

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**GAUSS TİPİ OLMAYAN VE DURAĞAN OLMAYAN YÜKLEME
KOŞULLARININ FREKANS UZAYINDA YORULMA ÖMRÜ TAHMİNİNE
ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tarık BALDAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimler Mekaniği Programı

HAZİRAN 2022

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**GAUSS TİPİ OLMAYAN VE DURAĞAN OLMAYAN YÜKLEME
KOŞULLARININ FREKANS UZAYINDA YORULMA ÖMRÜ TAHMİNİNE
ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Tarık BALDAN
(503181514)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimler Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ata MUĞAN

HAZİRAN 2022

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503181514 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Tarık BALDAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “GAUSS TİPİ OLMAYAN VE DURAĞAN OLMAYAN YÜKLEME KOŞULLARININ FREKANS UZAYINDA YORULMA ÖMRÜ TAHMİNİNE ETKİSİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ata MUĞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Oğuz Altay**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Uğurcan EROĞLU
MEF Üniversitesi

Teslim Tarihi : **03 Haziran 2022**
Savunma Tarihi : **28 Haziran 2022**





Aileme,



ÖNSÖZ

Tez çalışması kapsamında, lisans ve yüksek lisans öğrenim sürecimde öncelikle verdiği tüm yönlendirme ve desteklerinden dolayı kıymetli hocam Prof. Dr. Ata MUĞAN'a en kalbi teşekkürlerimi sunarım.

Tüm çalışma sürecinde ve teknik gelişimimde katkıda bulunan Yük. Müh. Serkan ORHAN'a ve çalışma sürecindeki desteklerinden dolayı Müh. Doğukan ELİBOL'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam, lisans ve yüksek lisans eğitimim sürecinde her zaman yanımda olup desteklerini esirgemeyen aileme ve hayattaki en büyük destekçim değerli eşim Büşra BALDAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2022

Tarık BALDAN
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Amaç ve Kapsam	2
1.2 Literatür Araştırması	2
2. YORULMA.....	5
2.1 Giriş	5
2.2 Yorulma Eğrileri ve Yorulmada Temel Büyüklükler.....	8
2.3 Zaman Uzayında Yorulma Analizi.....	12
2.3.1 Yağmurakışı çevrim sayma algoritması.....	12
2.3.2 Palmgren-Miner kuralı	14
2.4 Frekans Uzayında Yorulma Analizi	15
2.4.1 Frekans cevap fonksiyonu (FRF)	17
2.4.2 Güç spektral yoğunluğu (PSD)	17
2.4.3 Olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF)	17
2.4.4 Frekans uzayında çevrim sayma yöntemi	18
3. YORULMA TESTLERİ.....	21
3.1 Giriş	21
3.2 Yorulma Testi Numunesi Tasarımı ve Özellikleri	21
3.3 Yorulma Testi Sinyali Hazırlama.....	23
3.4 Yorulma Testi Sisteminin Tanıtımı.....	25
3.5 Yorulma Testi Sonuçları	28
4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ.....	31
4.1 Giriş	31
4.2 Modal Analiz	31
4.2.1 Doğal frekans analizi ve mod şekli ile ilgili değişkenler	35
4.2.1.1 Genelleştirilmiş kütle	35
4.2.1.2 Modal katılım faktörleri	36
4.3 Modal Süperpozisyon Yöntemleri ile Doğrusal Dinamik Analizler.....	36
5. TEST VE ANALİTİK ÇALIŞMALARIN KORELASYONU.....	37
5.1 Numune Testlerinin Sonlu Elemanlar Modeli	37
5.2 Sonlu Elemanlar Analizleri	38
5.2.1 Modal analiz.....	39
5.2.2 Zaman uzayında mod kaynaklı dinamik analizler	42

5.2.3 Frekans uzayında mod kaynaklı dinamik analizler	45
5.3 Yorulma Analizleri	46
5.3.1 Zaman uzayında yorulma analizleri	47
5.3.2 Frekans uzayında yorulma analizleri.....	51
6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER.....	57
KAYNAKLAR.....	59
ÖZGEÇMİŞ	61



KISALTMALAR

SE	: Sonlu Elemanlar
SEM	: Sonlu Elemanlar Metotdu
Ür-Ge	: Ürün Geliştirme





SEMBOLLER

N : Yük çevrim sayısı cinsinden yorulma ömrü

$\Delta\sigma$: Gerilme aralığı

σ_a : Gerilme genliği

σ_m : Ortalama gerilme

σ_{min} : Minimum gerilme

σ_{max} : Maksimum gerilme

R : Yük oranı

F : Kuvvet

m : Kütle

a : İvme

n : Yük çevrimi sayısı



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Numune doğal frekansları.	23
Çizelge 3.2 : Test sinyallerinin istatistiksel özellikleri.	28
Çizelge 5.1 : Sonlu elemanlar modeli malzeme özellikleri.	38
Çizelge 5.2 : nCode DesignLife malzeme özellikleri.	46





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Değişken yüklemeye maruz kalan metal telin kesitindeki gerilme dağılımı..	6
Şekil 2.2 : Değişken yüklemeye maruz kalan metal telin bir noktasının zamana bağlı gerilme dağılımı.....	6
Şekil 2.3 : Mekanik yorulma hasarı sonucu kırılan mil ve krank mili yüzeyi.....	7
Şekil 2.4 : Değişken gerilme yüklemesi grafiği.	9
Şekil 2.5 : Farklı R oranına sahip yüklemelerin gerilme zaman grafiği.	10
Şekil 2.6 : St37 malzemeye ait SN eğrisi	11
Şekil 2.7 : Değişken yüklemeye sahip sistemin gerilme zaman grafiği.	13
Şekil 2.8 : Şekil 2.7'deki grafiğin yağmur akışı çevrim sayma algoritması için 90° döndürülmüş hali	14
Şekil 2.9 : Farklı büyüklüklere sahip gerilme zaman grafiği.....	15
Şekil 2.10 : İvme zaman grafiği ve Fourier dönüşümü ile frekans tabanında ivme grafiği.....	15
Şekil 2.11 : Gerilme genlik verisinin olasılık yoğunluk fonksiyonu grafiği	18
Şekil 2.12 : Gerilme genliği hesabında kullanılan parametreler.....	18
Şekil 3.1: Ford Otosan Eskişehir Ağır Ticari Araç Test Pisti.....	21
Şekil 3.2: Yorulma testi numuneleri tasarımı soldan sağa: Numune-1, Numune-2, Numune-3	22
Şekil 3.3: MATLAB kodu ile üretilen titreşim sinyali	24
Şekil 3.4: Şekil 3.3'teki sinyalin güç spektral yoğunluğu	24
Şekil 3.5: Titreşim numunesi teknik boyutları	25
Şekil 3.6: TIRA marka elektromanyetik titreşim tezgahı	26
Şekil 3.7: Numune sabitleme mekanizması.....	27
Şekil 3.8: Yüksek hızlı kamera kurulumu	27
Şekil 3.9: Gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyallerin zaman tanındaki ivme grafikleri, yukarıdan aşağıya sırasıyla Sinyal-1, Sinyal-2 ve Sinyal-3	29
Şekil 3.10: Yorulma test sonuçları	27
Şekil 4.1: Bir serbestlik dereceli kütle yay sistemi.....	32
Şekil 4.2: Bir serbestlik dereceli kütle yay sistemine ait serbest cisim diyagramı	32
Şekil 4.3: İki serbestlik dereceli kütle yay sistemi	33
Şekil 5.1: Numune sonlu elemanlar modeli.....	38
Şekil 5.2: Numune tasarımının deplasman lejantında modal analiz sonucu	40
Şekil 5.3: Numune tasarımının gerilme lejantında modal analiz sonucu	40
Şekil 5.4: Yorulma testleri sırasında sinüs tarama tipi sinyalin gerilme grafiği.....	41
Şekil 5.5: Gerilme verisinin frekans tabanındaki grafiği.....	41
Şekil 5.6: Frekans uzayında dinamik analizler ile elde edilen frekans tabanında gerilme verisi	43
Şekil 5.7: (a) Sinyal-1 (b) Sinyal-2 ve (c) Sinyal-3 sinyallerinin güç spektral yoğunluk grafikleri.....	44
Şekil 5.8: Frekans uzayında mod kaynaklı dinamik analiz ile elde edilen doğal frekans noktasındaki gerilme sonucu.....	45

Şekil 5.9: St37 malzemesinin nCode malzeme kütüphanesinden elde edilen SN eğrisi	47
Şekil 5.10: nCode yazılımı zaman uzayında yorulma analizi blok akışı	48
Şekil 5.11: Zaman uzayında yorulma analizi sonuçlarının yorulma testi sonuçları ile karşılaştırması	49
Şekil 5.12: Zaman uzayında yorulma analizinde kullanılan yorulma parametreleri .	50
Şekil 5.13: Yeni analiz sinyallerinin basıklık ve yatıklık özellikleri dağılımı.....	51
Şekil 5.14: nCode yazılımı frekans uzayında yorulma analizi blok akışı.....	52
Şekil 5.15: Frekans uzayında yorulma analizi sonuçlarının yorulma testi sonuçları ile karşılaştırması	53
Şekil 5.16: Frekans ve zaman uzayında yorulma analizi sonuçları oranının basıklık ve yatıklığa bağlı cevap yüzeyi	54
Şekil 5.17: Yatıklığa bağlı hasar oranını grafiği.....	55
Şekil 5.18: Basıklığa bağlı hasar oranının değişim grafiği.....	55



GAUSS TİPİ OLMAYAN VE DURAĞAN OLMAYAN YÜKLEME KOŞULLARININ FREKANS UZAYINDA YORULMA ÖMRÜ TAHMİNİNE ETKİSİ

ÖZET

Günümüzde ürün geliştirme süreçleri müşterilerin konfor ve güvenliği açısından önem teşkil etmektedir. Ürün geliştirme birimleri en az maliyetli tasarımı kullanıcının konforunu ve güvenliğini sağlayacak şekilde tasarım ve üretim süreçlerini ilerletmeyi hedefler. Tasarlanan sistemin üretim ve işletme maliyetine göre bazı sistemlerde anlık hasar incelemesi bile yeni geliştirilen yöntemlerdendir. Ürün geliştirme süreçlerinde simülasyon destekli tasarım geliştirme yöntemi sıkça kullanılır. Havacılık, ulaşım ve taşımacılık gibi sektörlerde üretilen ürünler genellikle titreşim yüklerine maruz kalırlar. Titreşim ve titreşime bağlı yorulma bu sektörlerde en çok karşılaşılan problemler arasındadır. Yapısal sistemlerde meydana gelen yorulma hasarı hem kullanıcı için risk taşıırken hem de bakım ve onarım maliyetleri açısından zarara sebep olur. Yorulma hasarından kaçınmak için sistemin veya bileşenin yorulma hasarına karşı dayanıklı bir malzeme ile üretilmiş veya yorulma hasarının üstesinden gelecek bir tasarıma sahip olması gerekmektedir.

Mekanik sistemlerin yorulma hasarını öngörmek amacıyla fiziksel teste veya sayısal yöntemlere dayalı birçok yöntem geliştirilmiştir. Fiziksel testler genellikle zaman ve maliyet açısından verimsiz yöntemlerdir. Fiziksel testleri mümkün olan en az tekrar sayısı ile gerçekleştirmek gerekmektedir. Bu nedenle tasarım süreçleri genellikle sayısal yöntemler ile ilerletilir ve yalnızca final tasarım ile fiziksel testler gerçekleştirilir.

Ürün geliştirtirme süreçlerinde en sık başvuru alan sayısal yöntemlerden biri sonlu elemanlar analizleridir (SEA). Sonlu eleman analizleri ile bir mekanik yapının statik ve dinamik birçok davranışını öngörmek mümkündür. Ürün geliştirme süreçlerinde sonlu elemanlar yöntemleri kullanılırken fiziksel test verilerinden de faydalanılır. Fiziksel test verileri sonlu elemanlar analizinde girdi olarak kullanılabilirler.

Bu tez çalışması kapsamında sonlu elemanlar analizlerinin yanı sıra fiziksel test uygulamalarına veri toplama ve işleme yöntemlerine de başvurulmuştur. Bu tez çalışması kapsamında rastgele yükelemelerin genel özelliği olan gauss tipi olmama ve durağan olmama durumunun frekans uzayında yorulma ömrü hesabına etkisi incelenmiştir.

Literatüre bakıldığında zaman uzayında yorulma analizlerinin uzun süredir kullanılan yöntemler olduğu ancak frekans uzayında yorulma analizlerinin son yıllarda hızlı

gelişim gösterdiği görülmüştür. Bu hızlı ilerlemeye rağmen frekans uzayında yorulma analizi yöntemlerinde gelişime açık alanlar olduğu belirtilmektedir.

Tez çalışması sırasında Ford Otosan Eskişehir Fabrikası ağır ticari araç test pistinden toplanan titreşim sinyalleri incelenmiş ve bu sinyallerin gauss tipi olmadığı ve durağan olmadığı belirlenmiştir. Test verilerinden faydalanarak benzer özelliğe sahip veriler üretilmiş ve korunumlu titreşim testlerinde kullanılmışlardır. Test çalışmalarında ileri seviyede veri toplama yöntemleri uygulanmış ve sonlu elemanlar analizi çalışmalarını doğrulamak amacıyla bu veriler işlenmiştir. Doğrulan sonlu elemanlar modelleri ve zaman uzayında yorulma yöntemleri parametreleri ile yüz adet farklı sinyal kullanılarak sinyalin basıklık ve yatıklık parametrelerinin frekans uzayında yorulma analizine etkisi incelenmiştir.



THE EFFECT OF NON-GAUSSIAN AND NON-STATIONARY LOADING CONDITIONS ON FATIGUE LIFE ESTIMATION IN FREQUENCY DOMAIN

SUMMARY

Today, product development processes are important for the comfort and safety of customers. Product development teams aim to advance the design and production processes in a way that ensures the comfort and safety of the customer with the least cost design. According to the production and operating costs of the designed system, even instant damage diagnostic techniques are one of the newly developed methods in some systems. Simulation driven design methods are frequently used in product development processes. Products manufactured in industries such as aviation, transportation and transportation are often exposed to vibration loadings. Vibration and vibration fatigue are among the most common problems in these industries. Fatigue damage in structural systems might be dangerous for the customer and causes damage in terms of maintenance and repair costs. To avoid fatigue damage, the system or component must be manufactured with a material that is resistant to fatigue damage or have a design that can handle fatigue damage.

Many methods based on physical testing or numerical methods have been developed to predict fatigue damage of mechanical systems. Physical tests are often time and cost inefficient methods. Physical tests should be performed with as few repetitions as possible. For this reason, the design processes are usually advanced with numerical methods and physical tests are performed with only the final design.

One of the most frequently used numerical methods in product development processes is finite element analysis (FEA). It is possible to predict many static and dynamic behaviors of a mechanical structure with finite element analysis. While finite element methods are being performed in product development processes, physical test data are also used. Physical test data can be used as input in finite element analysis.

In this thesis, besides finite element analysis, physical test applications, data collection and processing methods were also applied. Within the scope of this thesis, the effect of non-gaussian and non-stationary status, which are the general characteristics of random loading, on the fatigue life calculation in frequency space was investigated.

Fatigue analysis in time domain has been used for a long time, but fatigue analysis in frequency domain has shown rapid development in recent years. Despite this rapid progress, it is stated that there are areas open to improvement in fatigue analysis methods in the frequency domain.

During the thesis study, vibration signals collected from Ford Otosan Eskişehir Factory heavy commercial vehicle proving ground were examined and it was determined that these signals are non-gaussian and non-stationary. Using the new test signals, with similar properties, were produced and used in conservative vibration tests. Advanced data collection methods were applied in the test studies and these data were processed in order to validate the finite element analysis studies. The effects of kurtosis and skewness parameters of the signal on fatigue analysis in frequency domain were investigated by using verified finite element models and fatigue methods parameters in time domain, and using one hundred different signals.

Within the scope of the thesis, firstly, studies on fatigue calculation in frequency domain and investigating the effects of random loading signals on fatigue calculation in frequency domain were examined with finite element methods and fatigue testing method. These studies provide motivation for the master thesis study.

Modal analysis was performed to determine the natural frequencies, mode shapes and modal participation parameters of the fatigue test specimens. For the modal analysis, finite element model of the specimen was used. The FE model of the specimen is constrained at all degrees of freedom during analysis according to connection strategy to the fixture. Modal analysis was run between 0-300 Hz. It has been observed that the specimen has only one natural frequency in this frequency band and its natural frequency is calculated as 147 Hz. Also, uniaxial stress state is important for fatigue analysis calculation in frequency space.

The fatigue life obtained by the specimen fatigue tests provide a very important results in the verification of the fatigue analysis. Fatigue analysis in time and frequency domains were carried out and the effects of non-gaussian and non-stationary signals with different statistical properties on the fatigue life calculation were investigated by studies in virtual and real environments.

S235JR material, which is the equivalent of the St37 material in the nCode software material library, which is the test specimen material, was used in the fatigue analysis. The properties of this material are shared in the thesis. These properties determine the material properties and the limits of the SN curve.

Modal damping parameters have a very important effect on the dynamic behavior of the system in mode-based dynamic analysis methods in the time domain and frequency domain. For this reason, it is important to determine the mode-dependent damping parameters before the fatigue calculation. The most efficient way to determine the modal damping parameters is to compare the stress data obtained with the sinesweep signal test and converted to the frequency domain with the frequency based modal dynamic analysis result on the natural frequency point. In order to increase the accuracy of the FE analyses, the modal damping parameter was determined as 0,22.

The comparison of fatigue analysis results and test results in the frequency domain is shared in this study. When the Dirlik and Steinberg methods are compared to each other, it is seen that the Steinberg method gives more conservative results. When the

test data and methods are compared, the Steinberg method gives results with the less error rate than the Dirlik method. Considering the error rates, the average error was calculated as 59.3% in the Dirlik method and 34.5% in the Steinberg method. Fatigue lifecycles were calculated with a high error rate, as expected, with fatigue analysis methods in the frequency space made with non-gaussian and non-stationary signals.



1. GİRİŞ

Endüstride müşterilere sunulan ürünlerin kullanım ömrü yada dayanımı müşterilerinin konfor ve güvenliği açısından önem arz etmektedir. Bu nedenle ürün geliştirme süreçleri firmaların önemli kaynak ayırdığı çalışma alanlarındanr. Ürün geliştirme süreçlerinde simülasyon destekli tasarım geliştirme yöntemi sıkça kullanılır. Havacılık, ulaşım ve taşımacılık gibi sektörlerde üretilen ürünler genellikle titreşim yüklerine maruz kalırlar. Titreşim ve titreşime bağlı yorulma bu sektörlerde en çok karşılaşılan problemler arasındadır. Yapısal sistemlerde meydana gelen yorulma hasarı hem kullanıcı için risk taşıırken hem de bakım ve onarım maliyetleri açısından zarara sebep olur. Yorulma hasarından kaçınmak için sistemin veya bileşenin yorulma hasarına karşı dayanıklı bir malzeme ile üretilmiş veya yorulma hasarının üstesinden gelecek bir tasarıma sahip olması gerekmektedir.

Mekanik sistemlerin yorulma hasarını öngörmek amacıyla fiziksel teste veya sayısal yöntemlere dayalı birçok yöntem geliştirilmiştir. Fiziksel testler genellikle zaman ve maliyet açısından verimsiz yöntemlerdir. Fiziksel testleri mümkün olan en az tekrar sayısı ile gerçekleştirmek gerekmektedir. Bu nedenle tasarım süreçleri genellikle sayısal yöntemler ile ilerletilir ve yalnızca final tasarım ile fiziksel testler gerçekleştirilir.

Ürün geliştirtirme süreçlerinde en sık başvuru olan sayısal yöntemlerden biri sonlu elemanlar analizleridir (SEA). Sonlu eleman analizleri ile bir mekanik yapının statik ve dinamik birçok davranışını öngörmek mümkündür. Ürün geliştirme süreçlerinde sonlu elemanlar yöntemleri kullanılırken fiziksel test verilerinden de faydalanılır. Fiziksel test verileri sonlu elemanlar analizinde girdi olarak kullanılabilirler.

Bu tez çalışması kapsamında sonlu elemanlar analizlerinin yanı sıra fiziksel test uygulamalarına veri toplama ve işleme yöntemlerine de başvurulmuştur.

1.1 Amaç ve Kapsam

Yapılan tez çalışması ile ürün geliştirme süreçlerinde kullanılan zaman uzayında yorulma analizi yöntemlerinin, zaman ve maliyet açısından daha verimli olan frekans uzayında yorulma analizleri yöntemleri ile karşılaştırması yapılmıştır. İki farklı uzaydaki karşılaştırma sırasında basit ve genel yüklemelerin yanı sıra gerçek hayatta sıklıkla mekanik sistemlerin maruz kaldığı rastgele yüklemelerin etkisi de incelenmiştir.

