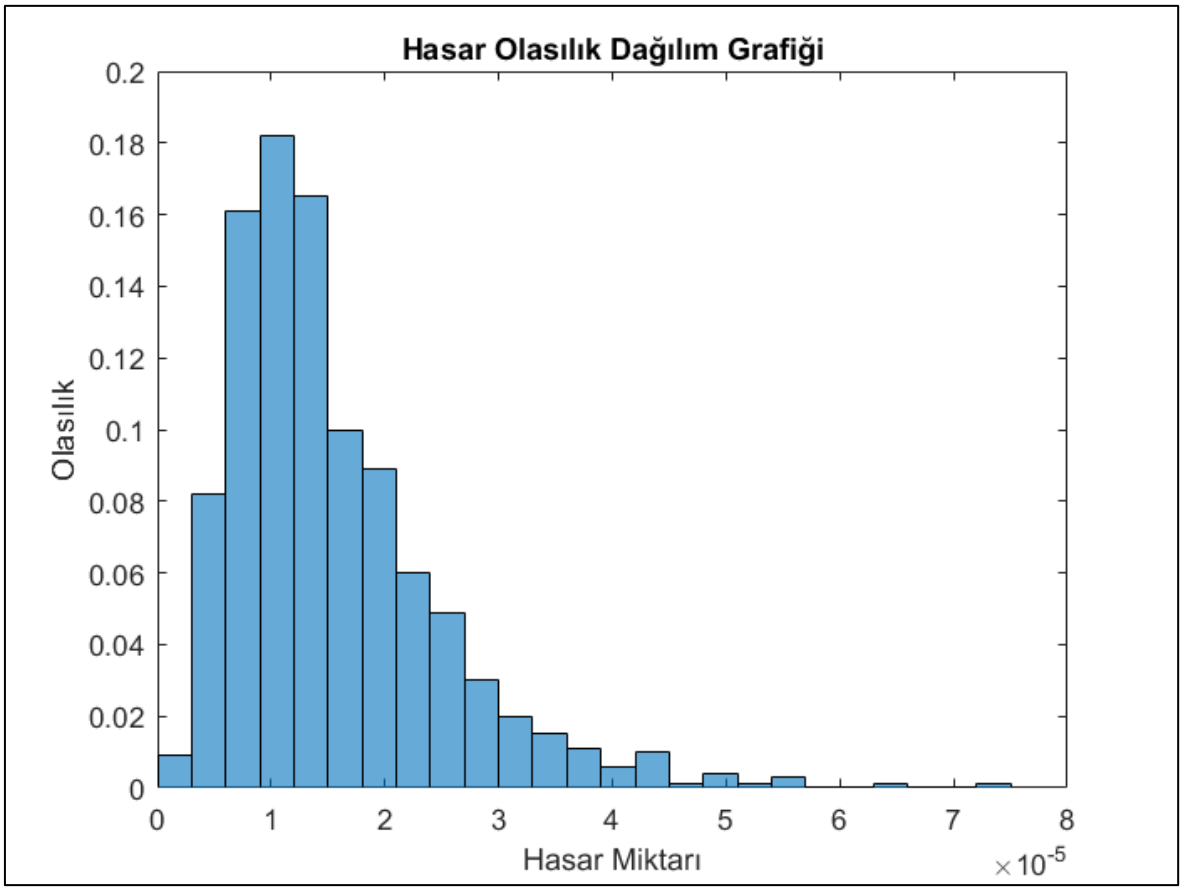


Şekil 8.7. Eşdeğer gerilim PSD grafiği.

8.5. Bootstrap Monte Carlo Hasar Hesaplama Sonucunun Değerlendirilmesi

8.5.1. Hasar Dağılımın Hesaplanması

Bölüm 8.4'de elde edilen her bir bir eşdeğer gerilim iterasyonu için AL 6061 T6 malzeme özellikleri kullanılarak Dirlik yöntemiyle hasar değerleri hesaplanmıştır.

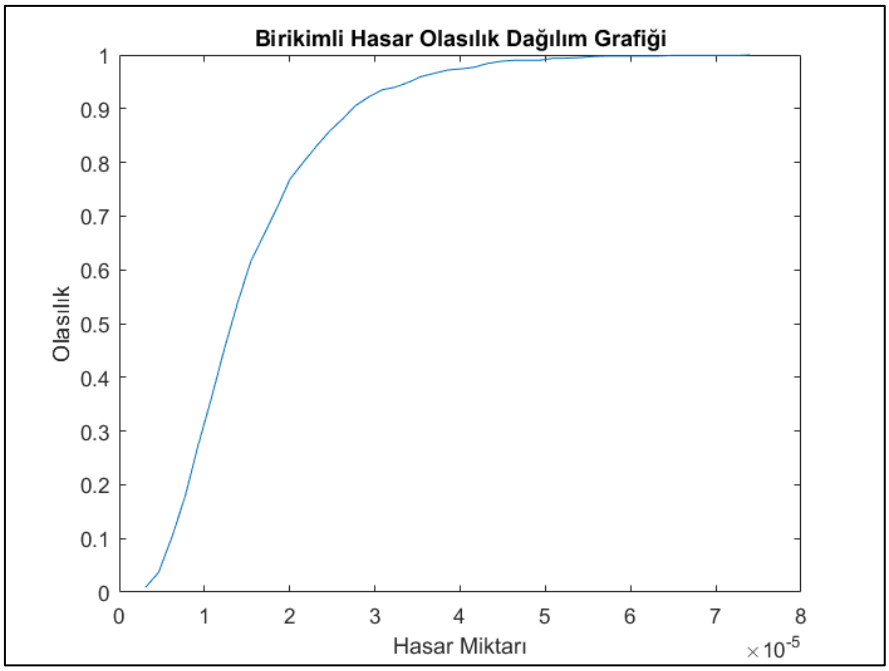


Şekil 8.8. Hasar olasılık dağılım grafiği.

Dağılımın kurtosis değeri 6,93'dür yani normal dağıma sahip değildir. Hasarın dağılımına incelendiğinde log normal bir dağılım izlenimi vermektedir. Verilerin log'u alınıp kurtosis değeri hesaplandığında 2,93 değeri elde edilmektedir. Böylece hasar dağılımının log normal olduğu ifade edilebilir.

Hasar dağılımının ortalama değeri $1{,}5416 \times 10^{-5}$, en yüksek değeri $7{,}3343 \times 10^{-5}$ve en düşük değeri 2.1409×10^{-6}olarak hesaplanmıştır.

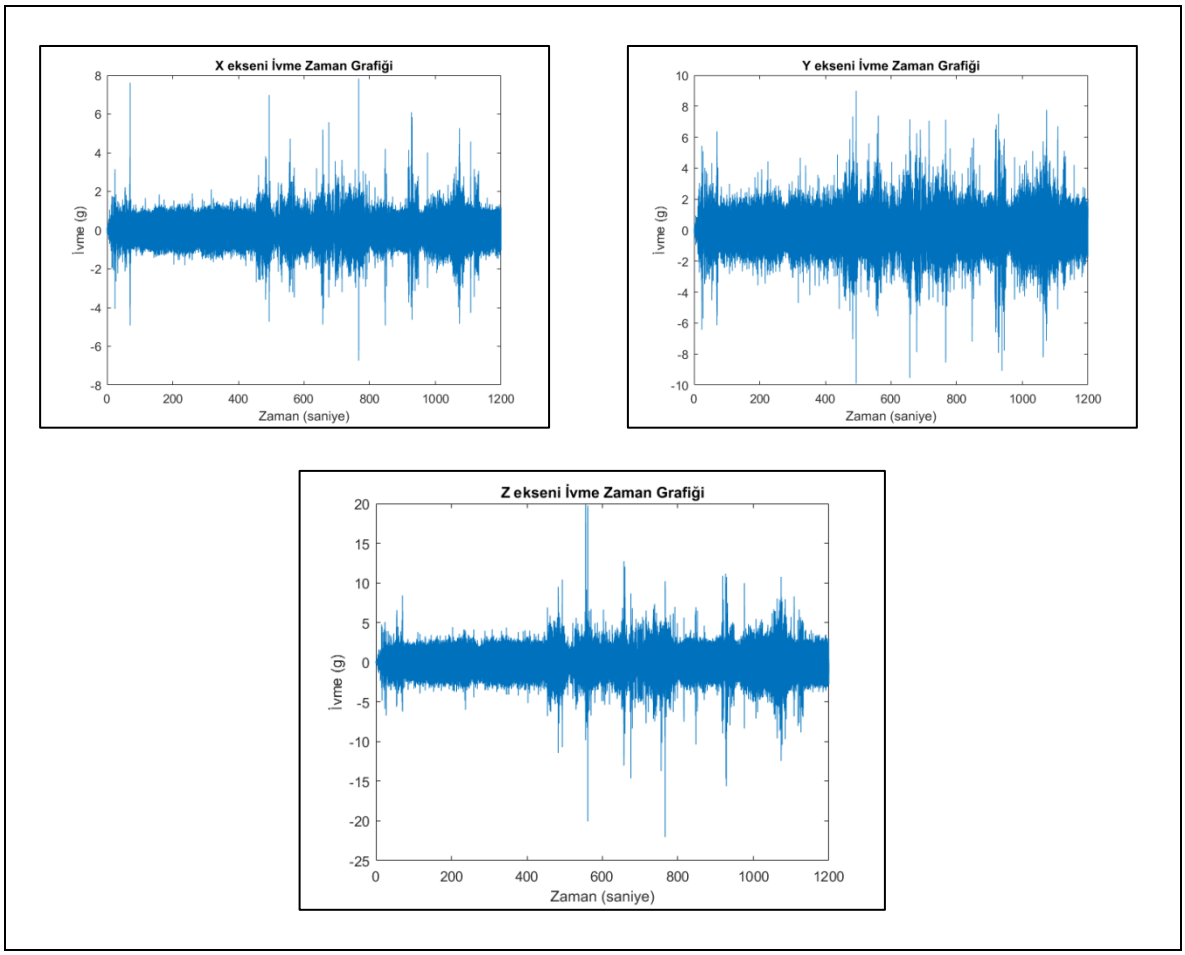
Hasar dağılımının birikimli olasılık dağılımı Şekil 8.8'de verilmektedir.