Yapılan literatür araştırmasında frekans uzayında yorulma analizi yöntemlerinde titreşim sinyallerinin olasılık yoğunluk fonksiyonuna göre normal dağılıma (gauss tipi) sahip sinyaller olarak hesap edildiği görülmüştür. Mekanik sistemlerin maruz kaldığı rastgele titreşim yüklemelerinin ise genellikle gauss tipi olmayan ve durağan olmayan özellikler gösterdiği farkedilmiş ve bu tez çalışmasının amacı gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyallerin frekans uzayında yorulma analizi sonuçlarına etkisi olarak belirlenmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Tez çalışması kapsamında, ilk olarak frekans uzayında yorulma hesabı ve rastgele yükleme sinyallerinin frekans uzayında yorulma hesabına etkisini araştırmak üzerine yapılmış çalışmalar incelenmiş ve bu çalışmalar motivasyon sağlamıştır. Bu çalışmalar ve çıktıları aşağıda özetlenmiştir.

1994 yılında David P. Kihl, Shahram Sarkani ve J. E. Beach ile birlikte kaynaklı mekanik yapıların karmaşıklıkları ve yükleme koşullarının değişkenliğinin yapıların yorulma ömürleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışmada 72 adet haç şeklinde kaynaklı numuneleri gauss tipi, gauss tipi olmayan, dar bantlı, geniş bantlı, çok modlu titreşim sinyalleri ile yorulma testine tabi tutmuşlar ve yorulma ömürlerini incelemişlerdir. Bu test çalışması sonucunda gauss tipi olmayan titreşim sinyalleri ile gerçekleştirilen testlerde yorulma hasarının daha erken başladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca frekans tabanlı yorulma hesabı metotları ile gauss tipi olmayan sinyaller analiz edildiğinde ve sonuçlar test sonuçları ile karşılaştırıldığında hesaplanan yorulma ömürlerinin test verilerinden yüksek olduğu belirtilmiştir. Gauss tipi yüklemelerde ise frekans tabanlı analitik hesaplamalar test ile yakın sonuçlar vermişlerdir. [1]

Caludio Bracessi ve arkadaşları tarafından 2008 yılında yayınlanan çalışmalarında mekanik sistemlerin gauss tipi olmayan yüklemeler altında sanal yorulma ömür tahmini yapmaya yönelik geliştirdikleri metot anlatılmaktadır. Bu çalışmada gauss tipi olmayan yükleme koşullarında genel frekans tabanlı yorulma hesabı metotlarının direkt olarak kullanılmasını uygun bulmadıklarını belirtmişlerdir. Yükleme sinyalinin normalliğe (gauss tipine) yakınlığını yada normallikten sapmasını belirlemek için sinyalin üçüncü merkezci normalleştirilmiş moment değeri olan yatıklık (S_k) ve dördüncü merkezci moment değeri olan basıklık (K_u) parametrelerinin incelenmesi gerektiği paylaşılmıştır. Gauss tipi olmayan sinyallerle yüklenen sistemlerin yorulma ömürlerini daha doğru tahmin edebilmek için sinyalin gauss tipi olmadığını belirleyen bu parametrelere bağlı bir düzeltme faktörü denklemi çıkarmışlardır. Bu araştırmada özellikle gerilme güç spectral yoğunluğunun ve gerilme olasılık yoğunluk fonksiyonunun düzeltme katsayısına olan etkilerinin birbirinden ayrılmasına odaklanmışlardır. Elde ettikleri düzeltme katsayısı analitik olarak basıklık, yatıklık ve yorulma eğrisinin (Wohler eğrisi) eğimine bağlıdır. [2]

Filippo Cianetti ve arkadaşları tarafından 2017 yılında gauss tipi ve durağan olmayan titreşim sinyalleri ile tahrik edilen sistemlerin yorulma ömürlerinin analitik olarak hesaplanması üzerine çalışmalarını yayınlamışlardır. Y şekilli numuneleri doğal frekans noktasında ve aynı güç spectral yoğunluğuna sahip titreşim sinyalleri ile test etmişlerdir. Sinyallerin güç spectral yoğunlukları sabit tutulurken normallik ve durağanlık parametreleri değiştirilmiştir. Test sonuçlarına göre durağan ve gauss tipi olmayan sinyaller ile test edilen numunelerin yorulma ömürleri analitik olarak standart frekans tabanlı metotlar ile hesaplanan ömürle yakın değerler çıkmıştır. Dolayısıyla gauss tipi olmayan ancak durağan olan sinyallerin standart analitik metotlarla hesaplanan yorulma ömrüne bir etkisi olmadığı sonucuna varılmıştır. [3]

Turan Dirlik ve Denis Benasciutti 2021 yılında yayınladıkları ve frekans tabanlı yorulma ömür hesaplamaları metotlarının tarihsel gelişimini inceledikleri çalışmalarında frekans tabanlı yorulma ömür tahminini hesaplamalarının sonlu elemanlar analizi metotları ile birlikte kullanıldıklarında zaman tabanlı metotlara kıyasla daha verimli olduklarını belirtmişlerdir. Turan Dirlik ve Denis Benasciutti'ye göre geleneksel zaman tabanlı yorulma ömür tahmini metotlarından en çok kullanılan olan yağmur akışı döngüsü sayımı metodu ile zaman tabanında elde edilen gerilme sinyalinin büyüklük, genlik ve tekrar sayısına ayrıştırılması ve her bir tekrar sayısının

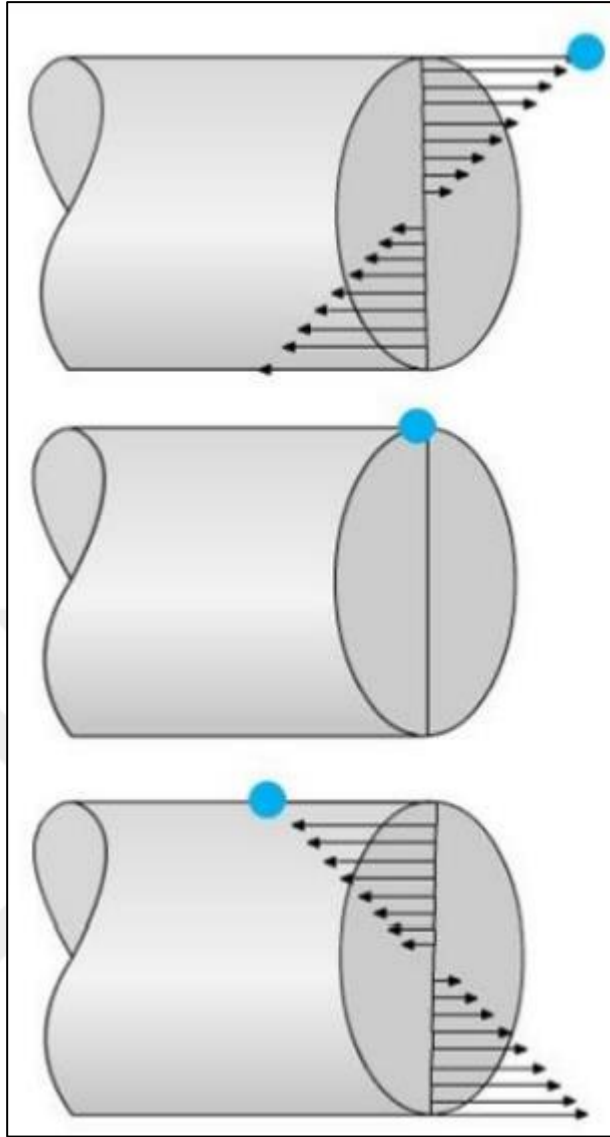
yorulma eğrisi (SN eğrisi) ile analiz edilerek hasar değerlerinin belirlenmesi karmaşık olmamasına ve teorik olarak basit olmasına rağmen zaman açısından verimli değildir. Ayrıca hesaplanan hasar değerleri, Palmgren-Miner doğrusal hasar toplama kuralına göre birleştirilmekte ve sistemin toplam hasar değeri hesaplanmaktadır. Bu yaklaşım sistemin büyüklüğüne göre uzun hesaplama süreleri gerektirmektedir. Bütün bunlara ek olarak analiz edilirken kullanılan sinyalin örnekleme oranını yüksek olması bu sürelerin çok daha uzamasına sebep olmaktadır. Bu nedenle doğrusal sistemlerin titreşime bağlı yorulma ömürlerini tahmin etmek için frekans tabanlı metotlar ile hesaplamanın zaman açısından verimli olacağını vurgulamışlardır. Frekans tabanlı yorulma hesaplarının günümüzde birçok ticari yazılımla yapılabileceğini belirtirken bu tez çalışmasında da kullanılan nCode DesignLife uygulamasını örnek olarak paylaşmışlardır. Bu çalışmada Dirlik metodu olarak literature girmiş olan ve bu tez çalışmasında frekans tabanlı yorulma ömrü hesaplamalarında da kullanılan frekans tabanlı yorulma ömrü hesaplama metodunun da teorik altyapısını paylaşmışlardır. [4]

2. YORULMA

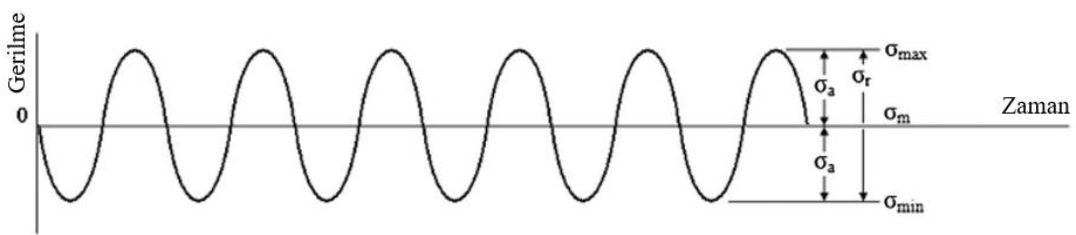
2.1 Giriş

Yorulma bir sistemin tekrarlı mekanik yüklemelere, harekete veya ısı enerjisine maruz kalması ile oluşan ve malzeme, ulaşım, sağlık, bilişim gibi pek çok alanda mühendisliğin ilgilendiği bir durumdur. İnsanlığın şehirleşmeye başlaması, insan popülasyonunun artması, ürün ihtiyacının ve dolayısıyla üretimin ön plana çıkması ile birlikte verimliliğin artırılması insanlığın en önemli hedeflerinden biri haline gelmiştir. Bu hedeften yola çıkarak birçok teknolojik yenilik ve gelişme yaşanmıştır. Tarım ve imalat gibi insan gücüne dayanan sektörlerde makineleşme ön plana çıkmış, ayrıca ulaşım süreçlerini iyileştirmek adına kara, hava, deniz ve raylı ulaşımında önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Bu hedeflerin doğrultusunda yapılan gelişmeler mühendisliğin ilgi alanında olmuştur. Özellikle mekanik sistemlerin tekrarlı ve değişken yüklemelere maruz kaldığı durumlarda ortaya çıkan olgulardan biri yorulmadır.

Bir mekanik sisteme etkiyen yükleme sistemin fonksiyonunu o anda kaybetmesine neden olacak kadar büyük olmasa bile bu yüklemenin tekrarlı olarak sisteme etkimesi uzun sürede mekanik hasara yani yorulma hasarına sebep olabilir. Mekanik yorulma basitçe değişken ve tekrarlı yükleme kaynaklı değişken gerilmenin çatlak oluşumu ve bu çatlağın ilerleyerek kırılmayla sonuçlanabilecek bir malzeme hasarıdır. Yorulma hasarına günlük hayatımızdan verilebilecek en temel örnek metal telin tek hamle ile eğerek değil tekrarlı olarak eğilmesi sonucu kırılmasıdır. Telin içe ve dışa bükülmesi telin yüzeyinde çekme ve basma gerilmesi oluşmasını sağlar. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de telin üzerinde oluşan gerilme dağılımı görülmektedir. Bu hareketin tekrarlı olarak yapılması çatlak oluşumunu ve bu çatlağın ilerleyerek telin kopmasına neden olur.



Şekil 2.1 : Değişken yüklemeye maruz kalan metal telin kesitindeki gerilme dağılımı.

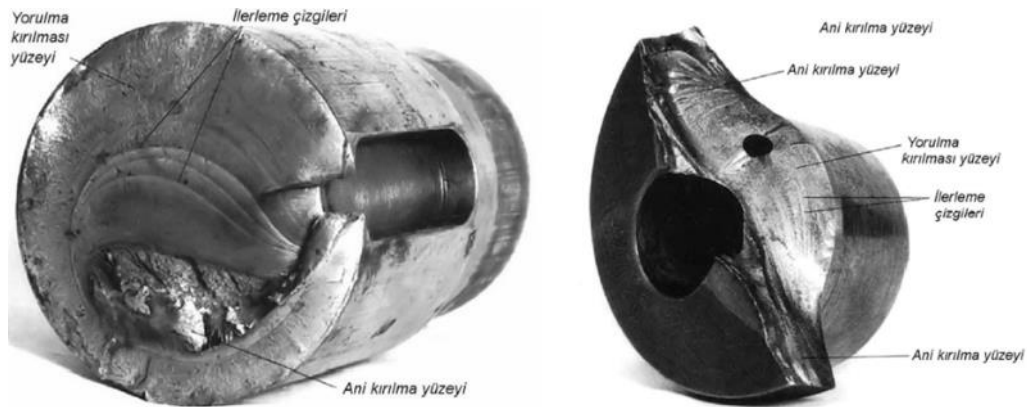


Şekil 2.2 : Değişken yüklemeye maruz kalan metal telin bir noktasının zamana bağlı gerilme dağılımı.

Mekanik yorulma endüstri devriminin başından beri mekanik sistemlerde en çok karşılaşılan sorunlardan biri olmuştur. Şekil 2.3'te yorulma hasarına uğramış bir krank mili görülmektedir. Günümüzde özellikle ulaşım alanında dayanım, güvenlik, güvenilirlik, uzun ömür ve düşük maliyet bilimsel çalışmaların ana motivasyonudur. Bundan dolayı ulaşım ve birçok sektörde üretilen sistemler yorulma hasarına karşı güvenilir olacak şekilde analitik yöntemlerden faydalanılarak tasarlanır ve rig veya saha testleri ile kontrol edilirler. Tasarım ve test sürecinde dikkate alınan hedef kriteri her zaman kullanım şartları ile uyum sağlayamadığından veya üretimde karşılaşılabilecek aksaklıklardan dolayı yorulma hasarı meydana gelebilir. İşletme maliyeti yüksek olan sistemlerde veya güvenliğin önemli olduğu sistemlerde yorulma hasarına karşı anlık yorulma hasarı takibi yapılabilmektedir. Bu çalışma kapsamında geliştirilen yöntem de anlık yorulma hasarı takibine katkı sağlaması hedeflenmektedir.

Mekanik yorulma kaynaklı metal hasarı sırasında aşağıdaki metalurjik olaylar adım adım gerçekleşir.

1. Tekrarlı elastik veya plastik deformasyon sonucu mikro çatlakların çekirdeklenmesi.
2. Birden fazla noktada mikro çatlakların oluşması.
3. Mikro çatlakların birleşmesi ile makro çatlak oluşması.
4. Makro çatlakların ilerlemesi
5. Yorulma hasarı kaynaklı kırılma meydana gelmesi



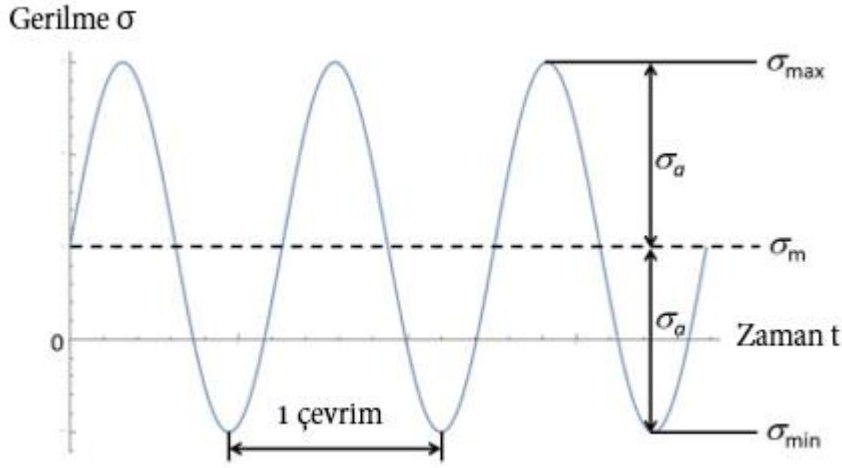
Şekil 2.3 : Mekanik yorulma hasarı sonucu kırılan mil ve krank mili yüzeyi.

2.2 Yorulma Eğrileri ve Yorulmada Temel Büyüklükler

Birçok mekanik sistem günlük uygulamalarında sürekli değişken ve tekrarlı yüklemelere maruz kalırlar. Bu yüklemelerin sebep olduğu gerilmeler akma gerilmesinin altında olmasına ve tek çevrimde hasar oluşmamasına rağmen bu yüklemelerin sürmesi ile bu sistemlerde yorulma hasarı meydana gelebilir. Yorulma hasarının önceden tasarım sırasında önceden hesaplanabilmesi tasarım, üretim ve süreçleri açısından oldukça önemlidir. Yorulma hasarının analizi için yorulma mekanizması açısından üç önemli yaklaşım vardır. Bunlar gerilme bazlı, birim şekil değiştirme bazlı ve yorulma çatlağının ilerlemesi ile bağlantılı yaklaşımlardır.

Gerilme bazlı yorulma analizi yönteminde en kritik noktadaki zamana bağlı gerilme değerleri dikkate alınarak gerilme büyüklüğü ve çevrim sayısı hesaplanır ve gerilmeye bağlı yorulma eğrisi (SN eğrisi) ile karşılaştırarak yorulma ömrü veya hasar belirlenir. Genellikle sistemin ömrünün 10^5 çevrimden fazla olmasına sebep olacak gerilmeler altında gerilme bazlı yorulma analizi yöntemlerinin kullanılması daha doğru sonuçlar alınmasını sağlar. Birim şekil değiştirme bazlı yorulma analizi yöntemleri de gerilme bazlı yorulma analizi yöntemi ile benzer şekilde yapılmaktadır. Yalnızca SN eğrisi yerine birim şekil değiştirmeye bağlı yorulma eğrilerine (EN eğrileri) göre yorulma ömrü veya hasar belirlenmektedir. Buna ek olarak sistemin ömrünün 10^5 çevrimden az olmasına sebep olacak gerilmeler altında gerilme bazlı yorulma analizi yöntemlerinin kullanılması daha doğru sonuçlar alınmasını sağlar. Bu yöntemlerde sıklıkla karşılaşılan üç temel büyüklük göze çarpmaktadır. Bunlar gerilme veya birim şekil değiştirme oranı (R oranı), gerilme veya birim şekil değiştirme büyüklüğü (σ_a) ve ortalama gerilme (σ_m) veya ortalama birim şekil değiştirmedir.

Şekil 2.4'te görülen gerilme zaman grafiğinde σ_{max} en yüksek gerilme değerini, σ_{min} en düşük gerilme değerini, σ_a gerilme büyüklüğünü ve σ_m ortalama gerilme değerini göstermektedir.



Şekil 2.4 : Değişken gerilme yüklemesi grafiği.

Yükleme için temel büyüklükleri ifade eden bu değerler aşağıdaki denklemler ile elde edilir.

Ortalama gerilme değeri:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 \quad (2.1)$$

Gerilme genliği:

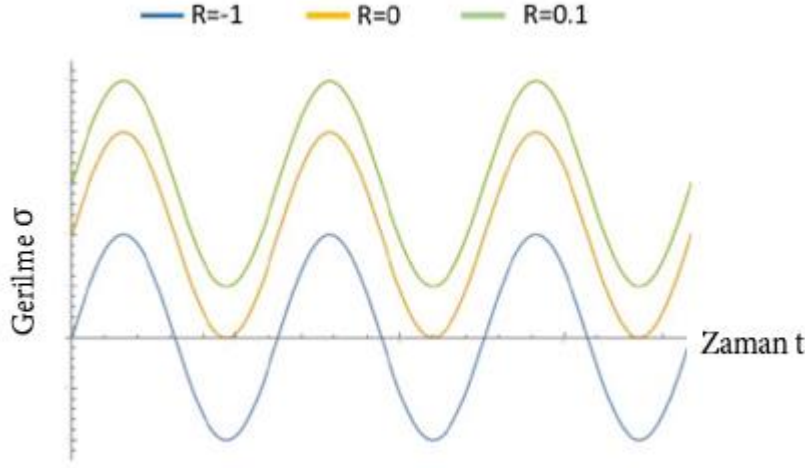
$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 \quad (2.2)$$

Gerilme oranı (R oranı):

$$R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} \quad (2.3)$$

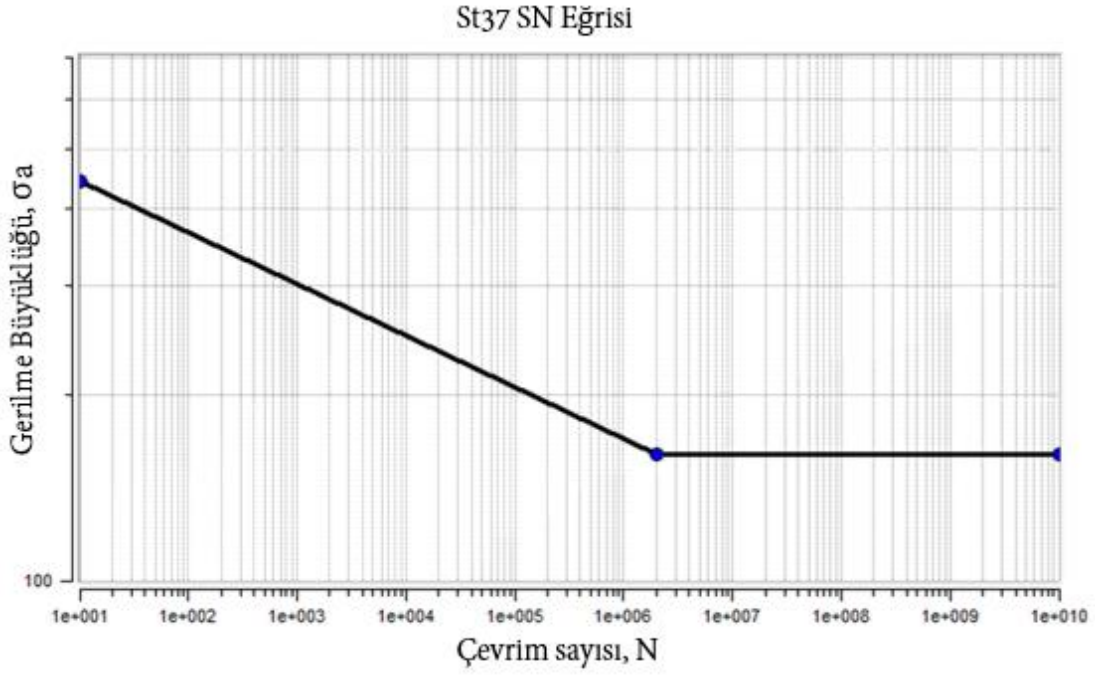
Yukarıda denklemleri paylaşılan parametreler yorulma mekanizmasını doğrudan etkiler. Örneğin R oranının 1'e eşit olduğu durumda sistem basma ve çekme gerilmesine maruz kalır. Bu sırada oluşan çatlak her bir çevrimde kapanıp açılarak büyür. R oranı 0.1'e eşitken sistem değişken çekme yüklemesi altında çalışmaktadır ve çatlak her bir çevrimde açılma yönünde hareketle karşılaşır. R oranının 0'a eşit olması ise çekme ve bırakma şeklinde bir yüklem durumu oluşturur ve çatlak açılıp

başlangıç halinde bırakılır. Her bir farklı R oranı yorulma performansını etkiler. Şekil 2.5'te farklı R oranlarına ait gerilme durumlarının zaman tabanındaki grafikleri görülmektedir.



Şekil 2.5 : Farklı R oranına sahip yüklemelerin gerilme zaman grafiği.

SN eğrisi olarak tanımlanan ve genellikle yüksek çevrimli yorulma (HCF) hesabında dikkate alınan gerilme-çevrim sayısı grafiği gerilme tabanlı numune yorulma testi ile elde edilir. Basitçe anlatmak gerekirse, belirli bir gerilme genliğine maruz bırakılan numunenin hasara uğradığı çevrim sayısı ve gerilme genliğine göre çizilir. SN eğrisi bir malzemenin yorulma performansını belirleyen temel unsurdur. Şekil 2.6'da endüstride sıklıkla kullanılan yapısal çeliklerden olan St37'nin SN eğrisi görülmektedir. SN eğrisinin çevrim sayısı eksenini genellikle logaritmik olarak ölçülendirilir ve gerilme genliğine bağlı olarak hızlı değişir. SN eğrisi düşük çevrimli yorulma (LCF) ve yüksek çevrimli yorulma (HCF) olmak üzere iki kısma ayrılır. Malzemeye göre değişkenlik göstermesine rağmen 10^4 - 10^5 çevrim sayısı sınır olarak belirlenmiştir. Bu iki bölge arasında farklı yorulma mekanizmaları etkili olur. DÇY mekanizmasında gerilme genlikleri malzemenin akma gerilmesinin üzerine çıkar ve her bir çevrimde plastik şekil değiştirme meydana gelir. Bu durumda malzemenin sünekliği plastik şekil değiştirme meydana gelirken ani kırılma olmaması yönünde önemli rol oynar. YÇY bölgesinde gerilme seviyeleri genellikle malzemenin akma dayanımının altında etkilidir ve elastik şekil değiştirme meydana gelir.



Şekil 2.6 : St37 malzemeye ait SN eğrisi.

SN eğrisini temsil edecek yani gerilme genliği ve çevrim sayısı arasındaki ilişkiyi temsil edecek birçok matematik model kurulmuştur. Gerilme tabanlı yorulma analizi yaklaşımında gerilme genliği ve çevrim sayısına bağlı eşitlik 2.4 en çok kullanılan matematik model olarak karşımıza çıkmaktadır.

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (2.4)$$

Eşitlik 2.4'te σ'_f ve b malzemeye bağlı değişkenlerdir. Bu eşitlik yalnızca $R=-1$ yani $\sigma_m=0$ olması durumunda geçerlidir. σ_m sıfırdan farklı ve sabitken kullanılmak üzere eşitlik 2.5'te paylaşılan Coffin-Manson ve Basquin matematik modeli geliştirilmiştir. Bu model aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{ea} + \varepsilon_{pa} \quad (2.5)$$

$$\varepsilon_{ea} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (2.6)$$

$$\varepsilon_{pa} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.7)$$

Eşitlik 2.5'te ε_a birim şekil değiştirme büyüklüğünü ifade eder. ε_{ea} elastik birim şekil değiştirme büyüklüğünü, ε_{pa} ise plastik birim şekil değiştirme büyüklüğünü temsil

eder. σ_f' , ϵ_f' , b ve c malzemeye bağılı sabitlerdir. Gerilme tabanlı yaklaşımla benzer şekilde R=1 durumunda geçerlidir.

2.3 Zaman Uzayında Yorulma Analizi

Mekanik sistemlerin çalışma şartları altındaki dayanımını öngörmek ürün geliştirme süreçlerinin uygulandığı endüstrinin önemli çalışma alanlarından biridir. Test ve sayısal yöntemlerin kullanımı sistemlerin dayanımlarını tespit etmek için çok sık kullanılan yöntemlerdir. Günümüzde dinamik olarak yüklenen sistemlerin dayanım performanslarını belirlenmesinde sayısal yöntemlerin kullanımı gittikçe artmaktadır. Sayısal yöntemlerinin kullanımı test maliyetlerini azaltırken daha kısa sürede sonuç alabilme olanağı sunar. Sayısal yöntemler kullanılarak daha az tasarım ve test adımı ile sonuca ulaşılabilir.

Zaman uzayında yorulma analizleri gerilme değerinin zaman tabanlı elde edilmesine dayalıdır. Test ortamında birim şekil değiştirme ölçer vasıtasıyla zaman bağılı gerilme verisi elde edilebileceği gibi sayısal yöntemler kullanılarak da elde edilebilir.

Yol titreşimlerine maruz kalan araç şasisi ve şasiye bağılı bileşenler gibi rastgele yükleme koşullarına sahip sistemlerde gerilme büyüklüğü ve tekrarlama frekansı yorulma ömrü üzerinde direkt etkiye sahiptir. Gerilme büyüklüklerinin ve frekansının sabit olmadığı bu tip yüklemeleri analiz edebilmek için zaman tabanındaki gerilme verisini rainlow çevrim sayma algortiması gibi yöntemlerle sabit genlikli parçalara ayırmak gerekir. Bu şekilde güncellenen veri Palmgren-Miner gibi hasar toplama kuralları ile toplanarak yorulma hasarı veya yorulma ömrü hesaplanabilir.

2.3.1 Yağmurakışı çevrim sayma algoritması

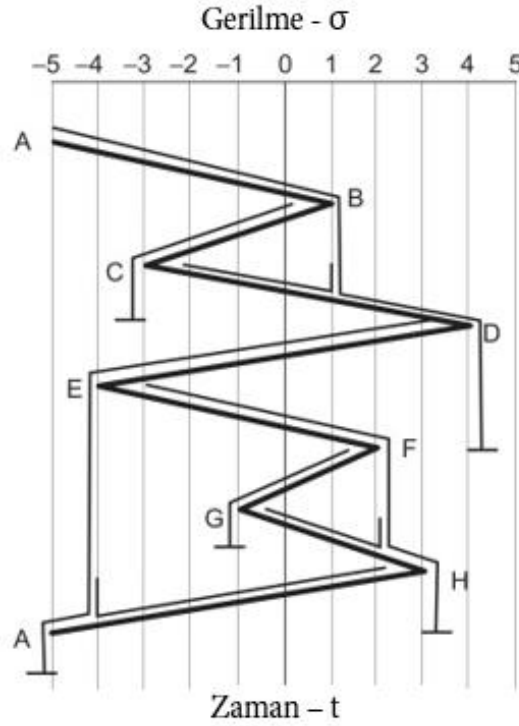
Gerilme tabanlı yorulma analizi yaklaşımının sabit gerilme büyüklüklerine dayandığı yukarıda belirtilmiştir. Ancak ne yazıkki, birçok endüstri uygulaması rüzgar, yol titreşimleri vb. etkilerden dolayı Şekil 2.7'deki gibi değişken gerilme seviyelerine neden olan yüklemelere maruz kalmaktadır. Bu karmaşık ve değişen gerilme seviyelerine sahip veriyi analiz edebilmek için sabit büyüklükteki gerilmelere sahip seri bir veriye dönüştürmek gerekmektedir. Çevrim sayma yöntemleri bu karmaşık veriyi daha basit bir kullanılabilir hale getirmeyi sağlar. Literatürde sıklıkla karşılaşılan rezervuar çevrim sayma yöntemi, tepe sayma yöntemi ve yağmurakışı

çevrim sayma yöntemi bu amaçla kullanılabilirler. Bütün bu yöntemler içerisinde yağmurakışı çevrim sayma yöntemi uygulama kolaylığından kaynaklı en popüler olanıdır. Bu nedenle bu çalışmada da yağmurakışı çevrim sayma yönteminden faydalanılmıştır.

Yağmurakışı çevrim sayma algortiması ilk olarak 1968 yılında Japonya’da geliştirilmiştir. Yöntemin ismi zaman tabanındaki bir gerilme verisini orjin etafında 90 derece döndürüldüğünde Şekil2.8’deki gibi tepe yapan gerilme değerlerinin uzakdoğu tapınaklarının çatılarına benzer bir görüntü ortaya çıkmaktadır. Bu çatılardan akan yağmur damlalarının akışına ve geçtiği tepelerin sayılmasına dayanan bu yöntem karmaşık ve değişken gerilme verisini sabit büyüklüklere ayırmayı sağlar. Bu tez çalışması kapsamında nCode yazılımının yağmurakışı çevrim sayma aracı kullanılmıştır.



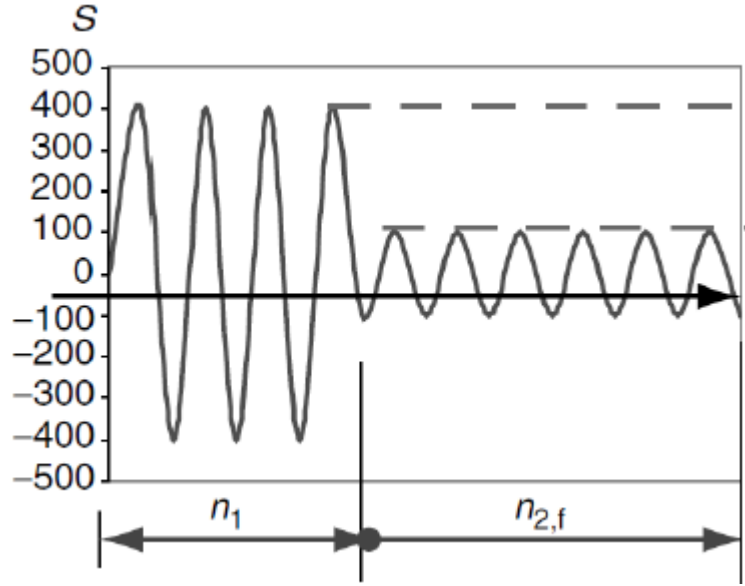
Şekil 2.7 : Değişken yüklemeye sahip sistemin gerilme zaman grafiği.



Şekil 2.8 : Şekil 2.7'deki grafiğin yağmur akışı çevrim sayma algoritması için 90° döndürülmüş hali.

2.3.2 Palmgren-Miner hasar toplama kuralı

Mekanik sistemlerin her zaman sabit büyüklükteki gerilme seviyelerine neden olan yüklemelere maruz kalmadığı önceki bölümlerde paylaşılmıştır. Yağmurakışı çevrim sayma yöntemi gibi yöntemler ile bu değişken gerilme seviyelerine sahip verileri sabit büyüklükteki serilere dönüştürürler. Şekil 2.9'deki gibi kendi içlerinde sabit gerilme büyüklüklerine sahip her bir seriyi farklı büyüklükteki sabit gerilme seviyesine sahip ayrı bir seri takip eder. Bu serilerin analiz edilip hasar hesaplanması için hasar toplama kuralına ihtiyaç duyulmaktadır. Palmgren-Miner kuralı bu nedenle geniş kullanıma sahip olan ve yorulma ömrünün tahminini sağlayan bir yöntemdir. Palmgren-Miner yöntemi ismini 1924 yılında yöntemi bulan Palmgren'den ve 1945 yılında üzerinde geliştirmelerde bulunan Miner'dan alır. Bu yöneme göre her bir sabit yüklemeye dönüştürülen serinin hasara katkısı diğer bir serinin katkısı ile doğrusal olarak toplanarak hasar hesaplanabilir. Bu şekilde bütün seriler toplanarak toplam hasar hesaplanır. Toplam hasar değeri 1'e ulaştığında yorulma hasarı meydana gelir.



Şekil 2.9 : Farklı büyüklüklere sahip gerilme zaman grafiği.

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (2.8)$$

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n D_i \quad (2.9)$$

2.4 Frekans Uzayında Yorulma Analizi

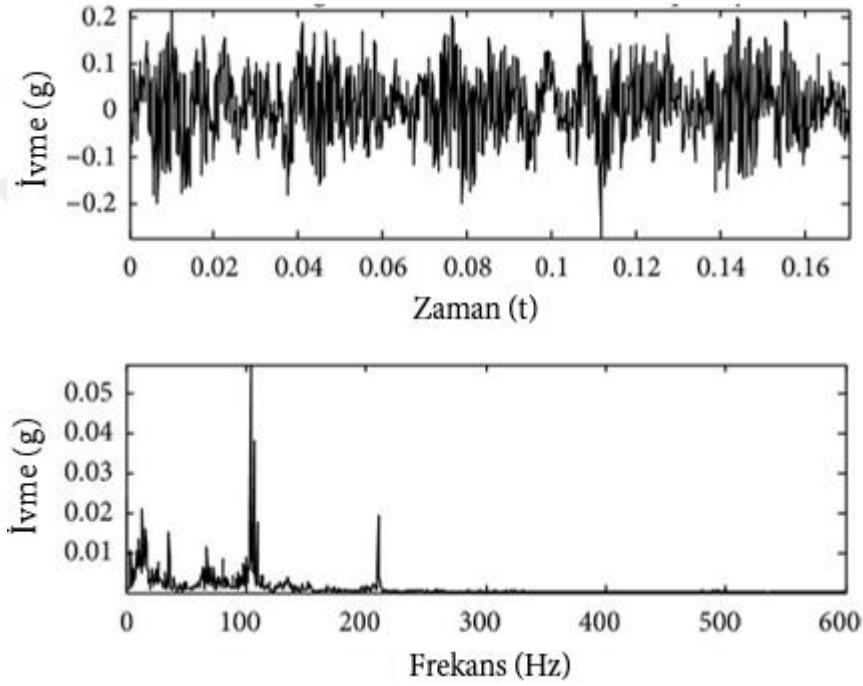
Frekans uzayında yorulma analizi yöntemleri rastgele titreşimlerden kaynaklanan yorulma hasarının analizi için uyumlu bir yöntemdir. Mekanik bir sistem doğal frekans noktasına yakın bir bölgede tahrik ediliyor ise frekans tabanlı yorulma analizi yöntemleri ile analiz edilmesi daha doğru yorulma hasarı hesaplanmasına yardımcı olur.

Frekans tabanlı yorulma analiz yönteminde yükleme bilgisi zaman tabanında ise güç spectral yoğunluğu verisine dönüştürülmüş halde kullanılır. Ayrıca sistemin doğrusal frekans cevap fonksiyonunun matematik modeli kurulmalı ve yükleme verisine karşılık gerilmenin frekans cevabı çıkarılmalıdır. Titreşim yüklemesine karşılık sistemin gerilme cevabı da güç spectral yoğunluğu formunda olur. Zaman uzayı ve frekans uzayı arasındaki dönüşüm Fourier dönüşümü yöntemi ile yapılır. Fourier dönüşüm eşitlikleri eşitlik 2.10 ve eşitlik 2.11’de görülmektedir.

$$F(w) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) * e^{-j\omega t} * dt \quad (2.10)$$

$$f(t) = \frac{1}{2*\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} F(w) * e^{j\omega t} * dt \quad (2.11)$$

Fourier dönüşümü kullanılarak zaman tabanındaki karmaşık rastgele sinyaller frekans tabanına, frekans tabanındaki sinyaller ise ters Fourier dönüşümü ile zaman tabanına dönüştürülebilirler.



Şekil 2.10 : İvme zaman grafiği ve Fourier dönüşümü ile frekans tabanında ivme grafiği.

Fourier dönüşümü yöntemi sürekli sinyaller ile kullanılırlar. Ancak gerçek mühendislik uygulamalarında zaman sinyalleri sonlu uzunlukta kaydedilebilirler. Bu tip sonlu sinyaller için bir dönüşüm yöntemine ihtiyaç duyulmuştur. Bu nedenle Cooley ve Tukey 1965 yılında hızlı Fourier dönüşümü (FFT) olarak isimlendirilen bir yöntem geliştirmişlerdir. Eşitlik 2.12’de zaman tabanındaki bir sonlu sinyali frekans tabanına dönüştüren hızlı Fourier dönüşümü denklemi paylaşılmıştır.

$$y(f_n) = \frac{2T}{N} * \sum_{k=0}^{N-1} y(t_k) * e^{-i*\left(\frac{2*\pi*k}{N}\right)*k} \quad (2.12)$$

Frekans tabanındaki bir sinyalin zaman tabanına dönüşümü ise eşitlik 2.13’de görülen ters Fourier dönüşümü yöntemi ile yapılmaktadır.

$$y(t_k) = \frac{1}{T} * \sum_{n=0}^{N-1} y(f_n) * e^{i * \left(\frac{2 * \pi * k}{N}\right) * k} \quad (2.13)$$

Eşitlik 2.12 ve eşitlik 2.13'te T y(tk) fonksiyonunun periyodu, N ise sinyaldeki veri sayısıdır.

2.4.1 Frekans cevap fonksiyonu (FRF)

Frekans cevap fonksiyonu (FRF) mekanik bir sistemin giriş sinyali ile çıkış sinyali arasındaki matematiksel ilişkidir. FRF çıkış sinyalinin giriş sinyaline göre frekans tabanında büyüklüğünü ve faz açısı bilgisini verir. Doğrusal bir mekanik sistem sinüs dalgası şeklindeki bir giriş sinyaline yine sinüs dalgası şeklinde aynı frekansta bir çıkış sinyali ile cevap verir. Bu nedenle çıkış sinyali eşitlik 2.14'te görüldüğü gibi FRF ile giriş sinyalinin çarpılması ile hesaplanabilir.

$$Giriş Sinyali * FRF = Çıkış Sinyali \quad (2.14)$$

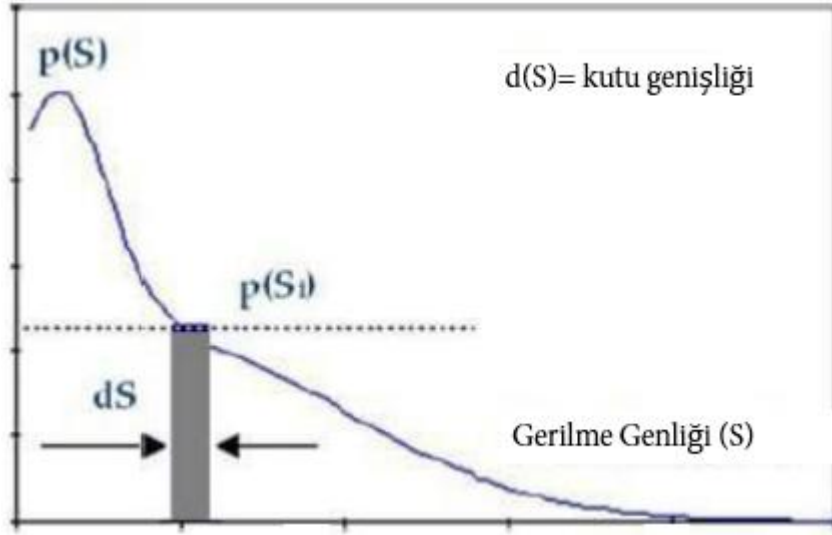
2.4.2 Güç spektral yoğunluğu (PSD)

Güç spectral yoğunluğu (PSD) zaman tabanındaki rastgele bir sinyalin frekans tabanındaki güç özellikliğidir. Zaman tabanındaki rastgele bir titreşim yükünün PSD'sini elde etmek için eşitlik 2.15'teki gibi hızlı Fourier dönüşümü yapılarak periyodun iki katına bölünmesi gerekir.

$$PSD = \frac{1}{2 * T} * |FRF|^2 \quad (2.15)$$

2.4.3 Olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF)

Matematiksel olarak gerilme genliğini histogram verisi olarak elde etmenin en uygun yolu gerilme genliğini olasılık yoğunluk fonksiyonunun çıkarılmasıdır. Frekans uzayında yorulma analizi yapmak ve yorulma ömrünü E(D) tahmin etmek için öncelikle gerilme genliğinin olasılık yoğunluk fonksiyonunun p(S) elde edilmelidir. Örnek bir gerilme genlik verisinin olasılık yoğun fonksiyonunun nasıl çıkarıldığı Şekil 2.11'de görülmektedir.