Şekil 8.9. Birikimli hasar olasılık dağılım grafiği.

8.5.2. Hasar Dağılımının Veri Kümesi ile Karşılaştırılması

Bootstrap Monte Carlo olasılığa bağlı hasar hesaplama yöntemi ile 20 dk. veri seti içerisinden her iki dakikada 15 s. olacak şekilde seçilen 2,5 dk. veri ile hasar olasılık dağılımı hesaplanmıştır. Elde edilen dağılımın gerçek veri kümesi ile değerlendirilmesi için 20 dk. verinin tamamı için hasar hesaplaması gerçekleştirilecektir. Toplamda 1200 s. için ivme zaman grafikleri Şekil 8.9'da gösterilmiştir.



Şekil 8.10. 1200 saniyelik ivme zaman grafiği.

Her üç eksen için de kurtosis değerleri hesaplandığında dağılımlarının normal olmadığı görülmüştür. Öncelikle ivmeler gruplandırma yöntemi ile daha normal dağılımlara yaklaştırılacaktır.

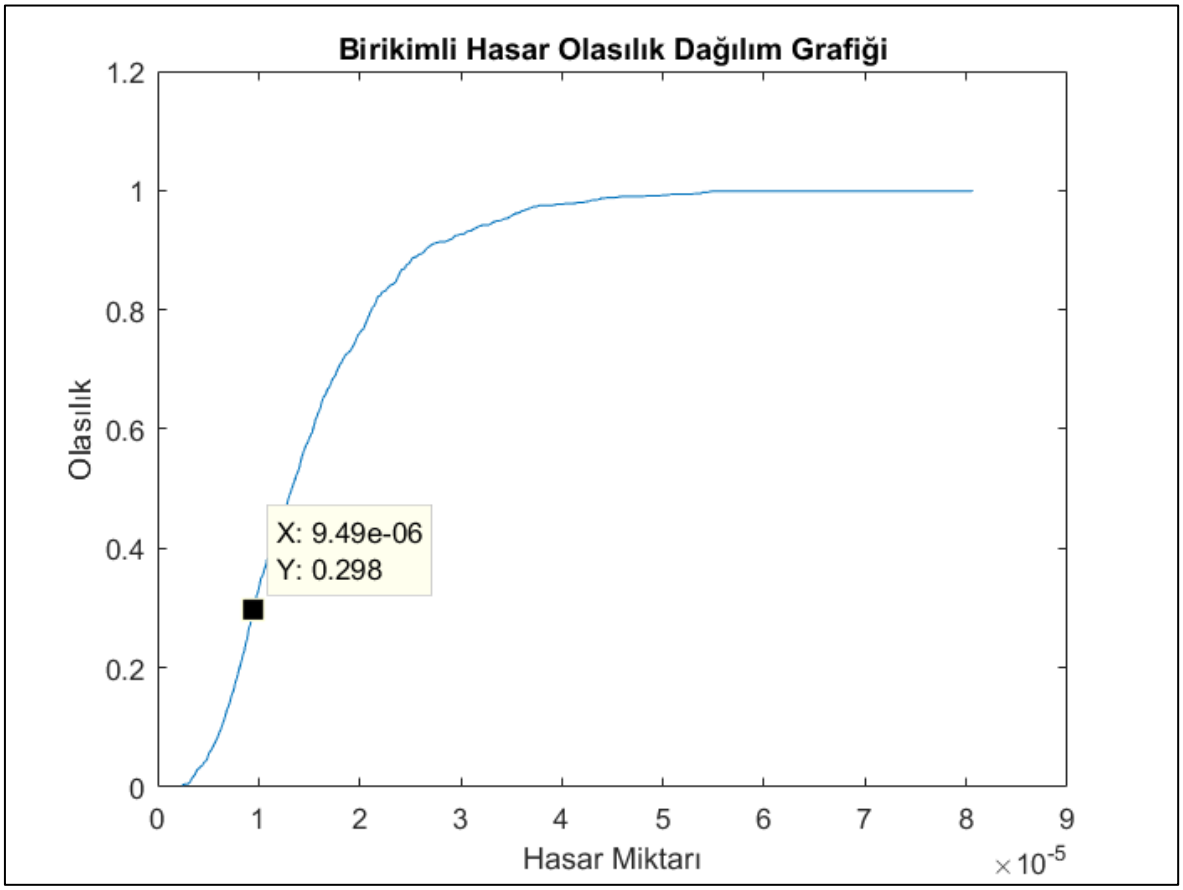
Çizelge 8.5. Kurtosis değerleri

Eksen	Orijinal Veri kurtosis değeri	Gruplandırma sonrası k_{ort} değeri
X ekseni	5,79	4,6
Y ekseni	5,6	4,21
Z ekseni	5,79	4,01

Grup oluşturma işlemi tamamlandıktan sonra üç eksenin de PSD'leri elde edilmiştir. Bootstap yöntemi ile B=1000 örneklem için iterasyon gerçekleştirilmiş, her bir iterasyon

değeri için eşdeğer gerilim güç tayf yoğunluğu hesaplanmıştır. Malzeme özelliği ve eşdeğer gerilim ile hasar değeri 9,4543 x10^{-6} olarak hesaplanmıştır.