Şekil 2.11 : Gerilme genlik verisinin olasılık yoğunluk fonksiyonu grafiği.

Bir gerilme genliği histogramından olasılık yoğunluk fonksiyonunun elde edilebilmesi için kutu genişliği ($d(S)$) ve histogramdaki toplam çevrim sayısı (S_t) bilinmelidir. Kutu genişliği ($d(S)$) ile herhangi bir gerilme seviyesindeki olasılık yoğunluk fonksiyonu değeri ile çarpıldığında ($p(S)$) o gerilme seviyesindeki gerilme genliğinin olasılığını verir. Bu olasılık değeri histogramdaki toplam çevrim sayısı (S_t) değeri ile çarpıldığında bu gerilme genliğindeki toplam çevrim sayısı ($N(S)$) eşitlik 2.16'daki gibi elde edilir.

$$N(S) = p(S) * dS * S_t \quad (2.16)$$

2.4.4 Frekans uzayında çevrim sayma yöntemi

Bölüm 1.2'de bahsedildiği gibi Dirlik yöntemi frekans tabanlı çevrim sayma yöntemleri arasında doğruluk açısından en çok kullanılan yöntemdir. Turan Dirlik Monte Carlo tekniğinden esinlenerek gerilme genliklerine ait çevrim sayısının olasılık yoğunluk fonksiyonunun belirlendiği bir ampirik yöntem geliştirmiştir. Yorulma hasarı (D), Dirlik yönteminden faydalanılarak çevrim saymanın sonrasında eşitlik 2.17'deki gibi hesaplanır. Eşitlik 2.17'de m ve A sabitleri SN eğrisinden elde edilirler.

$$D = \left(\frac{1}{2^{m \cdot A}} \right) * \int_0^\infty S^m * N(S) * d(S) \quad (2.17)$$

Eşitlik 2.17'deki $N(S)$ bir gerilme genliğindeki çevrim sayısıdır ve eşitlik 2.18 ile elde edilir. Eşitlik 2.18'de v_p tepe oranı, τ ise hesap edilen zaman verisini süresidir.

$$N(S) = v_p * \tau * p(S) \quad (2.18)$$

Bir gerilme gendiliğinin olasılık yoğunluk fonksiyonu değerini en doğru veren ifade Dirlik tarafından geliştirilen ve eşitlik 2.19’da görülmektedir.

$$p(S) = \frac{\frac{D_1}{Q} * e^{-\frac{Z}{Q}} + \frac{D_2 * Z}{R^2} * e^{\frac{-Z^2}{2 * R^2}} + D_3 * Z * e^{-\frac{Z^2}{2}}}{2 * \sqrt{m_0}} \quad (2.19)$$

Eşitlik 2.19’da S gerilme genliğidir. Eşitlik 2.18 ve eşitlik 2.19’daki diğer parametreler Şekil 2.12’de paylaşılmıştır.

$$D_1 = \frac{2 * (x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2}, \quad D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R}, \quad D_3 = 1 - D_1 - D_2, \quad Q = \frac{1,25 * (\gamma - D_3 - D_2 * R)}{D_1}$$

$$R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}, \quad Z = \frac{S}{2 * \sqrt{m_0}}, \quad x_m = \frac{m_1}{m_0} * \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}, \quad v_p = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}}, \quad \gamma = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 * m_4}}$$

Şekil 2.12 : Gerilme genliği hesabında kullanılan parametreler.



3. YORULMA TESTLERİ

3.1 Giriş

Ağır ticari araçlar Şekil 3.1'deki görüldüğü gibi ağır yükleme koşullarına sahip pistlerde yol testleri ile test edilmektedir. Bu testlerin amacı yapılan tasarımlar son kullanıcıya ulaşmadan önce dayanımlarını doğrulamaktır. Testlerde toplanan titreşim verileri istatistiksel olarak incelenmiş ve istatistiksel özellikleri Çizelge 3.1'de paylaşılmıştır. Titreşim verilerinin istatistiksel özellikleri değerlendirildiğinde yükleme koşullarının Gaus tipi ve durağan olmadığı görülmüştür. Tez çalışması kapsamında yol testlerinde toplanan verilere uygun özelliklere sahip çok sayıda titreşim sinyali üretilip numune testlerinde kullanılmıştır.

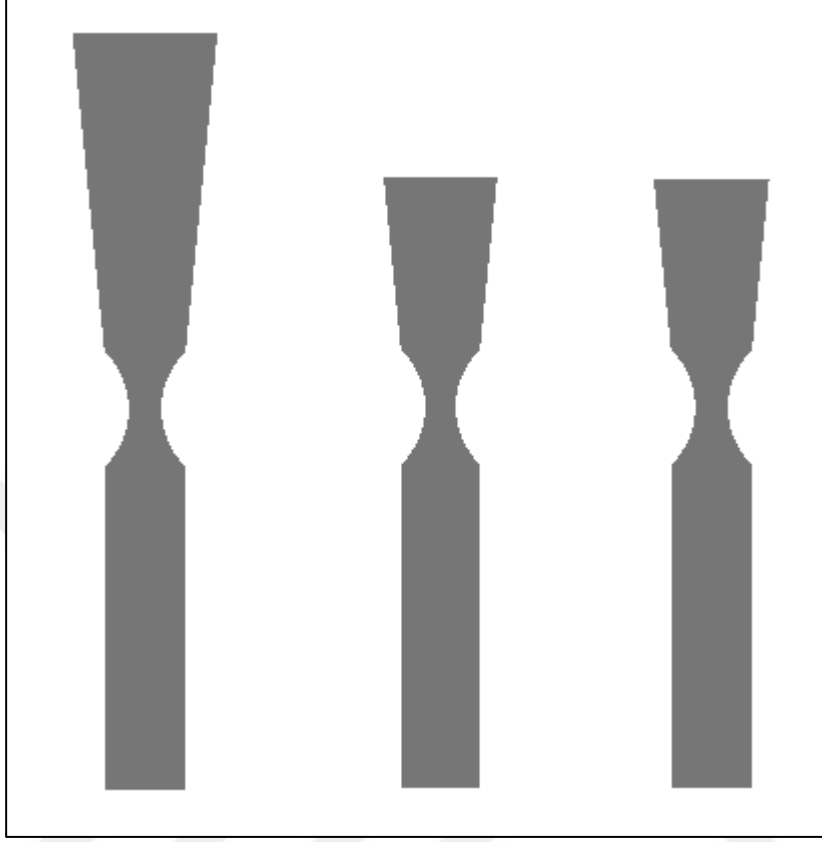


Şekil 3.1 : Ford Otosan Eskişehir Ağır Ticari Araç Test Pisti.

3.2 Yorulma Testi Numune Tasarımı ve Özellikleri

Yorulma testleri, numuneler ile korunumlu ortamda elektromanyetik titreşim tezgahında gerçekleştirilmiştir. Numuneler ağır ticari araçların şasi ve bağlantı parçalarının genel malzemesi olan St37 yapısal Çelik malzemeden üretilmiştir. Titreşim numuneleri titreşim tezgahına bir sabitleyici mekanizma ile bağlanmıştır. Test edilen numunelerin yükleme koşullarına uygun doğal frekansa sahip olmalıdır. Numunenin doğal frekansı test süresi açısından kritik öneme sahiptir. Ayrıca numunelerin geometrisi hızlı kırılmayı sağlayacak şekilde çentiğe sahip olması hedeflenmiştir. Şekil 3.2'de tasarlanan numuneler ve boyutları görülmektedir. Bu

çalışmada test süresi ve yorulma hasar bölgesi gibi kısıtlardan dolayı Numune-3 ile testler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.2 : Yorulma testi numuneleri tasarımı soldan sağa: Numune-1, Numune-2, Numune-3.

Yukarıda da bahsedildiği gibi numuneler tasarlanırken yorulma hasar süresi, üretime ve titreşim tezgahı sabitleme mekanizmasına uygunluk gibi kısıtlar göz önünde bulundurulmuştur. Titreşim test tezgahı numune testleri dışında ürün geliştirme süreçlerinde de kullanıldığından dolayı numune testlerinin gerçekleştirilmesi için süre önemli kısıtlardan biri olmuştur. Test edilecek numunelerin doğal frekansının yüksek olması, doğal frekans noktasına yakın noktalarda frekansta bir titreşim verisi ile test edilirken bir saniye içerisinde doğal frekans sayısı kadar tekrara sahip yüklemeye maruz kalır ve gerilme seviyeleri rezonans nedeniyle girişe verisine karşılık yüksek olur. Bu durumda numunelerin yorulma ömrü kısa olacağı ve test sürelerinin kısıllanacağı düşünülmüştür.

Tasarlanan numunelerin doğal frekansları Çizelge 3.1’de paylaşılmıştır. Tabloda görüldüğü üzere Numune-3 tasarlanan numuneler arasında en yüksek frekansa sahiptir. Ayrıca tasarımlara eklenen çentik bölgesinde en yüksek gerilme değeri

gözlemlenmektedir. Bu nedenle tez çalışması kapsamında Numune-3'ün kullanılması kararlaştırılmıştır.

Çizelge 3.1 : Numune doğal frekansları.

Numune Tasarımı	Doğal Frekans
Numune-1	67 Hz
Numune-2	100 Hz
Numune-3	147 Hz

3.3 Yorulma Test Sinyali Hazırlama

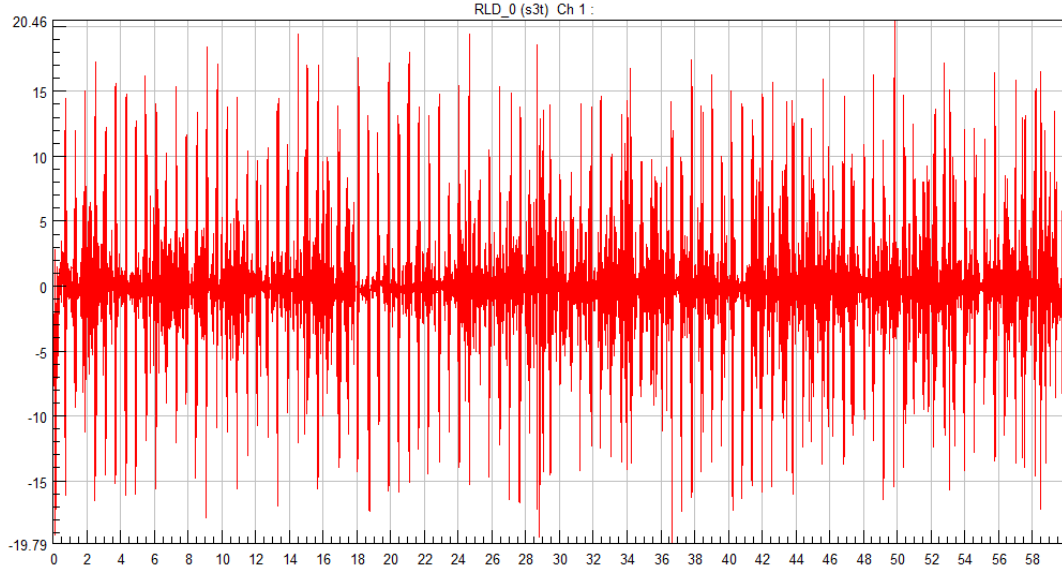
Ford Otosan Eskişehir Fabrikası ağır ticari araç test pistinde test edilen araçlardan alınan titreşim sinyalleri yoldan gelen titreşimler olarak bu tez çalışmasında dikkate alınmıştır. Sinyallerin özelliklerin incelenmeden sinyal işleme yöntemleri uygulanmış ve sinyallerin hasara sebep olmayan kısımları veri akışından çıkarılarak özellikler incelenmiştir. İşlenen ve incelenen sinyallerin temel özellikleri aşağıda sıralanmıştır.

- Basıklık değeri 4 ile 10 arasında değişkenlik göstermektedir.
- Yatıklık değeri -0.3 ile 0.3 arasında değişkenlik göstermektedir.
- Ortalama değerleri 0'a yakındır yani titreşim verisi 0 etrafında salınım yapar.

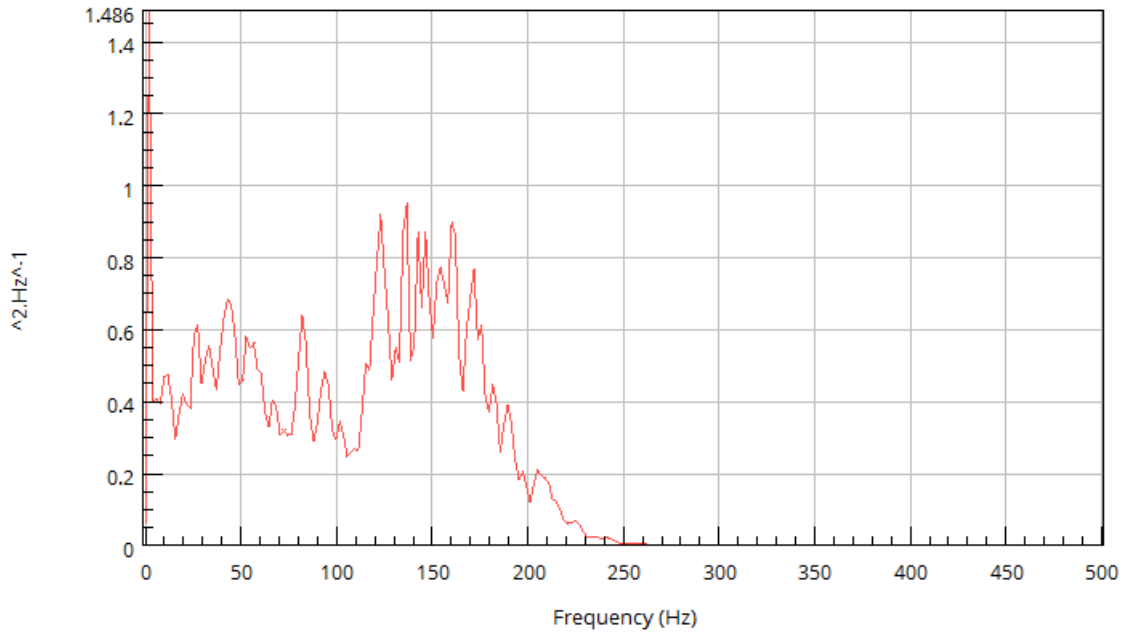
Yukarıda sıralanan özellikler göz önünde bulundurulduğunda titreşim sinyallerinin Gauss tipi olmadığı gözlemlenmiştir. Ayrıca bu titreşim sinyalleri nCode yazılımının Kolmogorov-Smirnov durağanlık testi aracı ile test edildiklerinde durağan olmadıkları sonucu ortaya çıkmıştır.

Yol titreşimleri ile benzer özelliklere sahip numune test sinyalleri üretimi yol titreşimler gauss tipi olmadığı ve durağan sinyal olmadığı için hazır paket yazılımlar ile elde edilmesi zordur. Bu nedenle iki yeni yöntem çalışılmıştır. İlk yöntem yol testlerinde toplanan titreşim sinyallerinin işlenerek eldeki sinyallerin varyasyonundan oluşan sinyallerin üretilmesine dayanmaktadır. Bu yöntem ile elde edilecek sinyal sayısı ve özelliği sınırlı ve elle uygulama gerektiğinden zaman açısından verimsiz bir yöntemdir. Bu yöntem ile ilk analiz çalışmaları gerçekleştirilmiş ve yeni yöntem arayışına girilmiştir. İkinci yöntem ise MATLAB programında hazırlanan rastgele farklı genliklere sahip sinyallerin kendi içlerinde varyasyonlarının elde edilip talep edilen özellikleri uymayan siyanllerin elenmesine dayalı bir yöntemdir. İkinci yöntem ile Şekil 3.3'de ilk örneği görülen ikiyüz adet farklı sinyal talep edilen basıklık, genlik

ve yatıklık özelliklerine göre MATLAB yazılımında üretilmiştir. Şekil 3.3'te görülen zaman tabanındaki gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyal Şekil 3.4'te frekans tabanında paylaşılmıştır.



Şekil 3.3 : MATLAB kodu ile üretilen titreşim sinyali.

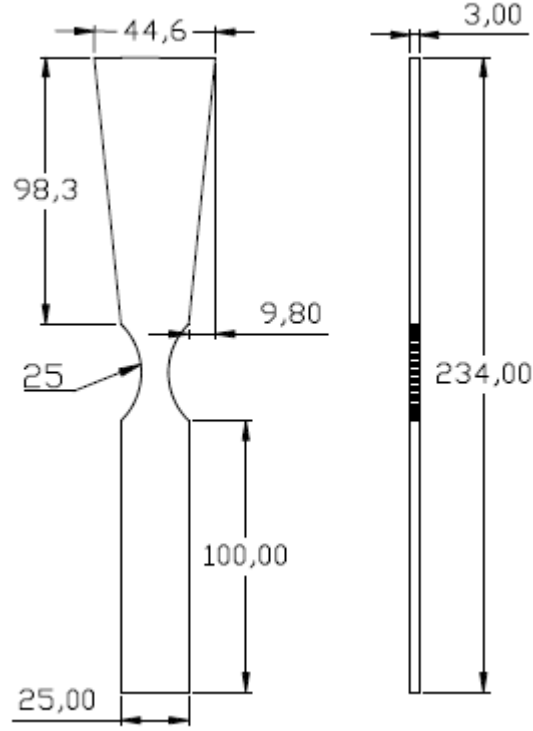


Şekil 3.4 : Şekil 3.3'teki sinyalin güç spektral yoğunluğu.

3.4 Yorulma Test Sisteminin Tanımı

Yorulma testi için teknik boyutları Şekil 3.5'te görülen numuneler St37 malzemeden üretilmiştir. Bu numuneler yapısı sabitleme mekanizması (Şekil 3.6) ile TIRA marka

titreşim tezgahına bağlanmıştır. TIRA titreşim tezgahı zaman ve frekans tabanındaki titreşim sinyallerini girdi olarak kullanıp 0 Hz ile 2000 Hz arasında tek eksenle tahrik uygulayabilmektedir. Numunelerin maruz kalması hedeflenen sinyal tezgahın tablası üzerinden ivme ölçer tarafında alınan sinyal ile kontrol edilir. Bunun yanında sabitleme mekanizması üzerinden de titreşim verisi toplanarak oldukça korunumlu bir testin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir.

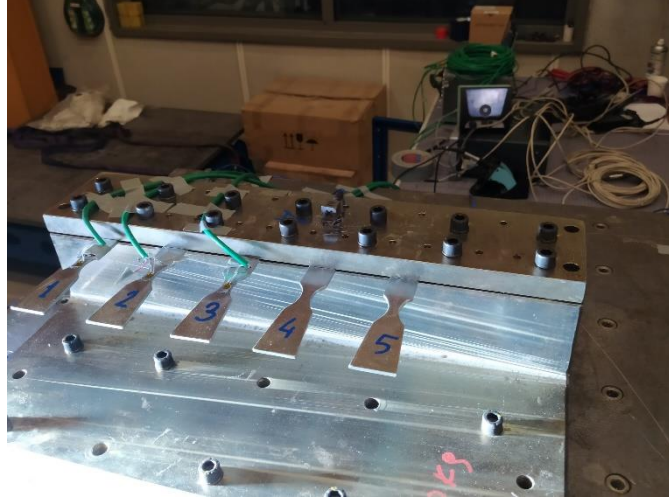


Şekil 3.5 : Titreşim numunesi teknik boyutları.



Şekil 3.6 : TIRA marka elektromanyetik titreşim tezgahı.

Test numunelerinin doğal frekans noktasını deneysel yöntemlerle belirlemek amacıyla birim şekil değiştirme ölçer ile kritik kesitten Şekil 3.6’da görüldüğü gibi veri toplanmıştır. Şekil 3.7’de numune sabitleme mekanizması da görülmektedir. Bu mekanizma aynı anda altı adet numunenin test edilmesine olanak vermektedir.



Şekil 3.7 : Numune sabitleme mekanizması.

Birim şekil değiştirme ölçer ile toplanan veri tasarlanan numunenin modal analizi sonuçları ile karşılaştırıldığında test verisi ile analiz sonucu arasında fark olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sebebinin birim şekil değiştirme ölçerin kablolarından gelen katılık ve kütle etkisi olacağı düşünülmüştür. Bu durumun üstesinden gelmek amacıyla birim şekil değiştirme ölçer yapıştırılmamış numuneler ile sinus sinyali tarama testi yapılırken numunelerin yüksek hızlı kamera ile görüntüleri kaydedilmiş (Şekil 3.8) ve bu görüntü verisi işlenerek doğal frekans tayini yapılmıştır.



Şekil 3.8 : Yüksek hızlı kamera kurulumu.

3.5 Yorulma Testleri ve Sonuçları

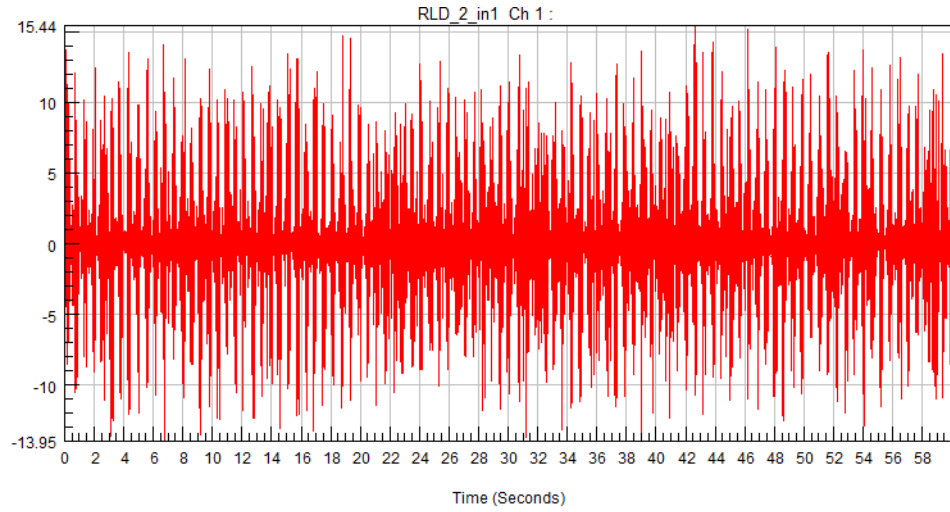
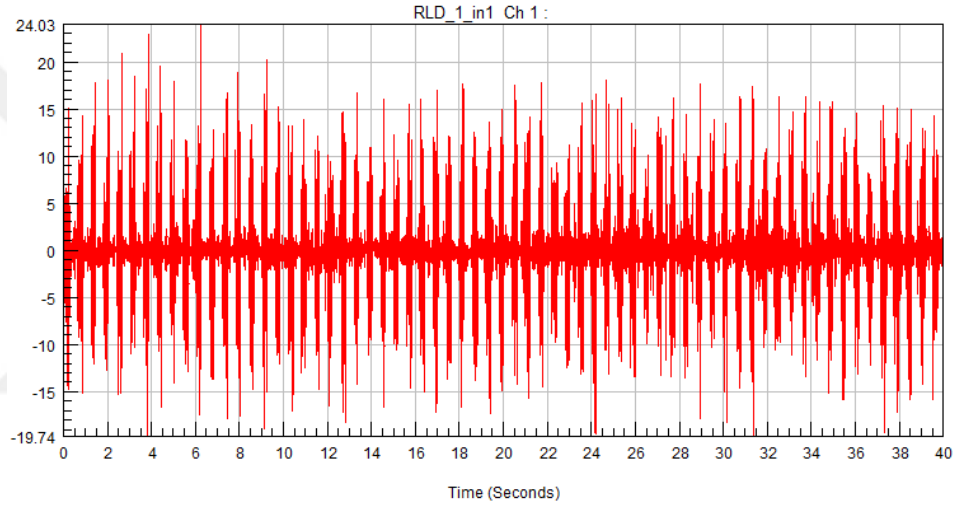
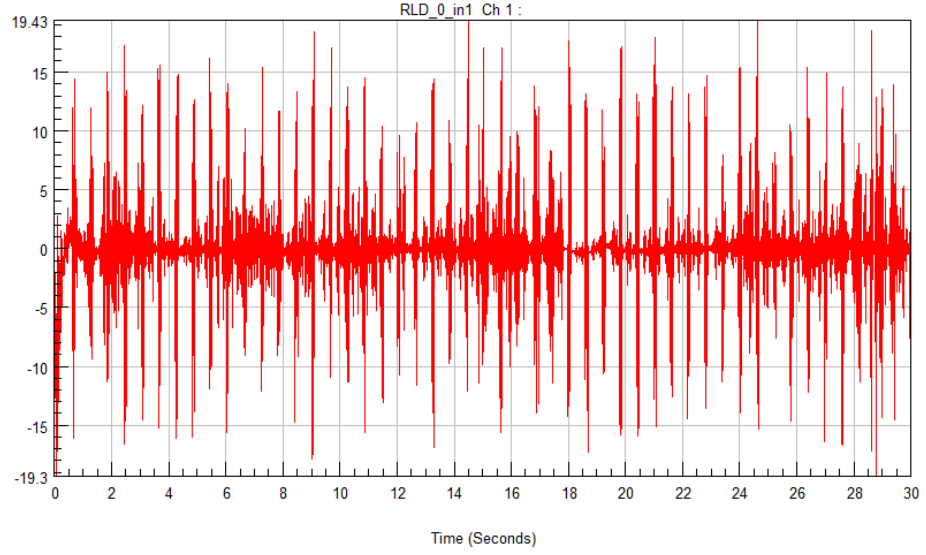
Yorulma testleri için numuneler tasarlandıktan sonra üretim sürecine geçilmiş ve yüz adet Numune-3 üretilmiştir. Test sistemi bir önceki bölümde anlatıldığı gibi hazırlanmıştır. Test sırasında hızlı kamera görüntüsü, birim şekil değiştirme ölçer ve ivme verisi toplamanın yanında numunelerin çatlak ve kırılma durumu da kontrol edilmiştir.

Test sırasında titreşim tezgahında çalınmak üzere üç adet titreşim sinyali hazırlanmıştır. Bu sinyaller gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyallerdir. Test sinyallerinin istatistiksel özellikleri Çizelge 3.2’de paylaşılmıştır.

Çizelge 3.2 : Test sinyallerinin istatistiksel özellikleri.

Sinyal	Sinyal süresi (s)	Basıklık	Yatıklık
Sinyal-1	30	7.071	0.11365829
Sinyal-2	40	8.634	0.08069573
Sinyal-3	60	11.408	0.21724199

Yukarıdaki sinyallerin zaman tabanındaki ivme grafikleri Şekil 3.9’da paylaşılmıştır. Bu sinyallerin istatistiksel özelliklerine bakıldığında Sinyal-1, Sinyal-2 ve Sinyal-3’ün gauss tipi olmadığı ve durağan olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.9 : Gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyallerin zaman tanındaki ivme grafikleri, yukarıdan aşağıya sırasıyla Sinyal-1, Sinyal-2 ve Sinyal-3.

Hazırlanan sinyaller ile numuneler kırılana kadar koşulacak şekilde üç adet yorulma testi gerçekleştirilmiştir. Her sinyal için koşulan testte sabitleme mekanizmasına beş adet numune bağlanmıştır. Kontrol amaçlı toplanan birim şekil değiştirme ve görüntü testi sırasında kullanılan numuneler yorulma testlerinde kullanılmamıştır.

Yorulma testlerinin sonuçları numune ve sinyal bazlı olarak Şekil 3.10’da paylaşılmıştır. Bu elde edilen yorulma ömrü verileri sonraki bölümlerde detaylı incelenecek ve matematiksel yöntemlerde hesaplanan sonuçlar ile karşılaştırılacaktır.

Test-1					
Kullanılan Sinyal	Sinyal-1				
Numune Numarası	1	2	3	4	5
Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	776	943	1035	1122	714
Yorulma Ömrü (saat)	6.5	7.9	8.6	9.4	6.0
Ortalama Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	918				
Ortalama Yorulma Ömrü (saat)	7.7				
Test-2					
Kullanılan Sinyal	Sinyal-2				
Numune Numarası	1	2	3	4	5
Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	767	754	794	856	719
Yorulma Ömrü (saat)	8.5	8.4	8.8	9.5	8.0
Ortalama Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	778				
Ortalama Yorulma Ömrü (saat)	8.6				
Test-3					
Kullanılan Sinyal	Sinyal-3				
Numune Numarası	1	2	3	4	5
Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	488	638	543	685	706
Yorulma Ömrü (saat)	8.1	10.6	9.1	11.4	11.8
Ortalama Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	612				
Ortalama Yorulma Ömrü (saat)	10.2				

Şekil 3.10 : Yorulma test sonuçları.

4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

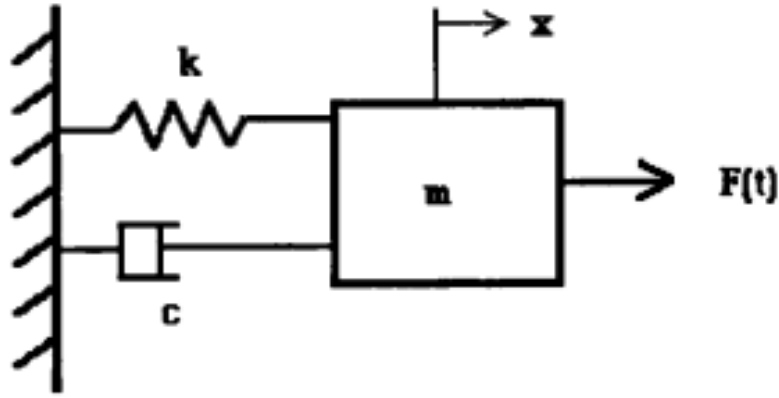
4.1 Giriş

Sonlu elemanlar yöntemi son yıllarda karmaşık mühendislik problemlerinin çözümünde sıklıkla tercih edilen bir yöntem olmuştur. Sonlu elemanlar yönteminden faydalanarak zorlu geometrilere sahip bileşenler küçük elemanlara bölünerek analiz edilirler ve bu küçük elemanlara sonlu elemanlar denir. Sonlu elemanlar birbirlerine düğüm noktası olarak isimlendirilen noktalardan bağlanırlar. Bu düğüm noktaları üzerinden hesaplamalar yapılarak problemler çözülür. Sonlu elemanların matematiksel özellikleri şekil fonksiyonları ile açıklanabilir. Şekil fonksiyonları sonlu elemanların geometrik tipine yani düğüm noktası sayısına ve yükleme tipine göre değişir. Örneğin 1 boyutlu (1D) bar elemanın şekil fonksiyonu bar eksenini boyunca yer değiştirmesinin doğrusal bir fonksiyonudur. Sonlu elemanlar karmaşık geometrilerin ve yükleme koşullarının yüksek mertebeden şekil fonksiyonları ile çözülerek daha doğru sonuçlar elde edilmesini sağlar. Sonlu elemanlar yönteminden faydalanılarak bir sistemin statik ve dinamik yükleme koşulları altında davranışı hesap edilebilir. Bu tez kapsamında sonlu elemanlar yöntemlerinin çoğunlukla uygulandığı modal analizler ve zorlanmış titreşim analizleri üzerinde çalışılmıştır.

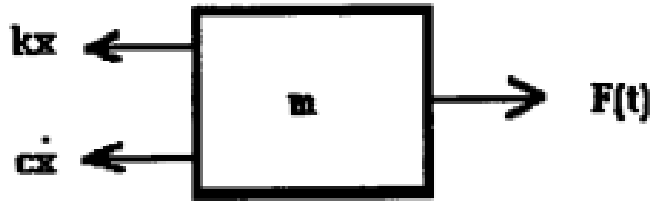
4.2 Modal Analiz

Sonlu elemanlar yöntemleri ile doğal frekans ve mod şekillerinin nasıl elde edildiğini incelemek için öncelikle sistemlerin dinamik davranışını anlamamız faydalı olacaktır.

Şekil 4.1’de bir serbestlik dereceli kütle yay sistemi görülmektedir. Kütle yay sisteminin hareket denklemini elde etmek için m kütlesine etkiyen kuvvetler belirlenmelidir. Bu nedenle sistemin serbest cisim diyagramını Şekil 4.2’deki gibi çıkarabiliriz. Bir serbestlik dereceli kütle yay sisteminin hareket denklemi eşitlik 4.1’deki gibi yazılır.



Şekil 4.1 : Bir serbestlik dereceli kütle yay sistemi.



Şekil 4.2 : Bir serbestlik dereceli kütle yay sistemine ait serbest cisim diyagramı.

Newtonun 2. Hareket Yasası m kütlelerine uygulanırsa eşitlik 4.1'deki ikinci mertebeden doğrusal sıradan diferansiyel denklem elde edilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (4.1)$$

Eşitlik 4.1'in çözümü her bir t zamanı için m kütlelerinin konumunu zamanın bir fonksiyonu olarak verir. Ancak, modal analiz ile sönümsüz serbest titreşim sisteminin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin elde edilmesi hedeflendiği için sistemin serbest titreşim halindeki hareket denklemi eşitlik 4.2'deki gibi elde edilmelidir.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (4.2)$$

Eşitlik 4.2'deki sönümsüz serbest titreşim sisteminin hareketini harmonic olarak Kabul edersek hareket denklemi eşitlik 4.3'teki gibi çıkarılır.

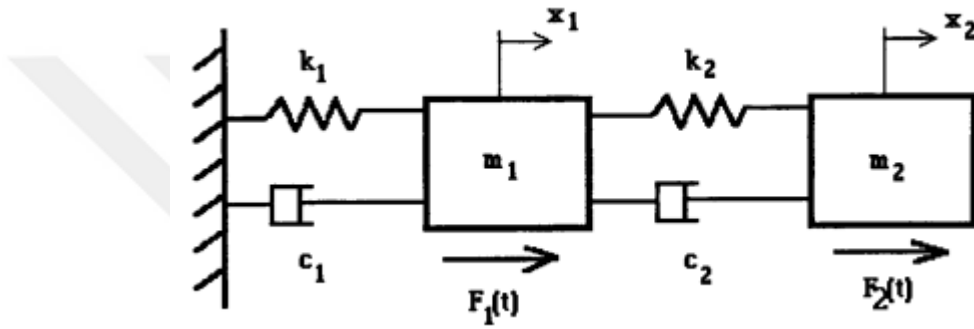
$$x(t) = x_0 e^{i\omega t} \quad (4.3)$$

$$-m\omega^2 x_0 e^{i\omega t} + kx_0 e^{i\omega t} = 0 \quad (4.4)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.5)$$

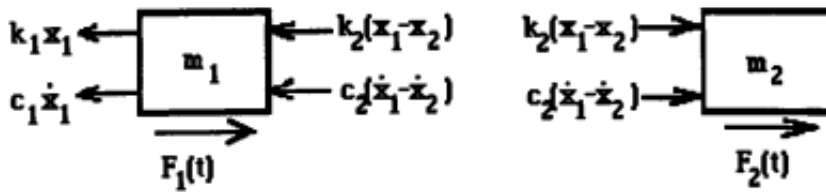
Eşitlik 4.5'te paylaşılan ω değeri tek serbestlik dereceli kütle yay sisteminin doğal frekansıdır. Tek serbestlik dereceli kütle yay sisteminin yalnızca bir doğal frekansı vardır.

Çok serbestlik dereceli kütle yay sisteminin doğal frekanslarının elde edilmesi de tek serbestlik dereceli sistemindeki yöntem ile benzerlik gösterir. Şekil 4.3'te yalnızca X ekseninde doğrusal olarak hareket eden iki serbestlik dereceli kütle yay sisteminin görseli paylaşılmıştır.



Şekil 4.3 : İki serbestlik dereceli kütle yay sistemi

Şekil 4.4'te Şekil 4.3'teki iki serbestlik dereceli kütle yay sisteminin serbest cisim diyagramı görülmektedir.



Şekil 4.4 : İki serbestlik dereceli sistemin serbest cisim diyagramı.

Tek serbestlik dereceli sistemin hareket denkleminde yaptığımız gibi her bir kütleyle Newton'un 2. hareket yasası uygulanırsa eşitlik 4.6 ve eşitlik 4.7 elde edilir.

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = F_1(t) \quad (4.6)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = F_2(t) \quad (4.7)$$

Bu yöntem çok serbestlik dereceli sistemlerin hareket denklemini elde etmek için de benzer şekilde uygulanabilir. Her bir serbestlik derecesi için bir adet denklem elde edilir. Bu eşitlikler matris formunda eşitlik 4.8'deki gibi yazılabilir.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F(t)\} \quad (4.8)$$

- [M] : Sistemin simetrik kütle matrisi
[C] : Sistemin simetrik sönüm matrisi
[K] : Sistemin simetrik katılık matrisi
{X} : Sistemin yer değiştirme vektörü
{\dot{X}} : Sistemin hız vektörü
{\ddot{X}} : Sistemin ivme vektörü
{F(t)} : Sistemin ivme vektörü

Sistemin doğal frekanslarını ve mod şekillerinin hesaplanabilmesi için sistemin serbest titreşim yapan ve sönümsüz olduğu kabul edilirse eşitlik 4.8 eşitlik 4.9'a dönüşür.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = \{0\} \quad (4.9)$$

Sönümsüz serbest titreşim sisteminin hareketinin harmonik olduğunu kabul edersek eşitlik 4.9'deki diferansiyel denklemin çözümü eşitlik 4.10 olur.

$$\{X\} = \{X_0\}e^{i\omega t} \quad (4.10)$$

Eşitlik 4.10'u eşitlik 4.9'da yerine koyduğumuzda eşitlik 4.11 elde edilir.

$$-\omega^2[M]\{X_0\} + [K]\{X_0\} = \{0\} \quad (4.11)$$

$$-\omega^2[K]^{-1}[M]\{X_0\} + \{X_0\} = \{0\} \quad (4.12)$$

$$[D]\{X_0\} = \lambda\{X_0\} \quad (4.13)$$

$$[D] = [K]^{-1}[M] \quad (4.14)$$

$$\lambda = \frac{1}{\omega^2} \quad (4.15)$$

Eşitlik 4.12 özdeğer probleminin klasik gösterilişidir. Bu eşitlikte özdeğerler λ ve özvektörler yer değiştirme vektörü ile temsil edilmektedir. Bu denklemin çözümü sistemin serbestlik derecesi ile aynı sayıda özdeğer ve özvektör çifti elde edilmesini

sağlar. Hesaplanan özdeğerler sistemin doğal frekanslarını özvektörler ise mod şekillerini verir. Sistemin özdeğer ve özvektörlerinin yani doğal frekans ve mod şekillerinin elde edilmesi zorlanmış titreşimler karşısında sistemin cevabının modal süperpozisyon yöntemlerinden de yararlanılarak elde edilmesini sağlar. Sistemdeki sönümün etkisi bu analizlerde hesaba katılır.

Özdeğer probleminin çözümü için kullanılan birçok teknik vardır. Ticari sonlu elemanlar analizi yazılımlarında sıklıkla karşılaşılan yöntemler Inverse, Givens, modifiye edilmiş Givens, Householder, modifiye edilmiş Householder ve Lanczos yöntemleridir. Bu tez çalışması kapsamında yapılan modal analizlerde (özdeğer problem çözümünde) Lanczos yöntemi kullanılmıştır.

Lanczos yönteminde blok olarak kaydırmış yineleme algoritması kullanılır. Lanczos en yeni ve büyük problemlerin çözümünde zaman açısından verimli olan yöntemdir.

4.2.1 Doğal frekans analizi ve mod şekli ile ilgili değişkenler

Özdeğer hesaplama adımı tamamlandıktan doğal frekanslar elde edildikten sonra genelleştirilmiş kütle, modal katılım faktörleri, verimli kütle ve kompozit modal sönümleme parametreleri her bir mod için hesaplanır. Bu parametreler takip eden doğrusal dinamik analiz adımlarında kullanılır.

4.2.1.1 Genelleştirilmiş kütle

Bir sistemde mod α için genelleştirilmiş kütle değeri eşitlik 4.16'daki gibidir.

$$m_{\alpha} = X_{\alpha}^N M^{NM} X_{\alpha}^M \quad (4.16)$$

Eşitlik 4.16'da M^{NM} sistemin yapısal kütle matrisi, X_{α}^N ise sistemin özvektörüdür. N ve M üstelleri de modelin serbestlik derece sayısını temsil eder. Bu tez çalışmalarında kullanılan Abaqus Standart yazılımı kullanıcının iki tip özvektör normalizasyon yöntemi arasında seçim yapmasına izin verir. Abaqus Standart özvektör içerisindeki en büyük değeri birim olacak şekilde ölçeklendirir yada her bir özvektörü genelleştirilmiş kütlenin birim olması için normalize eder. Farklı normalizasyon yönteminin seçilmesi modal analizi takip eden dinamik analizlerin sonuçlarını etkilemez.

4.2.1.2 Modal katılım faktörleri

Bir yapısal sistemde mod α ve i yönü için $\Gamma_{\alpha i}$ bu modun x-, y- ve z- eksenlerinde öteleme ve dönme hareketlerinden hangilerinin daha fazla etkisi altında olduğunu tarif eden değerler modal katılım faktörleridir.

4.3 Modal Süperpozisyon Yöntemleri ile Doğrusal Dinamik Analizler

Modal süperpozisyon yöntemlerinden yararlanılarak uygulanan doğrusal dinamik analizler hesaplama açısından verimli iken sistemin dinamik davranışlarını inceleme açısından da faydalı sonuçlar verirler. Modal süperpozisyon ile uygulanan doğrusal dinamik analiz yöntemleri, genel doğrusal olmayan analizler için kullanılan doğrudan birleştirme yöntemlerine göre oldukça verimlidir.