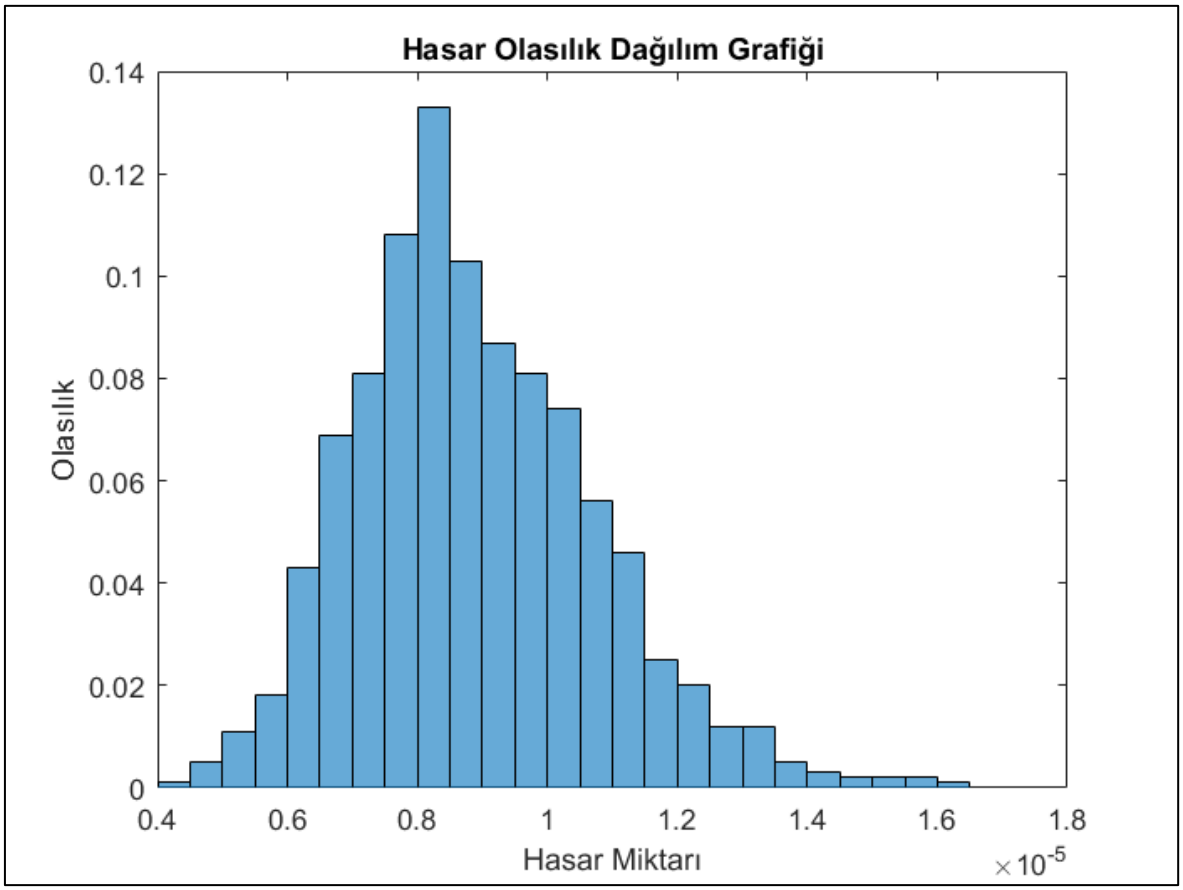
Hesaplanan hasar değeri, 150 s veri ile elde edilen ve Şekil 8.8'de verilen birikimli hasar olasılık dağılım grafiği üzerinde gösterimi Şekil 8.10'da verilmiştir. Tüm verinin 1/8 sayısında veri kullanılarak oluşturulan hasar dağılımında gerçek hasar değeri yaklaşık %30'luk dilimde yer almaktadır.



Şekil 8.11. 150 saniye birikimli hasar olasılık dağılım grafiği

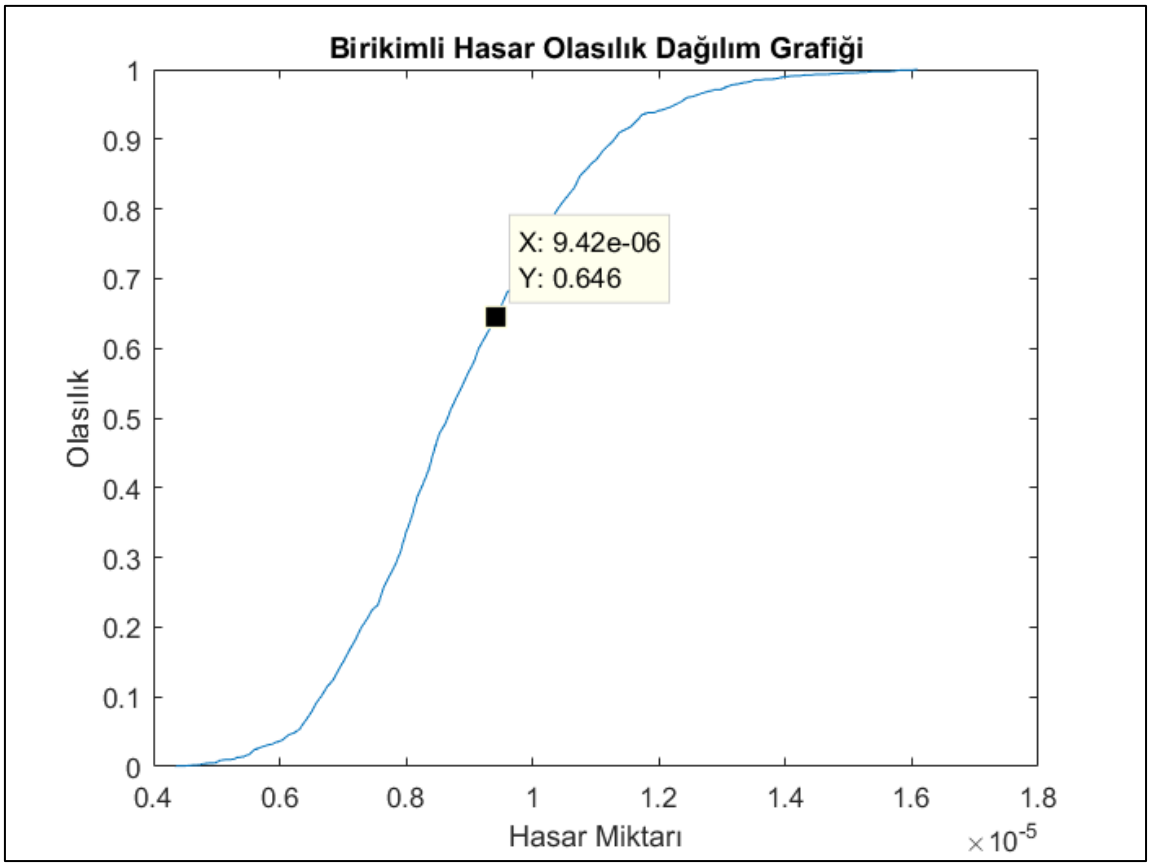
20 dk. veri kümesi ile hesaplanan hasar değeri, Bootstrap Monte Carlo olasılığa bağlı hasar hesaplama yöntemi ile kısıtlı sayıda veri kullanılarak elde edilen hasar dağılımın aralık içerisinde kalmıştır. Ancak dağılımın ortalama değerinden biraz uzaktadır. Bu durumun kullanılan az sayıdaki veri ile işlem yapılması nedeniyle olduğu değerlendirilmektedir.

Aynı analiz bir dakikada 15 s. veri olacak şekilde tekrarlandığında Şekil 8.11'de verilen Hasar dağılımı elde edilir.



Şekil 8.12. 300 s. veri için hasar olasılık dağılım grafiği

300 saniyelik verinin ortalama değeri 8,8865 x10^{-6} olarak hesaplanmıştır. Bu değer 20 dk.tüm kümenin hasar değeri olan 9,4543 x10^{-6} değerine çok yakındır. Tüm kümenin hesaplanan hasar değeri, 300 s. için birikimli hasar olasılık dağılım grafiği üzerinde Şekil 8.12'de gösterilmiştir.



Şekil 8.13. 300 s. veri için birikimli hasar olasılık dağılım grafiği

Bootstrap Monte Carlo olasılığa bağlı hasar hesaplama yöntemi ile kısıtlı veri ile oluşturulan hasar dağılımı ile hasar değerlendirilmesi daha sağlıklı yapılabilmektedir. Veri sayısı arttıkça gerçek hesaplanan hasar değerine ile fark beklenildiği gibi azalmaktadır. Önerilen bu yöntem ile hesaplanan hasar dağılımı kullanılarak, sistemin görev kritikliği göre istenilen olasılık değerindeki hasar değeri kullanılabilir. Bu kapsamda sistemlerin gayri faal riskleri azaltılmış ve birikimli hasarın sistemin kritiklik durumuna göre değerlendirilmesine imkan tanınmış olunur.

9. BOOTSTAP YORULMA HASAR İNDEKSİ YÖNTEMİ

Lançer sistemi, farklı alt birleşenlerden oluşur. Genellikle ana taşıyıcı gövdeler metallerden üretilir. Lançerin genel ömrünü bu gibi yapıların ömür belirler. Tasarım, malzeme vb. teknik özellikleri bilinen gövde gibi parçaların yorulma analizleri genellikle frekans ortamında Dirlik vb. yöntemlerle gerçekleştirilirler. Kısıtlı veri veya gelişigüzel titreşim altında istatistiksel hasar dağılımı elde etmek için 8. Bölümde Bootstrap Monte Carlo Simülasyonu Hasar dağılım yöntemi önerisi detaylıca anlatılmıştır.

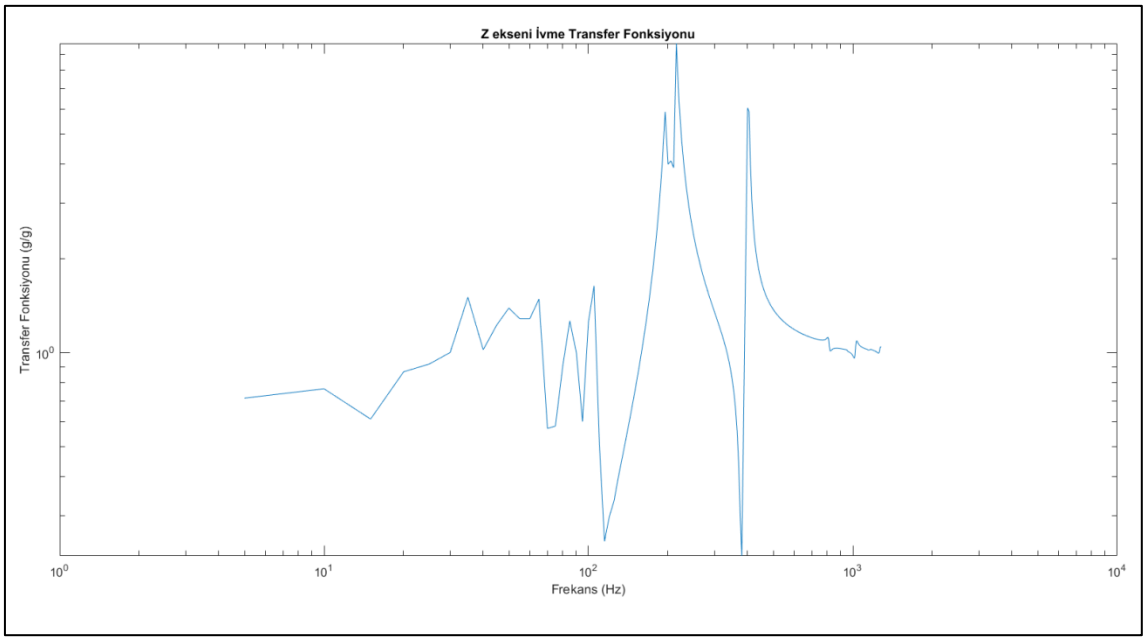
Lançer içerisindeki hazır elektronik ünitelerin yorulma analizler, sistem hakkında yeterli bilgiler olmadığından alışılagelmiş yorulma analiz yöntemleri kullanılamaz. Bu gibi durumlarda titreşim profili oluşturmak için kullanılan yorulma hasar indeks yaklaşımının kullanılmasının uygun olacağı değerlendirilmektedir. İvme verilerinin kısıtlı olduğu durumlarda Bootstrap yöntemi ile yorulma hasar spektrum analizleri gerçekleştirilebilir.

Hasar analizlerinde parçanın hasara uğramasının hasarının bire eşit olduğu anda gerçekleştiği varsayılmaktadır. Ancak hazır olarak tedarik edilen alt sistemlerin analizlerinde yapısal analiz gerçekleştirilemediğinden kıyaslama hasarın bir olduğu durum ile yapılamamaktadır. Bu durumda hasar davranışlarının ve sürelerin değerlendirilmesi için farklı bir yaklaşıma gerek duyulmaktadır.

Her bir alt sistem gerek alt sistem seviyesi gerekse de sistem seviyesi gerçekleştirilen titreşim testleri ile doğrulama ve kalifikasyon işlemleri gerçekleştirilir. Bu kapsamda alt sistemlerin test edildiği titreşim profilleri ve süreler ile sistemin dayandığı yorulma hasar indeks bilgileri elde edilebilir. Hazır ürünlerin hasar yaklaşımları için önerilen yöntemde, lançerin envantere alınıp görev yapılması sırasında elde edilen titreşim verileri ile alt sistemin kendi test sırasındaki parametreler ile hesaplanan yorulma hasar indeks değerleri karşılaştırılarak alt sistemin hasar durumu ve idamesi sağlanabilir.

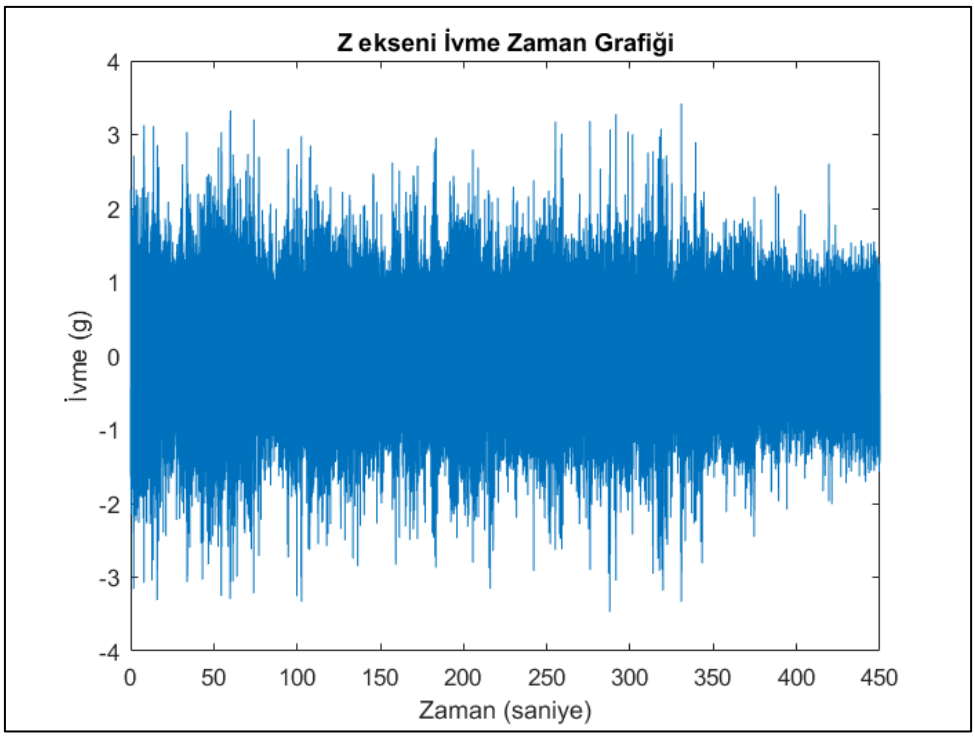
9.1. Lançer Alt Sistemi Yorulma Hasar Spektrum Uygulaması

Lançerin üzerinde buluna mapalardan gelen birim ivmenin, lançerde bulunan alt sistem üzerinde oluşturduğu frekans ivme cevabı Şekil 9.1'de gösterilmiştir.



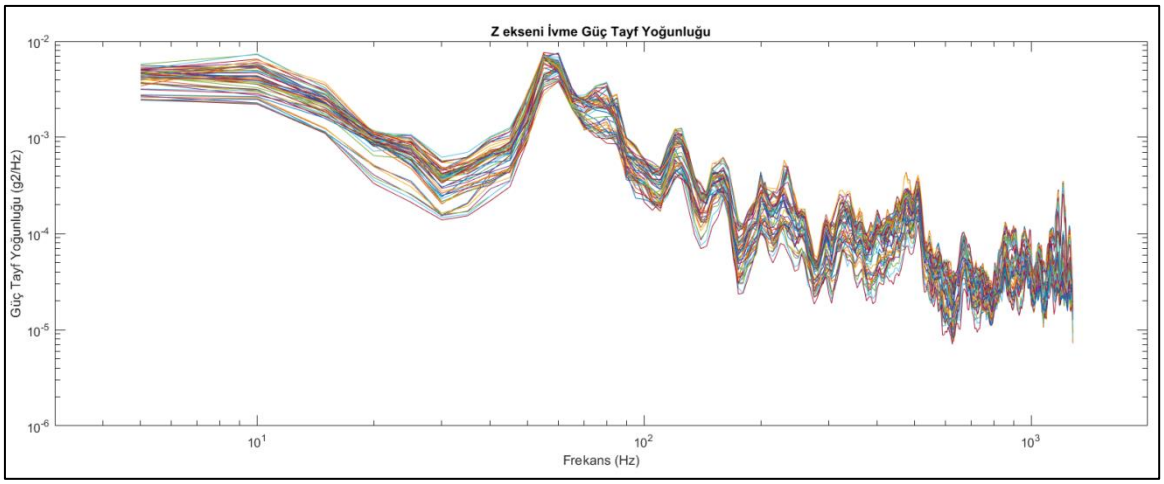
Şekil 9.1. Alt sistem transfer fonksiyonu

Belirli bir görev sırasında lançer üzerinden veri toplanmıştır. Kısıtlı veriler ile önerilen yöntemin denenebilmesi için 30 dk. veri toplama süresince her bir dakikada 15 s. olacak şekilde toplamda 7,5 dk. veri ile analiz gerçekleştirilecektir. Toplanan veri Şekil 9.2'de gösterilmektedir. Veri örneklem sıklığı 2560 Hz'dir.