Modal süperpozisyon yönteminde temel olarak sistemin tahrike karşı cevabı çok az mod sayısı kullanılarak elde edilebilir. Bu yüzden bir sistemin dinamik analizi yapılırken tahrik frekansı bölgesindeki doğal frekanslarının elde edilmesi genellikle yeterlidir. Burada kullanılan teknik süperpozisyon ve diklik ilkelerinden dolayı yalnızca doğrusal analizlerde uygulanabilirler.

Bu tez çalışmasında zaman tabanlı ve frekans tabanlı dinamik analizler modal süperpozisyon yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Zaman tabanlı dinamik analiz yöntemleri ile sistemin zaman tabanında tahrik verisi karşısında zaman tabanındaki cevabı elde edilir. Sistemin cevabı zaman tabanında toplanır.

Frekans tabanlı dinamik analizlerde denge durumundaki doğrusal dinamik analiz yöntemi kullanılmıştır. Denge durumundaki doğrusal dinamik analizlerde sisteme etkiyen sürekli harmonik tahrikler altında sistemin doğrusal cevabı elde edilir. Zaman tabanlı doğrusal analiz yönteminde olduğu gibi denge durumundaki doğrusal dinamik analizlerde de önceki adımda elde edilen modlar ve parametreleri sistemin frekans tabanındaki cevabının hesaplanmasında kullanılır.

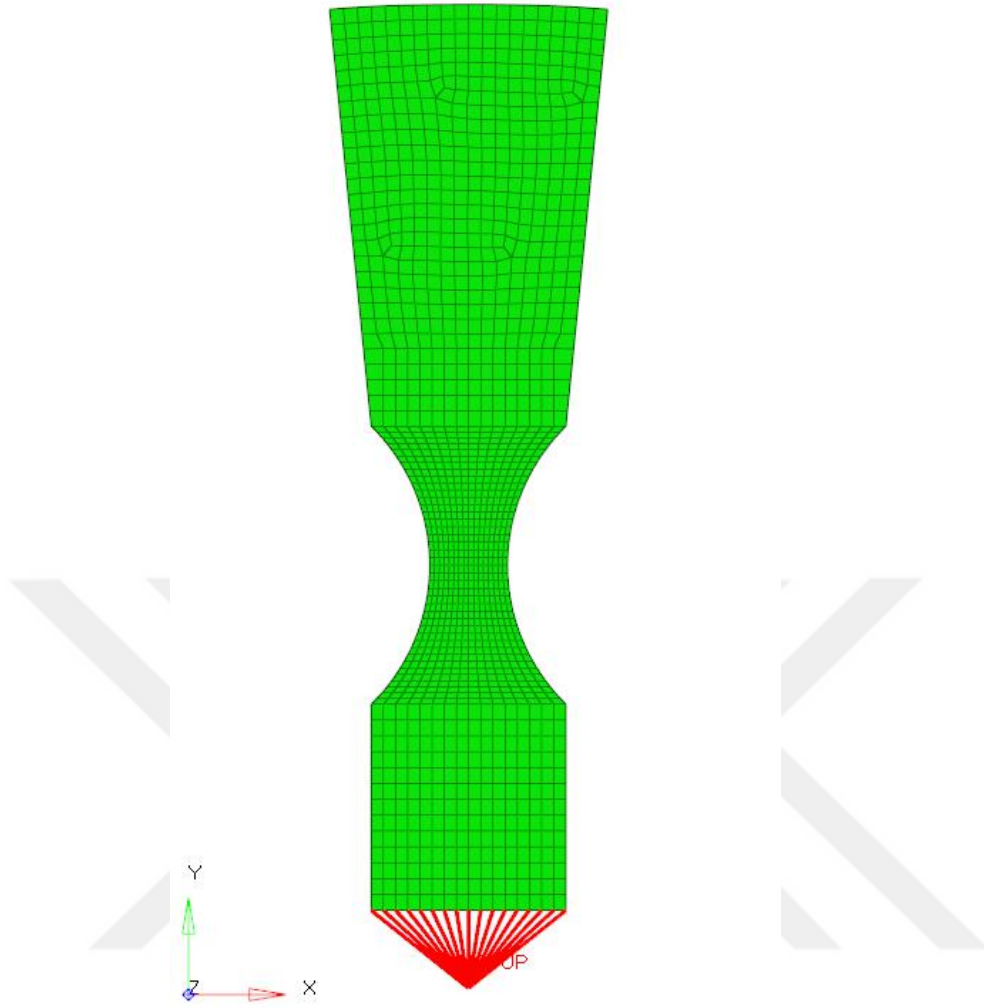
5. TEST VE ANALİTİK ÇALIŞMALARIN KORELASYONU

Yorulma testleri ile elde edilen numune yorulma ömürlerinin zaman ve frekans uzayında yorulma analizi yöntemleri ile doğrulanması amaçlanmaktadır. Zaman ve frekans uzayında yorulma analizleri Abaqus Standart yazılımı ile edilen sonlu elemanlar analizi sonuçları kullanılarak nCode yazılımında hesaplanmıştır. Frekans uzayında ve zaman uzayında mod kaynaklı dinamik analizler Abaqus Standart yazılımında gerçekleştirilmiştir. Test numunelerinin St37 malzemesinin özellikleri nCode malzeme kütüphanesi referans alınarak kullanılmıştır. Zaman uzayında yorulma analizi sonuçlarının test sonuçları ile korelasyonu için yorulma etki faktörleri değiştirilerek sağlanmıştır. Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi gauss tipi olmayan ve durağan olmayan titreşim sinyallerinin frekans uzayında ve zaman uzayında yorulma analizi sonuçlarına etkisi bu bölümde incelenmiştir. Zaman uzayında ve frekans uzayında yorulma analizlerinin teorik detayları Bölüm 2’de paylaşılmıştır.

5.1 Numune Testlerinin Sonlu Elemanlar Modeli

Öncelikle yorulma testlerinde kullanılan numune tasarımının sonlu elemanlar modelinin kurulması gerekmektedir. Sonlu elemanlar analizi ile ilgili teorik bilgiler Bölüm 3’te paylaşılmıştır. Numune tasarımının sonlu elemanlar modeli Altair Hyperworks yazılımının Hypermesh aracı ile Şekil 5.1’de görüldüğü gibi hazırlanmıştır.

Numune Abaqus yazılımının eleman kütüphanesinden S4R kodlu 2D yüzey elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Numunenin sabitleme mekanizması içine giren kısmı detaylı modellenmemiş bunun yerine 1D katı kinematik elemanlar ile kısıtlanmıştır. Malzeme özellikleri Çizelge 5.1’deki paylaşıldığı gibi genel çelik malzemelerin elastik özelliklerine göre kullanılmıştır. Kırılmaların gözlemlendiği çentik bölgesi, gerilme sonuçlarının yakınsaması hedeflendiğinden dolayı küçük elemanlar ile geometriyi yakalayacak şekilde modellenmiştir. Görseli paylaşılan model sonlu elemanlar analizinde kullanılmıştır.



Şekil 5.1 : Numune sonlu elemanlar modeli.

Çizelge 5.1 : Sonlu elemanlar modeli malzeme özellikleri.

Malzeme	Elastisite Modülü	Poisson Oranı	Yoğunluk
St-37	210000 MPa	0.3	7.89E-9 ton/mm ³

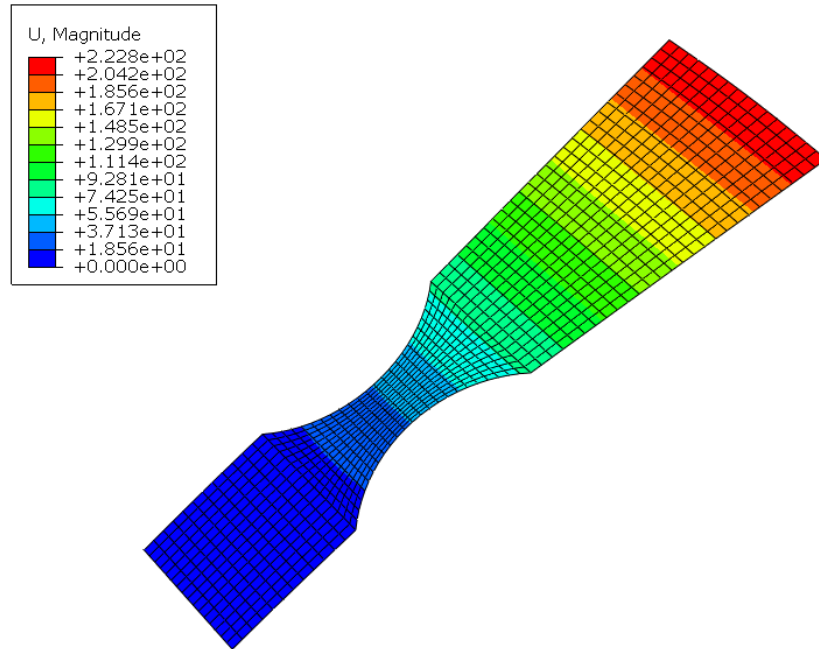
5.2 Sonlu Elemanlar Analizleri

Test numunesinin sonlu elemanlar modeli test çalışmalarını temsil edecek şekilde hazırlanmıştır. Sabitleme mekanizması modelin büyüklüğü dolayısıyla analiz süreleri önemsenerek basitleştirilmiştir. Numune modelinin sabitleme mekanizmasına bağlanan kısmı 1D katı kinematik elemanlarla kısıtlanmıştır. Kinematik elemanın bağımsız düğüm noktası analizlerde kısıtlamak ve ivme tahriği uygulamak amacıyla kullanılmıştır. Numune modeli modal analiz, zaman tabanında mod kaynaklı dinamik

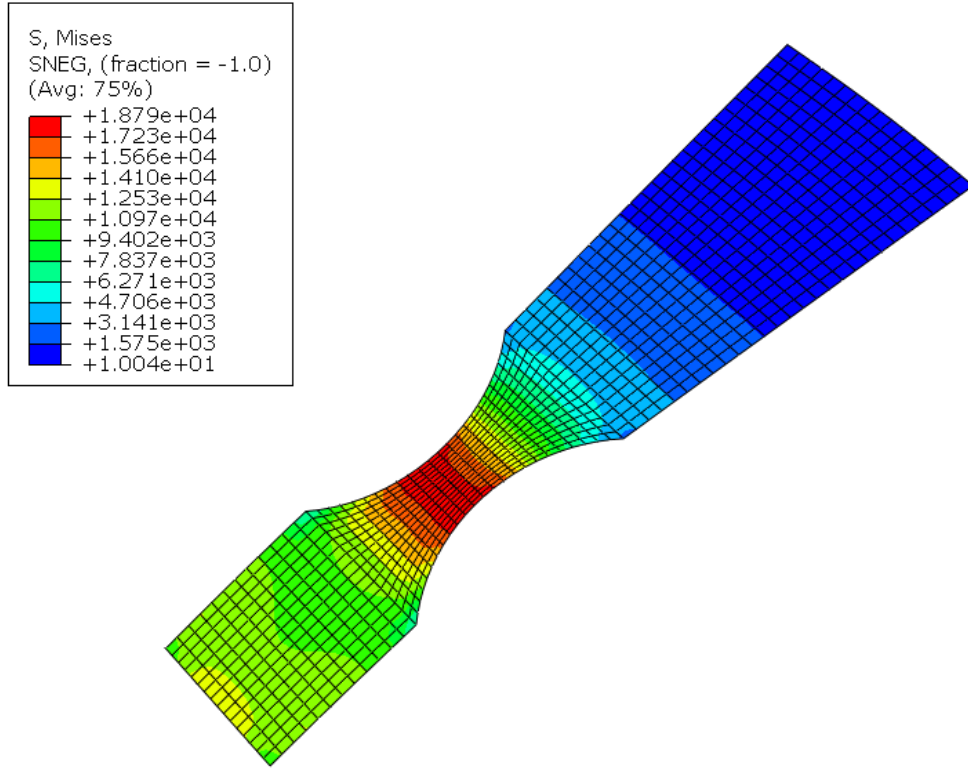
analiz ve frekans tabanında mod kaynaklı dinamik analizlerde kullanılmıştır. Bu analizler sonucunda elde edilen çıktılar yorulma analizlerinde girdi olarak kullanılmıştır.

5.2.1 Modal analiz

Yorulma test numunelerinin doğal frekanslarının, mod şekillerinin ve modal katılım parametrelerinin belirlenmesi amacıyla modal analiz gerçekleştirilmiştir. Modal analizler ile ilgili teorik bilgiler Bölüm 4’te verilmiştir. Modal analizler için önceki bölümde görseli paylaşılan numune sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır. Numune sonlu elemanlar modeli analiz sırasında tüm serbestlik derecelerinde kısıtlanmıştır. Modal analiz 0-200 Hz arasında koşulmuştur. Numunenin bu frekans bandında tek doğal frekansı olduğu ve doğal frekansının 147 Hz olarak hesaplandığı gözlemlenmiştir. Modal analiz sonucu deplasman lejantı ile Şekil 5.2’de görülmektedir. Modal analiz sonucunu gerilme lejantında incelersek (Şekil 5.3) numunenin ilk mod şekli hasar beklenen kısımda tek eksenli gerilme durumu olduğu görülmektedir. Tek eksenli gerilme durumu frekans uzayında yorulma analizi hesabı için önem arz etmektedir.

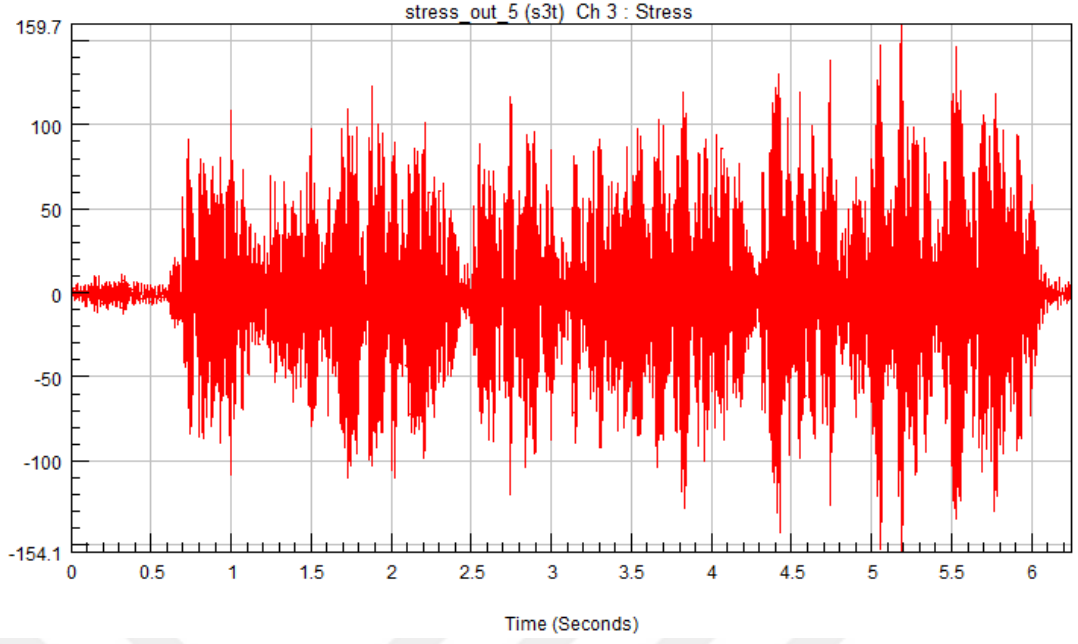


Şekil 5.2 : Numune tasarımının deplasman lejantında modal analiz sonucu.

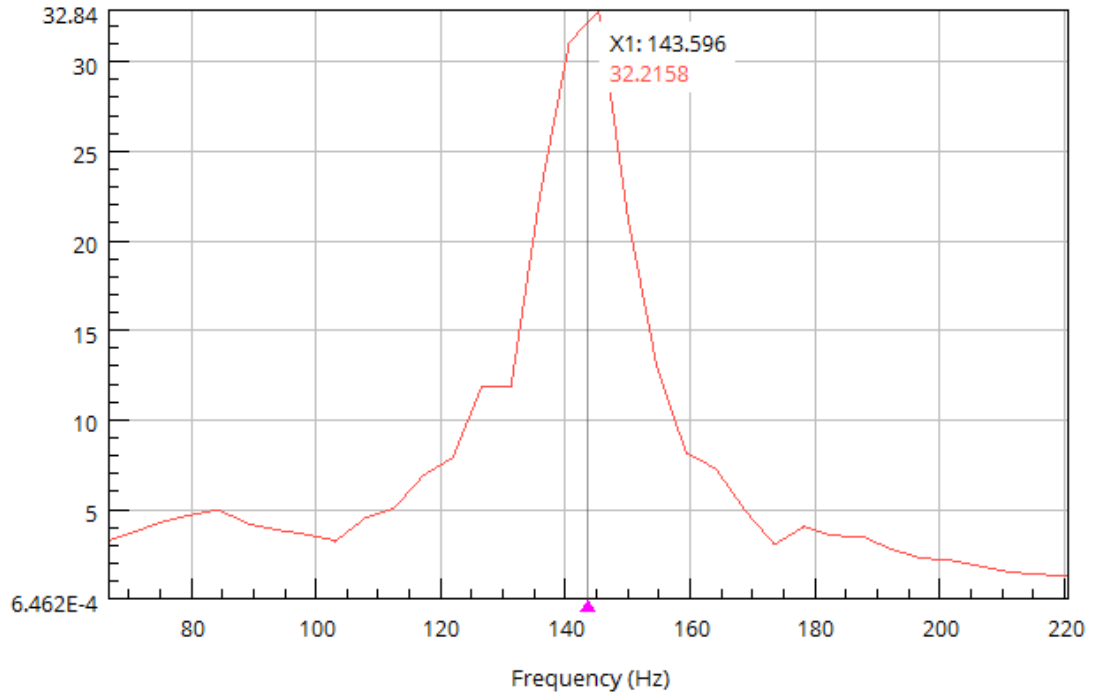


Şekil 5.3 : Numune tasarımının gerilme lejantında modal analiz sonucu.

Yorulma testleri öncesinde sinüs tarama sinyali yapılan test sırasında birim şekil değiştirme ölçer ile toplanan zaman tabanındaki birim şekil değiştirme verisi gerilme verisine (Şekil 5.4) dönüştürülmüştür. Zaman tabanındaki frekans verisi de frekans tabanına dönüştürülerek (Şekil 5.5) numunelerin doğal frekansı tespit edilmiştir.



Şekil 5.4 : Yorulma testleri sırasında sinüs tarama tipi sinyalin gerilme grafiği.



Şekil 5.5 : Gerilme verisinin frekans tabanındaki grafiği.

Gerilme verisinin frekans tabanındaki grafiği incelendiğinde doğal numunelerin 143.5 Hz’de moda girdiği görülmektedir. SE yöntemi ile hesaplanan doğal frekans sonucu ile test verisinden elde edilen doğal frekans sonucunun farklı olmasının birim şekil değiştirme ölçer ve kablolarının kütle ve katılığından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Yorulma analizleri sonuçlarının karşılaştırılacağı yorulma testlerinde birim şekil değiştirme ölçer bağlanmayacağı için modelde değişiklik yapmaya gerek görülmemiştir. Dolayısıyla zaman uzayında ve frekans uzayında mod kaynaklı dinamik analizlerde test verisi ile doğrulanan numune SE modelinin kullanılması uygun görülmüştür.

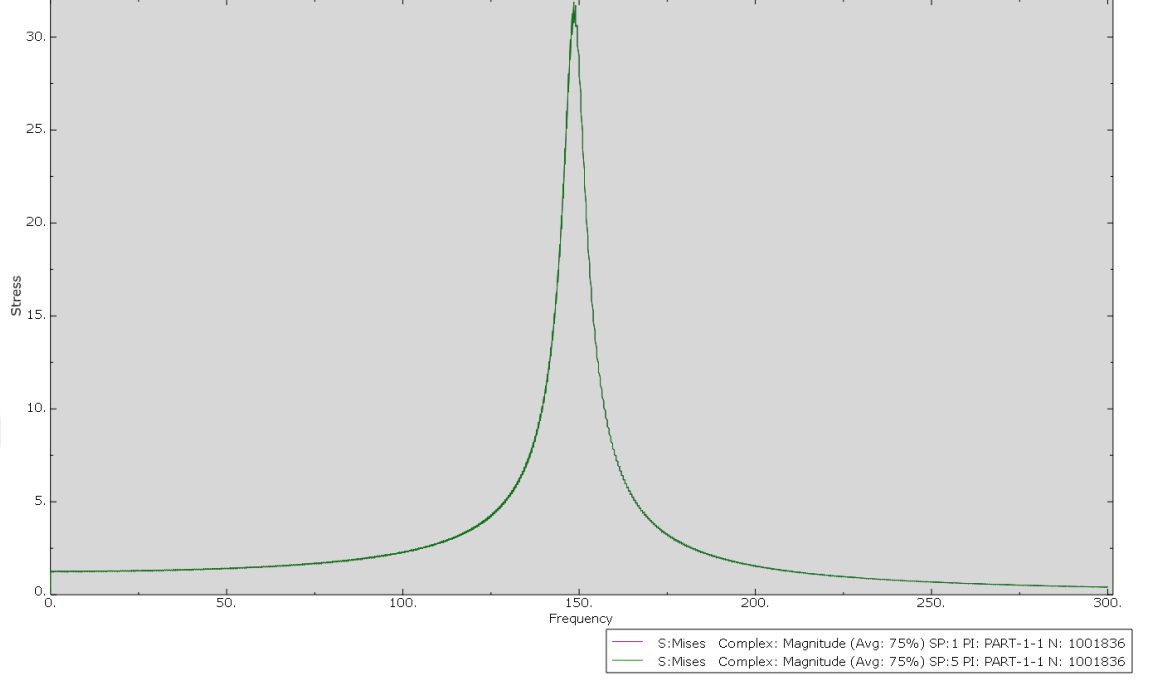
5.2.2 Zaman uzayında mod kaynaklı dinamik analizler

Zaman uzayında mod kaynaklı dinamik analiz yöntemleri ile değişken olarak yüklenen bir yapısal sistemin herhangi bir noktasındaki gerilme değerleri zamanın bir fonksiyonu olarak elde edilebilir. Bu yöntemin amacı yapının davranışının zamana göre değişimini belirlemektir. Yapının dinamik davranışı, mod kaynaklı dinamik analiz yöntemiyle belirlenebileceği gibi doğrudan birleştirme yöntemi ile de tahmin edilebilir. Doğrudan birleştirme yöntemi hesaplama süresi açısından verimsiz bir yöntemdir. Zaman tabanında mod kaynaklı dinamik analiz yöntemi ise aynı analizleri daha az kaynak ile yapabilmeyi sağlar. İsminden de anlaşıldığı gibi bu yöntem mod şekillerini kullanır. Bu yöntem ile her modun genelleştirilmiş deplasman değerleri elde edilir ve bu değerler zaman tabanında yorulma analizi sırasında her modun o andaki dinamik davranışa olan etkisi mod süperpozisyonu ile birleştirilerek zaman tabanında gerilme değeri hesaplanır.

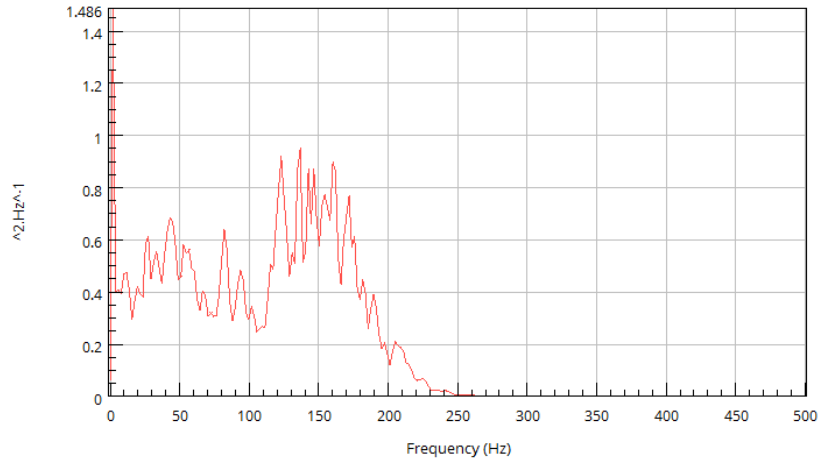
Zaman uzayında ve frekans uzayında mod kaynaklı dinamik analiz yöntemlerinde moda bağlı sönümlenme parametreleri sistemin dinamik davranışı üzerinde çok önemli etkiye sahiptir. Bu nedenle moda bağlı sönümlenme parametrelerinin belirlenmesi yorulma hesabı öncesi önem arz etmektedir. Moda bağlı sönümlenme parametrelerini belirlemenin en verimli yolu, sinüs tarama tipi sinyal ile elde edilen ve frekans uzayına dönüştürülen gerilme verisini frekans tabanında mod kaynaklı dinamik analiz sonucu ile karşılaştırmaktır. Bu çalışma kapsamında yapılan testlerde numuneye uygulanan ivme sinyallerinin frekans bandı Şekil 5.7’de incelenmiştir. Test sinyallerinin güç spektral yoğunluğu grafiklerine bakıldığında test sırasında numunelerin 0-300 Hz frekans bandında ve numunenin sadece ilk modunun tahrik edildiği görülmektedir.

Test ile benzer şekilde 0-300 Hz arasında sinüs tarama sinyali ile frekans uzayında mod kaynaklı dinamik analizler koşulmuş ve moda bağlı sönümlenme parametreleri itere edilerek Şekil 5.6’daki frekans uzayında gerilme grafiği elde edilmiştir. SE analizi ile elde edilen grafikte (Şekil 5.6) gerilme büyüklüğü, test sırasında elde edilen

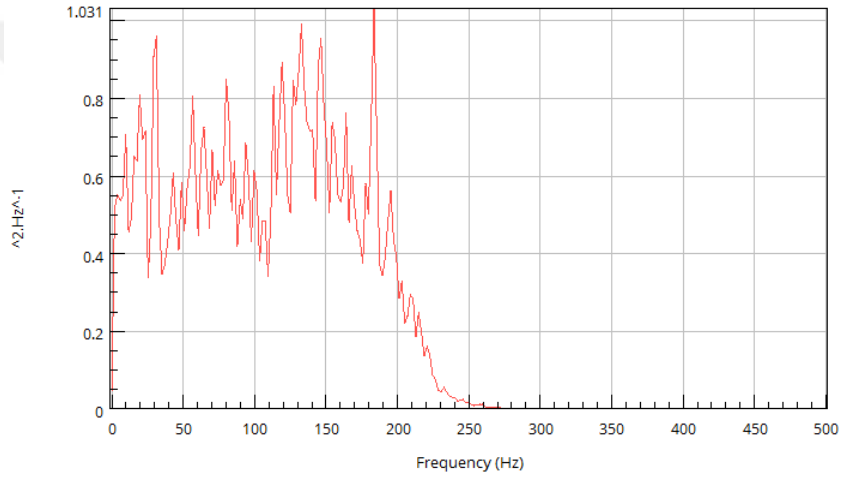
gerilme büyüklüğü ile karşılaştırılırsa gerilme büyüklüğü hatasının %0.9 olduğu görülmektedir. SE analizlerin doğruluğunu artırmak için moda bağlı sönümleme parametresi 0.22 olarak belirlenmiştir.



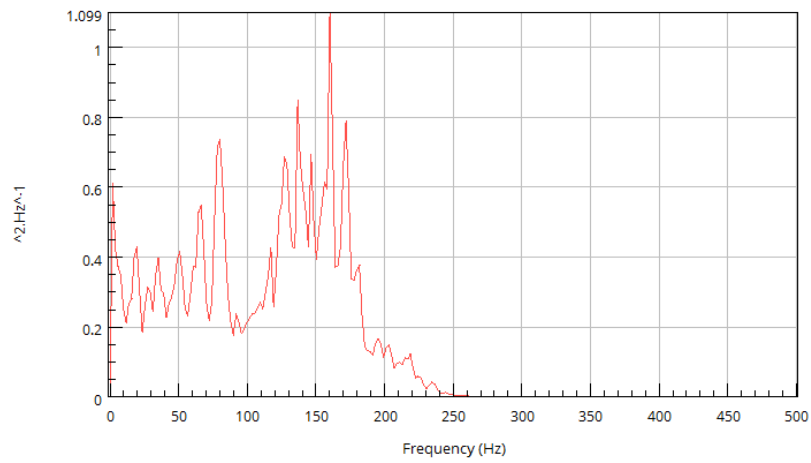
Şekil 5.6 : Frekans uzayında dinamik analizler ile elde edilen frekans tabanında gerilme verisi.



(a)



(b)



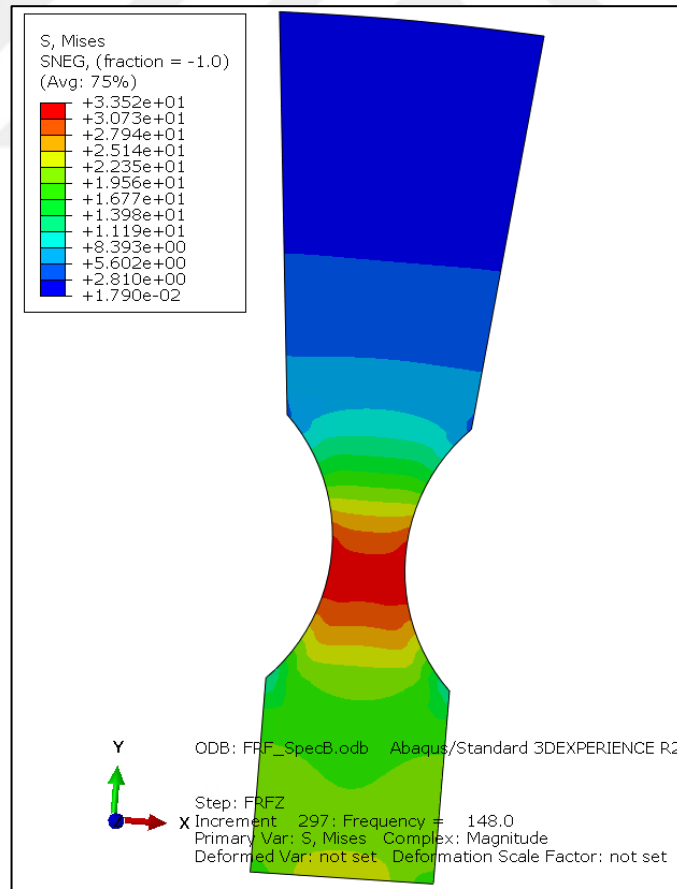
(c)

Şekil 5.7 : (a) Sinyal-1 (b) Sinyal-2 ve (c) Sinyal-3 sinyallerinin güç spektral yoğunluk grafikleri.

5.2.3 Frekans uzayında mod kaynaklı dinamik analizler

Zaman uzayında mod kaynaklı dinamik analizlerde olduğu gibi frekans uzayında mod kaynaklı dinamik analizlerde de öncelikle sistemin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin elde edilmesi gerekmektedir. Sistemin tahrik edildiği frekans bandında tek doğal frekansı olduğu için bu bantta doğal frekans analizi yapılması hem analiz doğruluğu hem de hesaplama süresi açısından yeterlidir.

Test sırasında numunelerin çentik bölgesinden alınan gerilmenin frekans cevap fonksiyonu grafiği Şekil 5.5’da paylaşılmıştır. Bu veri ile SE analizlerinden hesaplanan gerilmenin frekans cevap fonksiyonu grafiği Şekil 5.6’da görülmektedir. SE analizi sonucu, moda bağlı sönümlleme değerinin korelasyonu ile doğrulanmıştır. Bu frekans cevap fonksiyonu frekans uzayında yorulma analizi yöntemlerinde girdi olarak kullanılacaktır. Şekil 5.9’da 1G sinüs tarama tipi sinyal ile 0-300 Hz frekans bandında tahrik edilen numunenin doğal frekans noktasında gerilme dağılımı paylaşılmıştır. Burada en yüksek gerilmenin çentik bölgesinde olduğu görülmektedir.



Şekil 5.8 : Frekans uzayında mod kaynaklı dinamik analiz ile elde edilen doğal frekans noktasındaki gerilme sonucu.

5.3 Yorulma Analizleri

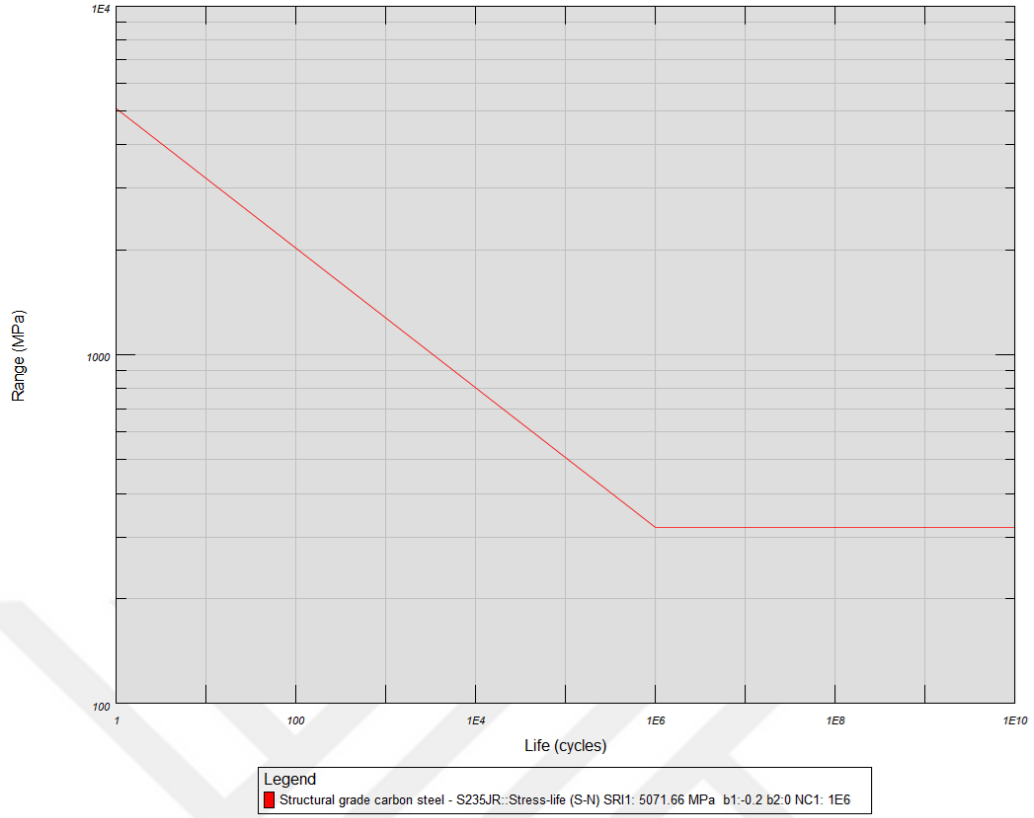
Numune yorulma testleri ile elde edilen yorulma ömürleri yorulma analizlerinin doğrulanması adımı oldukça önemli rol oynamıştır. Zaman ve frekans uzayında yorulma analizleri gerçekleştirilmiş ve farklı istatistiksel özelliklere sahip gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyallerin yorulma ömrü hesabına olan etkileri sanal ve gerçek ortamda yapılan çalışmalar ile incelenmiştir.

Yorulma analizlerinde test numune malzemesi olan St37 malzenin nCode yazılımı malzeme kütüphanesindeki karşılığı olan S235JR malzemesi kullanılmıştır. Bu malzemeye ait özellikler Çizelge 5.2’de paylaşılmıştır. Bu özellikler malzeme özelliklerini ve SN eğrisinin limitlerini belirler.

Çizelge 5.2: nCode DesignLife malzeme özellikleri

Parametre	Değer
Malzeme	S235JR-St37
Çekme Gerilmesi	360 MPa
Akma Gerilmesi	235 MPa
Elastiklik Modülü	2E5 MPa
Yorulma Limiti (çevrim sayısı)	1E6
Gerilme tipi	Genlik

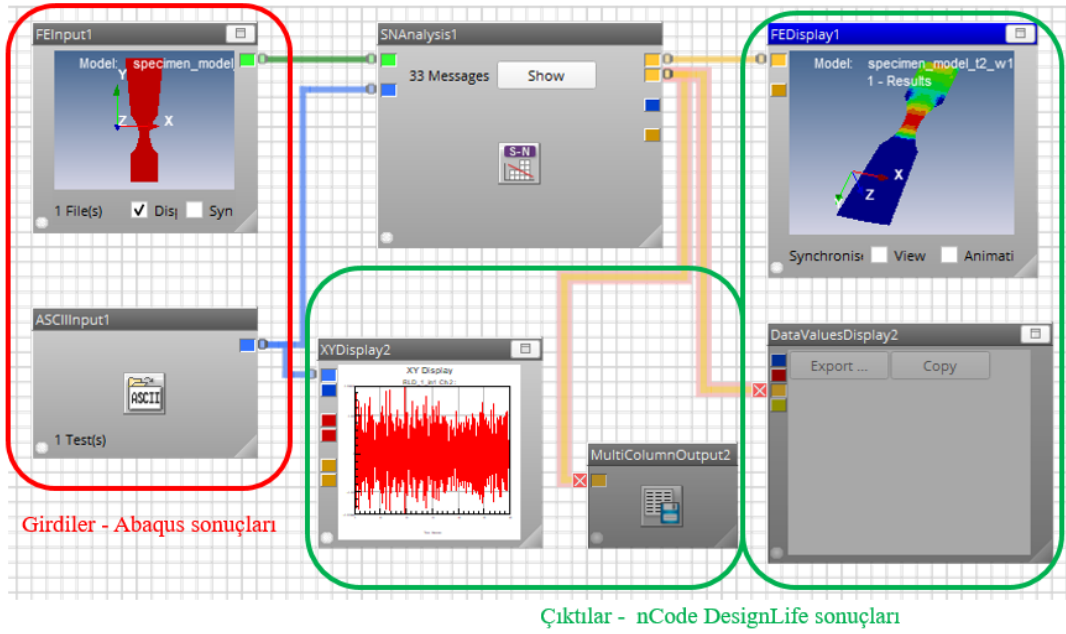
Bir sonraki adım malzemenin SN eğrisinin tanımlanmasıdır. Farklı ortalama gerilme değerlerine göre SN eğrisi tanımı değişebilir. Bu çalışmada hasar bölgesinde ortalama gerilme değerinin 0 MPa olduğu bilinmektedir. Bu nedenle bu çalışmada nCode malzeme kütüphanesinden genel S235JR malzemesinin SN eğrisi (Şekil 5.9) kullanılmıştır.



Şekil 5.9 : St37 malzemesinin nCode malzeme kütüphanesinden elde edilen SN eğrisi.

5.3.1 Zaman uzayında yorulma analizleri

Yukarıda paylaşılan malzeme özellikleri ve test sinyalleri ile Abaqus Standart yazılımında gerçekleştirilen zaman uzayında mod kaynaklı dinamik analiz sonuçları kullanılarak zaman uzayında yorulma analizleri nCode yazılımında gerçekleştirilmiştir. nCode yazılımında kullanılan akış şeması Şekil 5.10'de paylaşılmıştır.



Şekil 5.10 : nCode yazılımı zaman uzayında yorulma analizi blok akışı.

FE Input bloğuna Abaqus yazılımında elde edilmiş modal analiz sonuçları yani modal gerilme değerleri, ASCIIInput1 bloğuna ise yine Abaqus yazılımından elde edilen genelleştirilmiş deplasman değerleri (Şekil 5.10) girdiler olarak verilmektedir.

nCode analizlerinde kullanılan yorulma parametreleri Şekil 5.12’de görülmektedir. Test sinyalleri ile yapılan analizlerin sonuçları iki farklı parametre için Şekil 5.11’de verilmiştir. Zaman uzayında yorulma analizi yöntemi ile üç farklı sinyal için %3.7 ile %15.5 arasında değişen hata oranıyla hesaplanabildiği görülmektedir. Aynı malzeme ve numune ile testler gerçekleştirildiği için nCode yorulma analiz parametrelerinin aynı olması beklendiğinden ortalama olarak iyi sonuç veren ve hata oranlarının standart sapması düşük olan parametreleri seçmek uygun olacaktır. Bu nedenle aynı parametrelerin seçildiği optimum hesaplamalarda hata oranı ortalama %14.2 elde edilmiştir.

Test-1		nCode DesignLife SmallCycleCorrection=>Extrapolate Baz malzeme	nCode DesignLife SmallCycleCorrection=>Extrapolate Malzeme=> AsRolled
Numune Numarası	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)
1	776	884	804
2	943		
3	1035		
4	1122		
5	714		
Ortalama Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	918		
%Hata		3.7	12.4
Test-2		nCode DesignLife SmallCycleCorrection=>Extrapolate Baz malzeme	nCode DesignLife SmallCycleCorrection=>Extrapolate Malzeme=> AsRolled
Numune Numarası	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)
1	767	806	663
2	754		
3	794		
4	856		
5	719		
Ortalama Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	778		
%Hata		3.6	14.8
Test-3		nCode DesignLife SmallCycleCorrection=>Extrapolate Baz malzeme	nCode DesignLife SmallCycleCorrection=>Extrapolate Malzeme=> AsRolled
Numune Numarası	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)
1	488	460	517
2	638		
3	543		
4	685		
5	706		
Ortalama Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	612		
%Hata		24.8	15.5

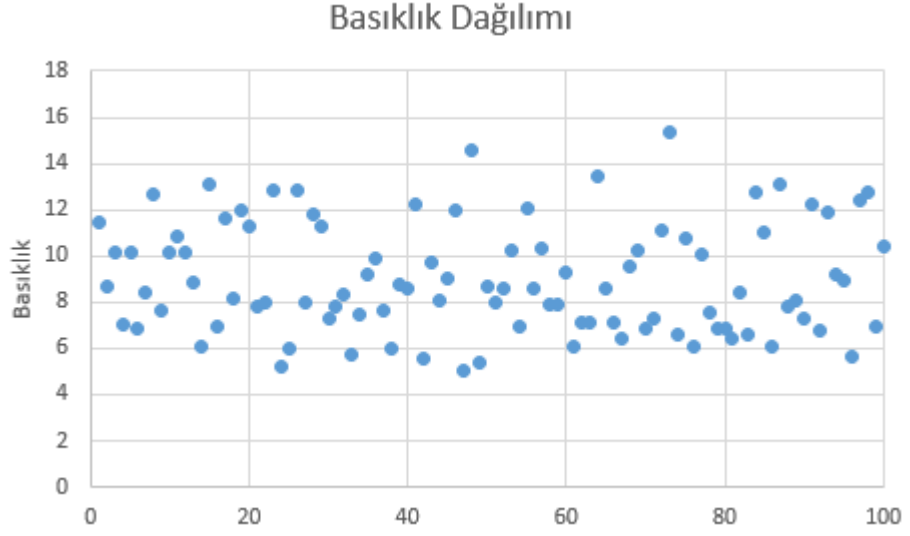
Şekil 5.11 : Zaman uzayında yorulma analizinde kullanılan yorulma parametreleri.