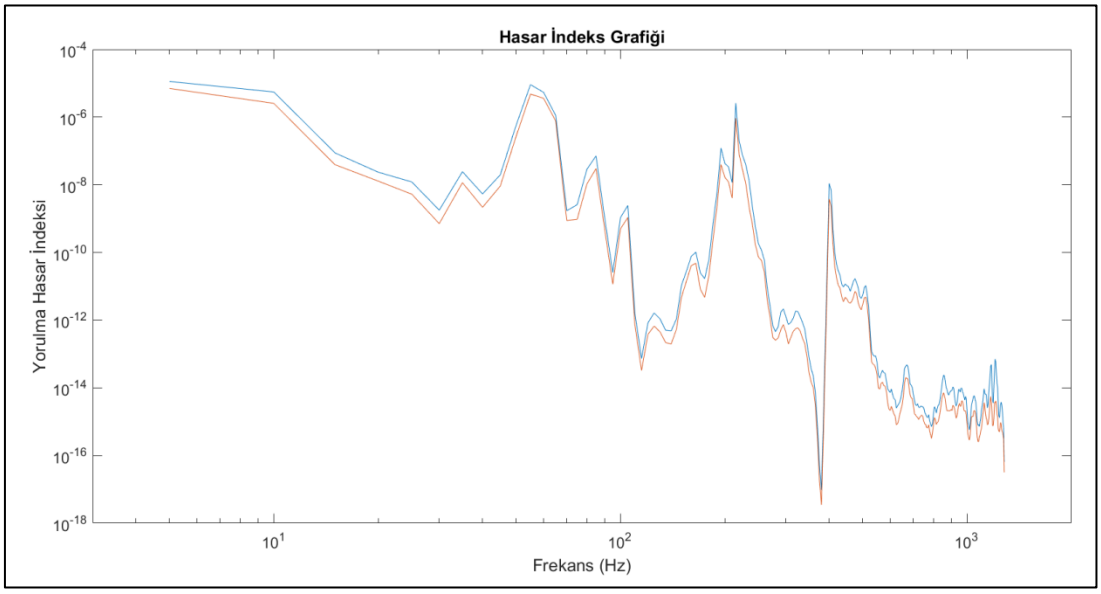
Şekil 9.2. İvme verisi (450 s.).

Toplanan ivme verisi çevrim sayıları da göz önüne alınarak 8 s. gruplara ayrılmıştır. Toplamda 56 grup için Hann pencereleme fonksiyonu ve Welch yöntemi ile PSD hesaplanmıştır.



Şekil 9.3. Güç tayf yoğunluk grafiği.

Elde edilen PSD girdileri Şekil 9.1'de verilen transfer fonksiyonu ile çarpılarak alt sistem etkiyen ivme PSD değerleri elde edilmiştir. 56 adet PSD değeri kullanılarak B=1000 adet iterasyon gerçekleştirilmiş ve her bir iterasyon için MIL STD 810'da verilen yorulma hasar indeksi hesaplanmıştır [1].

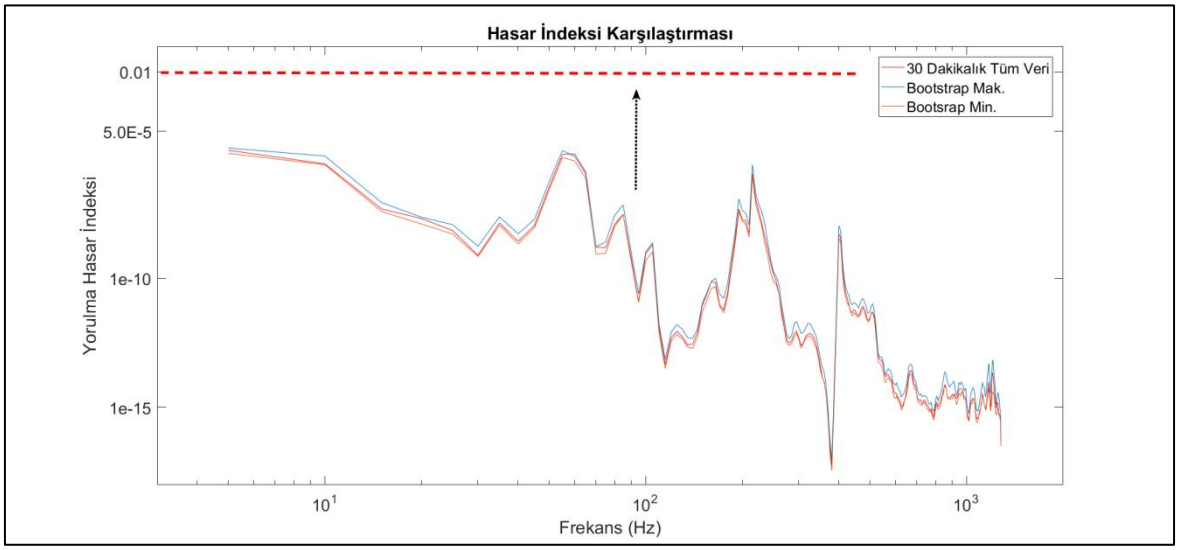


Şekil 9.4. Hasar indeks (450 saniye).

9.2. Yorulma Hasar Spektrumun Karşılaştırılması

450 s. yorulma hasar indeksi bir öndeki bölümde hesaplanmıştı. Önerilen yöntemin kontrol edilebilmesi için tüm veri seti ile karşılaştırılacaktır. Toplamda 1800 saniyelik veri ve transfer fonksiyon kullanılarak alt sistemin üzerine gelen titreşim seviyeleri elde edilmiştir.

Alt sistem üzerine etkiyen PSD'lerin bulunmasının ardından yorulma hasar indeks değerleri hesaplanmış ve Bölüm 9.1'de bulunan değerler ile karşılaştırılmıştır. Şekil 9.4'de görüldüğü gibi her bir herz için tüm verinin yorulma hasar indeks değeri çoğunlukla hesaplanan aralıkta kalmıştır. Aralık değeri tüm kümenin dörtte biri eleman ile hesaplandığından elde edilen sonucun az sayıda veri kullanılarak hesaplandığı düşünülürse kabul edilebilir seviyede olduğu değerlendirilmiştir. Şekil 9.4'de alt sistemin doğrulama testlerinden elde edilen parametreler ile oluşturulan hasar indeksi temsili olarak gösterilmektedir. Lançerin görevi süresinde alt sisteme etkiyen titreşim PSD'si doğrudan kullanılarak hesaplanan hasar indeks değeri artacak ve bir sürede belirlenen limit değere gelecektir.



Şekil 9.5. Hasar indeks karşılaştırması

Lançer Sistemlerinin içerisinde bulunan elektronik bileşen gibi hazır ürünlerin hasar değerlendirmeleri için önerilen yöntem ve örnek uygulaması bu bölümde anlatılmıştır. Böylece, bu yaklaşım ile envanterdeki lançer hazır ürünlerinin ömürlerinin tahmini yapılabilmekte, gerekli değişim ve bakım faaliyetleri planlanabilmektedir.

10. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında, envanterdeki lançer sistemlerinin hasar durumlarının daha detaylı değerlendirilebilmesi ve bakım onarım işlemlerinin daha sağlıklı yapılabilmesi için lançer sistemi alt birleşenlerine ayrılmış ve her bir grup için yeni ömür hesaplama yöntemi önerilmiştir. Önerilen yöntem ile hasar hesaplamalarının gerçekleştirilmesi öncesinde bazı parametrelerin ve hazırlanan algoritmaların doğrulana bilmesi için örnek bir test parçası üzerinde titreşim testi gerçekleştirilmiştir.

Titreşim testinde iki farklı profil kullanılarak hasarlar karşılaştırılmıştır. Çıkan sonuç hesaplamalar neticesinde elde edilen sonuçla tutarlılık göstermektedir. Ayrıca bu çalışma ile askeri standartlarda verilen hızlandırma yaklaşımının da kontörlü gerçekleştirilmiştir.

Önerilen yöntem kısıtlı veri ile gelişigüzel titreşim altında görev yapan sistemlerin hasarlarının dağılım şeklinde verilmesini amaçlamaktadır. Bu doğrultuda literatürde genellikle tek eksen üzerinden gerçekleştirilen hasar analizleri üç eksen üzerinden gerçekleştirilmiştir. Lançerin yapısal elemanları için Bootstap ve Monte Carlo simülasyonu kullanılarak birlikte hasar dağılımın bulunmasını sağlayan yöntem önerilirken, lançerdeki hazır alt sistemleri için ise yorulma hasar spektrumu hesaplamalarının Bootstap ile gerçekleştirilmesini öneren bir yaklaşım geliştirilmiştir.

Her iki alt sistem için önerilen yöntemler lançer üzerinden hesaplamaları gerçekleştirilerek gösterilmiştir. Sonuçlarının tutarlılığı için de kısıtlı veri ile tüm veri kümesinin sonuçları karşılaştırılmıştır. Çalışmalar neticesinde aşağıdaki bulgular elde edilmiştir.

- Hasar hesaplamasında Dirlik yöntemi başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür.
- Profil hızlandırma yaklaşımı sonuçları ile test sonuçları tutarlıdır.
- Kısıtlı veri ile önerilen yöntem kullanılarak oluşturulan aralık tüm veri hasarını içermesi açısından amaçlandığı sonucu vermiştir.
- İvmelerin bölünerek gerçekleştirilen hasar dağılımı log normal dağılımdır
- Önerilen yöntem ile gerçekleştirilen hesaplamalar veri sayısı arttıkça tüm veri kümesinin sonuçlarına yaklaşmaktadır.

Araştırmanın bilime katkısını ise farklı amaçlarla kullanılan yöntemlerin askeri sistem uygulamalarında birlikte, yeni bir yaklaşımla uygulanması olarak ifade edilebilir. Çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar, önerilen yöntemin gerek titreşim profili oluşturma gerekse de bakım faaliyetlerini optimize etmek açısından önemlidir. Lançerin alt sistemlerinin ayrı ayrı ele alınarak her biri için geliştirilen ayrı çözümler, sistemlerin tasarım doğrulama faaliyetleri ve idameleri açısından avantaj sağlamaktadır. Ayrıca envanterde görev yapan tüm sistemlerin ayrı ayrı ele alınması ile her birine özgü değerlendirmeler yapılmasına imkan sağlamaktadır.

Bu çalışmanın devamı olacak şekilde aşağıdaki çalışmalar gerçekleştirilebilir ve elde edilecek sonuçlar, bu çalışma ile karşılaştırılabilir:

- Lançer sistemi üzerinden dahili sensörler ile veri alınması veri sıklığının optimizasyonu çalışılabilir.
- Verilerin belirli bir eşik değeri göz önüne alınarak daha az veri kullanılarak elde edilen e sonuçların etkisi araştırılabilir.
- Doğrusal olmayan uygulamalarda önerilen yöntemin uygulaması çalışılabilir.
- Lançer üzerinden toplanan veri ile lançerde bulunan mühimmatların hasarlarının değerlendirilmesi gerçekleştirilebilir.
- Çalışma kapsamında önerilen yöntem ve sisteme entegre edilecek dahili sensörler ile uygun bir arayüz geliştirilerek envanterdeki sistemlerin takibi gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. USA Department of Defence. (2016). *MIL STD 810 G Environmental Engineering Considerations And Laboratory Tests.* USA Department of Defence, 514.

2. North Atlantic Treaty Organization. (2006), *Allied Environmental Conditions And Test Publications 400.* NATO, 2-85

3. Wolfsteiner, P., Breuer, W. (2013). Fatigue Assessment of Vibrating Rail Vehicle Bogie Components Under Non Gaussian Random Excitations Using Power Specral Densities. *Journal of Soundand Vibration,* 332, 5867–5882.

4. Cheng, H., Tao, J., Chen, X., Jiang, Y. (2013). A spectral method to estimate fatigue life under broadband non-Gaussian random vibration loading. *Journal Of Vibroengineering.* 16(2), 596-607.

5. Bishop, N. W. M., Sherratt, F. (2000). *Finite Element Based Fatigue Calculation.* (First edition). International association for Enginnering analysis company, 23, 93-105.

6. Petrucci, G., Zuccarello, B. (2004). Fatigue life prediction under wide band random loading. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures,* 27 (12), 1183-1195.

7. Matsuishi M., Endo T. (1968). Fatigue of metals subjected to varying stress. *Japan Society of Mechanical Engineers Fukuoka* ,1968, 37–40.

8. Shinde, V., Jha, J., Tewari, A., Mishra, S. (2017). *Proceeding of Fatigue, Durability and Fracture Mechanism* (First Edition). Singapore: Springer, 381-387.

9. Benasciutti, D., Sherratt, F., Cristofori, A. (2015). *Basic principles of spectral multi-axial fatigue analysis*. 3rd International Conference on Material and Component Performance Under Vaiable Amplitude, Prague, 34-42.

10. Nieslony A., Macha E. (2007). *Spectral Method in Multiaxial Random Fatigue* (First Edition). Berlin: Springer, 67-71

11. Nieslony A., Böhm M. (2012). Mean Stress Value In Spectral Method For The Determination Of Fatigue Life. *Acta mechanica et automatica* 6(2), 71-74.

12. Benasciutti, D. (2014). Some analytical expressions to measure the accuracy of the equivalent von Mises stress in vibration multiaxial fatigue, *Journal of Sound and Vibration,* 333(18) 4326–4340.

13. Preumont A., Piefort V.(1994). Predicting random high cycle fatigue life with finite elements. *Journal of Vibration and Acoustics,* 116(2), 245-248.

14. Nieslony, A., Ruzicka, M., Papuga, J., Hodr, A., Balda, M., Svoboda, J. (2012). Fatigue life prediction for broad-band multiaxial loading with various PSD curve shapes. *International Journal of Fatigue.* 44, 74-88.

15. Bonte, M. H. A., Boer, A.,Liebregts, R. (2007). Determining the von mises stress power spectral density for frequency domain fatigue analysis including out-of-phase stress components. *Journal of Sound and Vibration,* 302, 379-386.

16. Bendat, J. S. (1964). Probability functions for random response. *NASA,* 33.

17. Tunna, J. M. (1968). Fatigue life prediction for Gaussian random load at design stage. *Fatigue and Fracre of Engineering Materials and Structures,* 9(3), 169-184.

18. Halfpenny, A. (1999). A frequency domain approach for fatigue life estimation from Finite Element Analysis. *Key Engineering Materials,* 167, 401-410.

19. Dirlik, T. (1985). *Application of computers in fatigue analysis.* Doktora Tezi, University of Warwick, Schools of Engineering, Coventry.

20. Gillespie, A. (2015). *Condition Based Maintenance: Theory, Methodology and Application*. In Proceedings of the Reliability an Maintainablity Symposium, Tarpon Springs, Florida, 26-29.

21. Pillai, P., Kaushik, A., Bhavikatti, S., Roy, A., Kumar, V. (2016) Hybrid Approach for Fusing Physics and Data for Failure Prediction. *International Journal of Prognostics and Health Management,* 25, 2153-2648.

22. Ahmad, R., Kamaruddin, S. (2012). An overview of time-based and condition-based maintenance in industrial application. *Computers & Industrial Engineering*, 63, 135-149.

23. Amin, R. A, (2016). *Condition-Based Maıntenance: Innovatıon In Building Maintenance Management*, Doktora Tezi, University of College London, Institute for Environmental Design and Engineering, London.

24. Miljkovic, D. (2015). Brief Review of Vibration Based Machine Condition Monitoring. *Hrvatsko Drustvo Za Kontrolu Bez Razaranja,* 5(2), 14-23.

25. Rao, S. S. (2003). *Mechanical Vibrations* (Fourth edition), New Jersey: Pearson-Prentice Hall,100.

26. Garg, A., Deshmukh, S.G. (2006). Applications and case studies - maintenance management: Literature review and directions. *Journal of Quality in Maintenance Engineering* 12(3), 205-238.

27. Marotta, S. (2005). *Predictive Reliability of Tactical Missiles Using Health Monitoring Data And Probabilistic Engineering Analysis.* First International Forum for Integrated System Health Engineering and Management in Aerospace, California, 20.

28. Rajesh, S., Francis, B. (2012). Study of Condition Based Maintenance for Land Force Vehicles. *Land Operations Division, Defence Science and Technology Organisation,* 9.

29. Fourier, J. (1807). Mémoire sur la propagation de la chaleur dans les corps solides. *Nouveau bulletin des sciences par la société philomathique de Paris,* 1, 112–116.

30. Wolfsteiner, P., Sedlmair, S. (2015). *Deriving Gaussian Fatigue Test Spectra from Measured non Gaussian Service Spectra*. 3rd International Conference on Material and Component Performance under Variable Amplitude Loading, Prague, 543 – 551.

31. Yanqing, W., Zhongyu, W., Jianyog, S., Jianjun, Z., Mourelatos, Z. (2014). Gray bootstrap method for estimating frequency-varying random vibration signals with small samples. *Chinese Journal of Aeronautics,*27(2), 383–389.

32. Zoubir, A. M., Boashash, B. (1998). The Bootstrap and its Application in Signal Proessing. *IEEE Signal Processing Magazine,*15(1), 56-76.

33. Efron, B. (1979). Bootstrap Method. Another Look at Jackknife. *The Annuals of Statistics,* 7, 1-26.

34. Daving, M. A. (2015). *Verification and Correlation of Fatigue Calculations for a Test Structure and Shaker Table.* Yüksek Lisans Tezi, The Norwegian University Department of Engineering Design and Materials, Trondheim, 60.

35. Ramesh, C. S., Keshavamurthy, R., Subramanian, G., Bharath, K.R. (2014). High cycle fatigue life prediction of Al6061-TiB2 in-situ composite. *Procedia Materials Science,* 6, 1455 – 1469.

36. Pratumnopharat, P., Leung, S. P., Court, R.S.(2013). Extracting fatigue damage parts from the stresse time history of horizontal axis wind turbine blades. *Renewable Energy,* 2013 115-126.

37. Yaich, A., Hami, A., Walha, I., Haddar, M. (2017). Local multiaxial fatigue damage estimation for structures under random vibrations. *Finite Elements in Analysis and Design* 132, 1-7.

38. An, D., Kim, N. H., Choi, J. (2015). Practicaloptions for selecting data-driven orphysics-based prognostics algorithms with reviews. *Reliability Engineering and System Safety,* 133, 223-236.

39. Bracces, C., Cianetti, F., Lori, G., Pioli, D. (2015). Random multiaxial fatigue: A comparative analysis among selected frequency and time domain fatigue evaluation

methods. *International Journal of Fatigue,* 74, 107-118.

40. Xu, F., Li, C., Jiang, T. (2015). On the Shaker Simulation of Wind-Induced Non-Gaussian Random Vibration. *Hindawi Corporation Shock and Vibration,* 2016, 5450865.

41. Angeli, A., Coneli,s B., Troncossi, M. (2016). *Fatigue Damage Spectrum calculation in a Mission Synthesis procedure for Sine-on-Random excitations.* Journal of Physics: Conference Series 74, 012089.

42. Mei, J. (2017). *Modeling of Multi-Axial Fatigue Damage Under Non-Proportional Variable Amplitude Loading Conditions.* Doktora Tezi, The University of Michigan, Naval Architecture and Marine Engineering, 70.

43. Fei, X., Chuanri, L., Tongmin, J., Ahlin, K. (2014). Synthesis of running rms-induced non-Gaussian random vibration based on Weibull distribution. *Vibration Engineering Procedia*, 4, 40-45.

44. Cianetti, F., Palmieri, M., Braccesi, C., Morettini, G. (2017). Correction formula approach to evaluate fatigue damage induced by non-Gaussian stress state. *Procedia Structural Integrity*, 8, 390-398.

45. Gao, D., Yao, W., 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.

46. Svensson, N. (2015). *Fatigue Analysis with Loads from MBS.* Yüksek Lisans Tezi, KTH School of Industrial Engineering and Management , Stockholm, 20-28.

47. Braccesi, C., Cianetti, F., Lori, G., Pioli, D. (2014). Evaluation of mechanical component fatigue behavior under random loads: Indirect frequency domain method.*International Journal of Fatigue*,61, 141-150.

48. Qu, W., Liu, H., Zhang, Z. (2019). A method of generatingmultivariate non-normal random numbers with desired multivariate skewness and kurtosis. *Behavior Research Methods*, 52, 939–946.

49. X, Fei., L, Chuanri., J, Tongmin., K, Ahlin. (2015). Synthesis of running RMS-induced non-Gaussian random vibration based on Weibull distribution. *Journal of Vibroengineering*, 17(7), 3662–3674.

50. Benasciutti, D., Tovo, R. (2004). Rainflow Cylce Distribution and Fatigue Damage in Gaussian Random Loadings. *University of Ferrara Engineering Department*, 20-30.

51. Park, Y., Kang, D. (2013). Fatigue reliability evaluation technique using probabilistic stress-life method for stress range frequency distribution of a steel welding member, *Journal of Vibroengineering*, 15(1), 77-89.

52. Kashyzadeh, K. R. (2020). A new algorithm for fatigue life assessment of automotive safety components based on the probabilistic approach: The case of the steering knuckle. *Engineering Science and Technology, an International Journal* 23, 392–404.

53. Koçer, B. (2010). *Vibration Fatigue Analysis Of Structures Under Broadband Excitation.* Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara.

54. Naser, M. J., Toledano, F. S. (2011). *Analysis of vibration-induced fatigue cracking in steel bridges.* Yüksek Lisans Tezi. Chalmers University of Technology, Department of Civil and Environmental Engineering, Göteborg, 80.

55. Li, Z., Ince, A. (2019). A New Modelling Framework For Fatigue Damage of Structural Componenets Under Complex Random Spectrum. *Procedia Structural Integrity,* 19, 528–537.

56. Li, Z., Ince, A. (2019).A unified frequency domain fatigue damage modeling approach for random on random spectrum. *International Journal of Fatigue,* 124 123–137.

57. Ballesteros, L. E. (2018). *Failure Prediction Of Structures Subjected to Random Vibrations.* Yüksek Lisans Tezi, The University of Arizona, Department Of Aerospace And Mechanical Engineering, Arizona, 11-13.

58. Kihm, F., Rizzi, S. A., Ferguson, N., Halfpenny, A. (2013). *Understanding How Kurtosis Is Transferred From Input Acceleration To Stress Response And Its Influence On Fatigue Life.* 11th International Conference, Pisa, 16.

59. Yaohui, L., Heyan, Z., Jing, Z., Tainş, C., Pingbo, W. (2019). Fatigue life reliability evaluation in a high-speed train bogie frame using accelerated life and numerical test. *Reliability Engineering and System Safety,* 188, 221–232.

60. Benasciutti, D., Cristofori, A., Tovo, R. (2013). Analogies Between Spectral Methods and Multiaxial Criteria in Fatigue Damage Evaluation. *Probabilistic Engineering Mechanics,* 31, 39–45.

61. Engin, Z., Coker, D. (2017). Comparison of Equivalent Stress Methods with Critical Plane Approaches for Multiaxial High Cylce Fatigue Assessment. *Procedia Strucural Integrtiy,* 5,1229-1236.

62. Cianetti, F. Alvino, A., Bolognini, A., Palmieri, M., Braccesi, C. (2017). On Field Durability Tests of Mechanical Systems. The Use of the Fatigue Damage Spectrum. *Procedia Structural Integrity,* 3, 176-190.

63. Engin, Z. (2018). *Evaluation Of Several Multiaxial High Cycle Fatigue Endurance Criteria.* Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

64. Wolfsteiner, P., Trapp, A. (2019). Fatigue life due to non-Gaussian excitation - An analysis of the Fatigue Damage Spectrum using Higher Order Spectra. *International Journal of Fatigue* ,127 ,203–216.

65. Benasciutti, D., Sherratt, F., Cristofori, A. (2015). Basic principles of spectral multi-axial fatigue analysis. *Procedia Engineering,* 101, 34–42.

66. Nieslony, A., Böhm, M., Owsinski, R. (2020). Formulation of multiaxial fatigue failure criteria for spectral method. *International Journal of Fatigue* 135, 105519.

67. Benascitti, D., Marques, J. M. E. (2019). *An Efficient Procedure To Speed Up Critical Plane Search In Multiaxial Fatigue: Application To The Carpinteri-Spagnoli Spectral Criterion*. MATEC Web of Conferences 300, 16003.

68. Gao, K., Harrison, J. P. (2018). Multivariate distribution model for stress variability characterisation. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences,* 102, 144–154.

69. Nieslony, A. (2010). Comparison Of Some Selected Multiaxialatigue Failure Criteria Dedicated For Spectral Method. *Journal Of Theoretical and Applied Mechanics,* 48(1), 233-254.

70. Gao, K., Harrison, J. P. (2017). Generation of random stress tensors. *International Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences,* 94, 18–26.

71. Cristofori, A., Benasciutti, D., Tovo, R. (2011). A stress invariant based spectral method to estimate fatigue life under multiaxial random loading. *International Journal of Fatigue,* 33, 887–899.

72. Braccesi, C., Cianetti, F., Lori, G., Pioli, D. (2009). The frequency domain approach in virtual fatigue estimation of non-linear systems: The problem of non-Gaussian states of stress. *International Journal of Fatigue,* 31, 766–775.

73. Ugras, C. R., Alkan, O.K., Orhan, S., Kutlu, M., Mugan, A. (2019). Real time high cycle fatigue estimation algorithm and load history monitoring for vehicles by the use of frequency domain methods. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 118, 290–304.

74. Amin, R. A. (2016). *Condition-Based Maintenance: Innovation In Building Maintenance Management.* Doktora Tezi, University College London ,Institute For Environmental Design And Engineering, London.

75. Aykan, M., Çelik, M. (2009). Vibration fatigue analysis and multi-axial effect in testing of aero space structures. *Mechanical Systemsand Signal Processing,* 23, 897–907.

76. Rathod, V., Yadav, O. P., Rathore, A., Jain R. (2011). ProbabilisticModeling of Fatigue Damage Accumulation for Reliability Prediction. *International Journal of*

Quality, Statistics, and Reliability, 2011, 718901.

77. Jiang, Y., Yun, G.J., Tao, J. (2015). Experimental Design and Validation of an Accelerated Random Vibration Fatigue Testing Methodology. *Hindawi Publishing Corporation Shock and Vibration,* 2015, 147871.

78. Narayanan, G., Rezaei, K., Nackenhorst, U. (2016). Fatigue life estimation of aero engine mount structure using Monte Carlo Simulaiton. *International Journal of Fatigue,* 83, 53–58.

79. Nguyen, N., Höchst, M.B., Sonsino, C.M. (2011). A frequency domain approach for estimating multiaxial random fatigue life. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik,* 42(10), 904-908.

80. Ediz, B., Çal, T., Ay, E., Çetin , S. T. (2017). Comparison of Vibration Durability Test Specifications with respect to Fatigue Damage & Validation Study. *European Mechanical Science,*1(4), 141-150.

81. Dissin, J., Colin, B. (2018). New standard XP X50-144 related to mechanical environment strength proof. Implementation and first feedback. *Procedia Engineering,* 213, 282–295.

82. Colin, B. (2017). Characterization of random Gaussian and non-Gaussian stress processes in terms of vibration fatigue. *Mechanics & Industry,* 18(8), 809.

83. Kihm, F., Halfpenny, A., Ferguson, N. (2015). Fatigue life from sine-on-random excitations. *Procedia Engineering,* 101, 235–242.

84. Barhanu, G. (2011). *Vibration Durability Testing and Design Validation Based on Narrow Frequency Band.* Yüksek Lisans Tezi, Blekinge Institute of Technology Department of Mechanical Engineering, Blekinge.

85. Bernasconi, A., Papadopoulos. (2005). Efficiency of algorithms for shear stress amplitude calculation in critical plane class fatigue criteria. *Computational Materials Science,* 34, 355–368.

86. Carpinteri, A., Spgnoli, A., Vantadori, S. (2014). Reformulation in the frequency domain of a critical plane-based multiaxial fatigue criterion. *International Journal of Fatigue,* 67, 55–61.

87. Zucca, G., Cianetti, F., Palmieri, M., Bracessi, C., Paolis, F.D. (2018). Fatigue Life Extimation of a Military Aircraft Structure subjected to Random Loads. *Procedia Structural Integrity,* 12, 183–195.

88. Kercch, K. (2020). *3D-Vibration Testing for Automotive Components.* Doktora Tezi, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg.

89. Zhu, S.P., Huang, H.Z., Li, Y., Liu, Y., Yang, Y. (2015). Probabilistic modeling of damage accumulation for time-dependent fatigue reliability analysis of railway axle

steels. *J Rail and Rapid Transit*, 229(1), 23–33.

90. Hoole, J. G. (2020). *Probabilistic Fatigue Methodology for Aircraft Landing Gear.* Doktora Tezi, Department of Aerospace Engineering, University Of Bristol, Bristol.

91. Zhu, S. P., Liu, Q., Wang, Q. (2017). Probabilistic fatigue life prediction and reliability assessment of a high pressure turbine disc considering load variations. *International Journal of Damage Mechanics,* 27(10), 1569-1588.

92. Zhang, J., Wang, Y., Sun, M., Zhang, N. (2020). Two-Stage Bootstrap Sampling for Probabilistic Load Forecasting. *IEEE Transactions on Engineering Management,* 69(3), 720-728.

93. Müller, F., Bertsche, B. (2017). Bootstrap Monte Carlo Simulation of Reliability and Confidence Level with Periodical Maintenance. *Forsch Ingenieurwes* 81, 383–393.

94. Müller, F., Bertsche, B. (2019). *Availability Analyses of Maintained Systems with Confidence Intervals.* Annual Reliability and Maintainability Symposium (RAMS) Orlando, 1-7

95. Mrsnik, M., Slavič, J, Boltežar, M. (2015). *Multiaxial fatigue criteria for random stress response – theoretical and experimental comparison*. 3rd International Conference on Material and Component Performance under Variable Amplitude Loading , Prague, 459–466.

96. Hack, M., Zingsheim, F. (2013). *Multiaxial Load Situations in Random Vibration Fatigue Phasing and Cross Correlation*. 5th Fatigue Design Conference, Senlis, 530 – 538.

97. Banadaki, D. D., Durmush, S., S, Zahiri (2013). *Statistical Assessment of Uncertainties Pertaining to Uniaxial Vibration Testing and Required Test Margin for Fatigue Life Verification,*Yüksek Lisas Tezi, Blekinge Institute of Technology, Blekinge.

98. Carpinteri, A., Fortese, G., Ronchei, C., Scorza, C., Vantadori S. (2015). Spectral fatigue life estimation for non-proportional multiaxial random loading. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Volume* ,83, 67-72.

99. Bäckstrand, A., Basheer, A.V., Godborg, F.,Stervik, M, Acharya, P. M., Hafström, R. (2018). Fatigue analysis in case of random vibration base excitation. , *Chalmers Unıversıty Of Technology*,1-18.

100. USA Department of Defence. (2008). *Condition Based Maintenance Plus DoD Guidebook* . Virginia: Department of Defence, 6-19.

101. Carpinteri, A., Spagnoli, A., Vantadori, S. (2017). Effect of spectral cross-correlation on multiaxial fatigue damage: simulations using the critical plane approach. *Frattura ed Integrità Strutturale,* 41, 40-44.

102. Marques, J. M. E., Benasciutti, D., Carpinteri, A., Spagnoli, A. (2020). *An algorithm for fast critical plane search in computer-aided engineering durability analysis under multiaxial random loadings*. MATEC Web of Conferences, 300, 16003.

103. Jang, J., Park, J. W. (2019). Simplified Vibration PSD Synthesis Method for MIL-STD-810. *Applied Sciences,* 10(2), 458.

104. Shan, G., Zhang, H., Jiang, T. (2020). Correlation Coefficients for a Study with Repeated Measures. *Computational and Mathematical Methods in Medicine* 2020, 7398324.

105. Pham-Gia, T., Choulakian, V.(2014). Distribution of the Sample Correlation Matrix and Applications. *Journal of Statistics,* 4, 330-344.

106. Backstrand, A., Acharya, P. M. (2019). *Transient and Spectral Fatigue Analysis for Random Base Excitation.* Yüksek Lisans Tezi, Chalmers University Of Technology,Götebutg.

107. Tunçer, E. (2016). *Accelerometer Based Handwritten Character Recognition Using Dynamic Time Warping.* Yüksek Lisans Tezi, İzmir Institute of Technology, Graduate School of Engineering and Sciences ,İzmir .

108. Sweetman, B., Choi, M. (2006). The Modal Distribution Method: A New Statistical Algorithm for Analyzing Measured Acceleration Data. *The International Society for Optical Engineering,* 6174, 61742H-1.

109. Braccesi, C., Cianetti, F., Tomassini, L. (2015). Random fatigue. A new frequency domain criterion for the damage evaluation of mechanical components. *International Journal of Fatigue,* 70, 417–427.

110. He, G., Chen, H., He, X. (2015).Fatigue behavior and influence factor analysis of the structure subject to multiaxial random loading. *International Ltd. Journal Of Vibroengineering,* 17(7), 3620-3634.

111. Yatch, A., Hami, A. (2019). Multiaxial fatigue damage estimation of structures under random vibrations using Matsubara's criterion. *International Journal of Fatigue,*124, 253–264.

112. Nieslony, A., Böhm, M. (2015). *Mean stress effect correction in frequency-domain methods for fatigue life assessment.* 3rd International Conference on Material and Component Performance under Variable Amplitude Loading, Prague, 347 – 354.

113. Cianetti, F., Alvino, A., Bolognini, A., Palmieri, M., Braccesi, C. (2017) The design of durability tests by fatigue damage spectrum approach. *Fatigue and Fracture Engineering Materials and Structures,* 41(4), 787-796.



GAZİ GELECEKTİR...