	Name	Value
☐	General	
	SNMethod	Standard ▼
	CustomSNMethod	None ▼
	CombinationMethod	AbsMaxPrincipal ▼
	MeanStressCorrection	None ▼
	InterpolationLimit	UseMaxCurve ▼
	MultiAxialAssessment	Standard ▼
	CertaintyOfSurvival	50
	ScaleFactor	1
	OutputMaxMin	False ▼
	SmallCycleCorrection	None ▼
	OutputMaterialNames	False ▼
	OutputDistributedSource	False ▼
	OutputVibrationStats	False ▼
☐	BackCalculation	
	BackCalcMode	None ▼
	TargetDamage	1E-6
	BackCalcAccuracy	5
	BackCalcMaxScale	5
	BackCalcMinScale	0.2
☐	DutyCycle	
	EventProcessing	Independent ▼
	OutputEventResults	False ▼
☐	Advanced	
	CheckStaticFailure	Warn ▼
	DamageFloor	0
	MaxDamage	1E30
	StaticFailureDamage	1E10
	ZeroCompressiveDamage	Off ▼
☐	StressGradients	
	StressGradients	Auto ▼
	StressGradientsUser	
	StressGradientMethod	VonMises ▼
	OutputStressGradientFactors	False ▼

Şekil 5.12 : Zaman uzayında yorulma analizinde kullanılan yorulma parametreleri.

Yorulma test sonuçları ve zaman uzayında yorulma analizi sonuçları karşılaştırılarak yorulma analizi parametreleri ve malzeme özellikleri belirlenmiştir. Bu özellikler yüz adet farklı istatistiksel özellikteki gauss tipi olamayan ve durağan olmayan farklı sinyaller ile zaman uzayında yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerin sonuçları aynı sinyallerin frekans uzayında yorulma analizi sonuçları ile ileriki bölümlerde karşılaştırılacaktır. Analiz edilen sinyallerin basıklık ve yatıklık değerlerinin dağılımı Şekil 5.13'te görülmektedir.

(a)



(b)

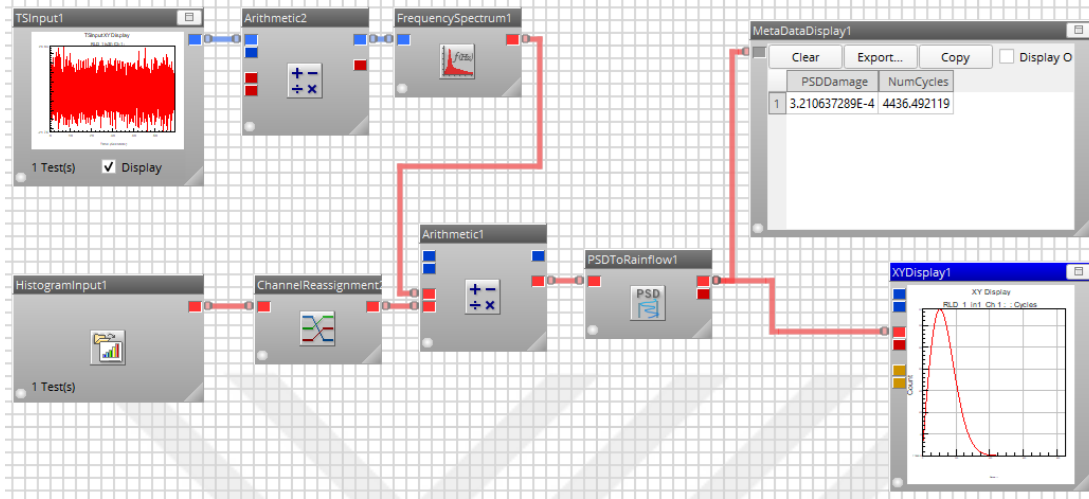


Şekil 5.13 : Yeni analiz sinyallerinin basıklık ve yatıklık özellikleri dağılımı.

5.3.2 Frekans uzayında yorulma analizleri

Frekans uzayında yorulma analizleri için yukarıda paylaşılan numunenin kritik bölgesindeki gerilmenin frekans cevabı fonksiyonu verisi kullanılmıştır. İlk olarak yorulma testlerinde kullanılan gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyaller ile frekans uzayında yorulma analizleri yapılmış ve hata değerleri hesaplanmıştır. Frekans uzayında yorulma analizi için gerilmenin frekans cevap fonksiyonu dışında uygulanacak sinyalin güç spektral yoğunluğu grafiği de elde edilmelidir. Yukarıda

Şekil 5.7’de test sinyallerinin güç spektral yoğunluğu grafikleri paylaşılmıştır. Bu veriler aşağıda Şekil 5.14’te paylaşılan nCode blok akışında kullanılarak bir çevrime ait hasar hesaplanmaktadır. Frekans uzayında yorulma ömürleri Dirlik ve Steinberg yöntemleri için hesaplanmış ve bu yöntemler de test sonuçları ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.14 : nCode yazılımı frekans uzayında yorulma analizi blok akışı.

Aşağıda Şekil 5.15’te frekans uzayında yorulma analizi sonuçları ile test sonuçlarının karşılaştırması görülmektedir. Dirlik ve Steinberg yöntemlerini kendi içlerinde karşılaştırdığımızda Steinberg yönteminin daha korunumlu sonuçlar verdiği görülmektedir. Test verileri ile yöntemler karşılaştırıldığında Steinberg yöntemi Dirlik yöntemine göre daha az hata oranı ile sonuçlar vermektedir. Hata oranlarına bakıldığında Dirlik yönteminde ortalama hata %59.3, Steinberg yönteminde ise %34.5 olarak hesaplanmıştır. Gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyaller ile yapılan frekans uzayında yorulma analizi yöntemleri ile yorulma ömürleri beklendiği gibi yüksek hata oranı ile hesaplanmıştır.

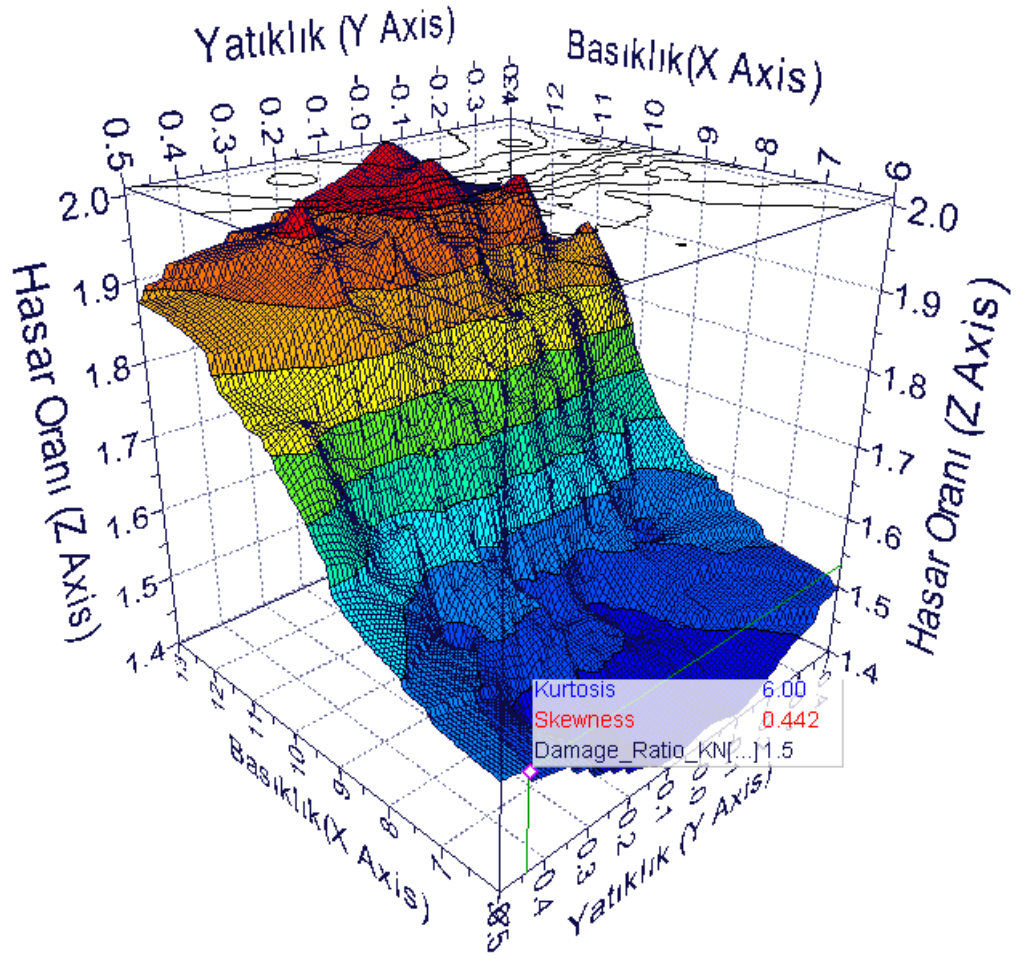
Test-1		Frekans Uzayında Yorulma Ömrü Hesabı (Dirlik Yöntemi)	Frekans Uzayında Yorulma Ömrü Hesabı (Steinberg Yöntemi)
Numune Numarası	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)
1	776	1391	1110
2	943		
3	1035		
4	1122		
5	714		
Ortalama Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	918		
%Hata		51.5	20.9
Test-2		Frekans Uzayında Yorulma Ömrü Hesabı (Dirlik Yöntemi)	Frekans Uzayında Yorulma Ömrü Hesabı (Steinberg Yöntemi)
Numune Numarası	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)
1	767	1126	897
2	754		
3	794		
4	856		
5	719		
Ortalama Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	778		
%Hata		44.7	15.3
Test-3		Frekans Uzayında Yorulma Ömrü Hesabı (Dirlik Yöntemi)	Frekans Uzayında Yorulma Ömrü Hesabı (Steinberg Yöntemi)
Numune Numarası	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)
1	488	1112	1024
2	638		
3	543		
4	685		
5	706		
Ortalama Yorulma Ömrü (çevrim sayısı)	612		
%Hata		81.7	67.3

Şekil 5.15 : Frekans uzayında yorulma analizi sonuçlarının yorulma testi sonuçları ile karşılaştırması.

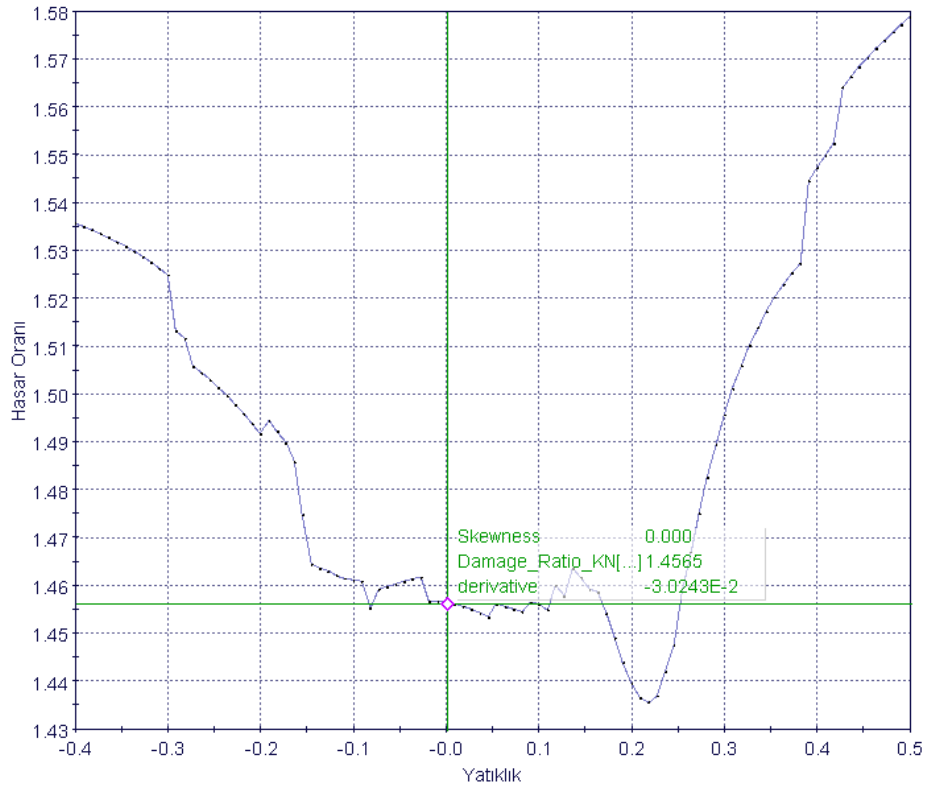
Yukarıdaki analiz sonuçlarının test sonuçları ile karşılaştırması, gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyallerin basıklık ve yatıklık değerlerinin de frekans uzayında yorulma ömrü tahminine önemli etkisi olduğu fikrini ortaya çıkarmaktadır. Burada test numunelerinin aynı malzeme ve geometri ile üretilmesi hata oranı farklarının frekans uzayında yorulma analizi yöntemlerinin eksikliği ile ilgili olduğunu göstermektedir.

Bu nedenle yukarıda belirtildiği gibi daha geniş basıklık ve yatıklık saçınıklığına sahip yüz adet gauss tipi olmayan ve durağan olmayan sinyaller ile yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Frekans uzayında yorulma analizi ile elde edilen hasar sonuçları zaman uzayında yorulma analizi yöntemi ile elde edilen hasar sonucu ile karşılaştırılmıştır.

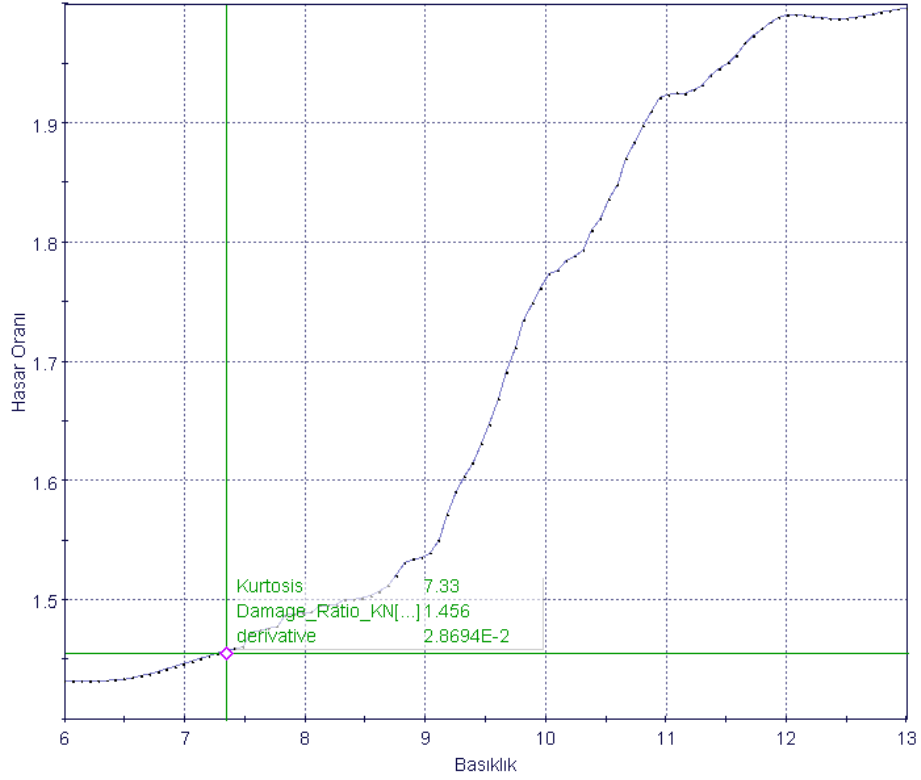
Yeni sinyaller ile analiz adımlarının ve tekrarın fazla olmasından dolayı Modefrontier yazılımında süreci daha otomatize edecek bir döngü kurulmuştur. Bunun yanında elde edilen sonuçların işlenmesi sürecinde Modefrontier yazılımının cevap yüzeyi oluşturma aracından yararlanılmıştır. Sanal yüzeyi elde ederken radial bazlar fonksiyonu, sinir ağı, Kriging ve Shepard-K Nearest algoritmaları gibi birçok farklı yöntemle cevap yüzeyi oluşturulmuş. Test sonuçları ile en uyumlu sonuç veren Shepard-K Nearest algoritması sonucu tercih edilmiş ve zaman uzayında yorulma analizi yöntemi ile elde edilen hasar değerleri, frekans uzayında yorulma analizi yöntemi ile elde edilen hasar değerlerine oranlanmış ve farklı basıklık ve yatıklık değerleri için Şekil 5.16, Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'deki gibi cevap yüzeyi oluşturulup raporlanmıştır.



Şekil 5.16 : Frekans ve zaman uzayında yorulma analizi sonuçları oranının basıklık ve yatıklığa bağlı cevap yüzeyi.



Şekil 5.17 : Yatkılığa bağlı hasar oranını grafiği.



Şekil 5.18 : Basıklığa bağlı hasar oranının değişim grafiği.

6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Yapılan tez çalışması kapsamında, gauss tipi olmayan ve durağan olmayan yükleme durumlarının mekanik sistemlerin yorulma ömürlerinin frekans uzayında hesabı üzerindeki etkisi incelenmiştir. İlk aşamada ağır ticari araç yol yüklerinin genel olarak gauss tipi olmayan ve durağan olmayan özellikler gösterdiği gözlemlenmiştir. Korunumlu bir ortamda elektromanyetik titreşim tezgahı ile numune bazlı titreşim testleri yapılması planlanmış ve bu amaçla yorulma test numunesi tasarımı yapılmıştır. Test süresi gibi kısıtlardan dolayı optimum test süresi için numunenin yüksek doğal frekansa sahip olması hedeflenmiş ve 147 Hz doğal frekansa sahip numune tasarlanmıştır. Numuneler ağır ticari araçların şasi ve bağlantı parçalarında sıklıkla kullanılan St37 malzemeden üretilmiştir. Yorulma testleri farklı basıklık ve yatıklık özelliklerine sahip üç sinyal ile gerçekleştirilmiş ve yorulma ömürleri elde edilmiştir.

Yorulma testlerinin yanında sinüs tarama tipi sinyaller ile test edilen numunelerden birim şekil değiştirme verisi toplanarak numunelerin doğal frekans noktası belirlenmiştir. Numunelerin doğal frekans noktasındaki gerilme değerleri frekans tabanında dinamik analiz sonuçları ile karşılaştırılarak sonlu elemanlar modeli doğrulanmıştır.

Test çalışmalarına paralel olarak zaman uzayında yorulma analizi çalışmaları doğrulanmış sonlu elemanlar modeli ile ilerletilmiştir. Bu analizlerden elde edilen genelleştirilmiş deplasman verileri ile zaman uzayında yorulma analizi çalışmaları ile test verileri karşılaştırılmıştır. Zaman uzayında yorulma analizi yöntemleri ile yorulma ömürleri sinyalin istatistiksel özellikleri farketmeksizin yakın sonuçlar alınmasını sağlamıştır. Test sonuçları ve zaman uzayında yorulma analizi sonuçları karşılaştırıldığında üç farklı sinyal için ortalama %14.2 hata ile yorulma ömürleri tahmin edilebilmektedir.

Frekans uzayında yorulma analizi yöntemlerinden Dirlik ve Steinberg yöntemleri ile yorulma ömür hesaplamaları yapılmıştır. Bu çalışmalarda doğrulanmış sonlu elemanlar modelinden elde edilen gerilmenin frekans cevap fonksiyonu ve ivme

sinyallerinin güç spektral yoğunluk verileri kullanılmıştır. Frekans uzayında yorulma analizi sonuçları test verileri ile karşılaştırıldığında test verilerine göre daha daha yüksek yorulma ömürleri hesaplanmıştır. Bu durumun kullanılan sinyallerin gauss tipi olmaması ve durağan olmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Frekans uzayında yorulma analizi yöntemlerinde, gerilmenin olasılık yoğunluk fonksiyonu grafiği çıkarılırken gerçek yükleme durumunda oluşan gerilmenin tepe değerlerinin olasılık yoğunluk fonksiyonuna dahil edilmemesi hasar sonuçlarının düşük çıkmasına sebep olduğu değerlendirilmiştir.

Eldeki test verisi sayısının azlığı daha saçınık basıklık ve yatıklık verisine sahip sinyaller için nasıl durum oluşacağı soru işaretine sebep olmuştur. Ancak test süresi ve maliyet kısıtından dolayı saçınık özelliğe sahip fazla sayıda sinyal ile test yapılamamıştır. Zaman uzayında yorulma analizi sonuçlarının test verileri ile yakın sonuçlar vermesi test verisi yerine bu verinin kullanılabilceği fikrini ortaya çıkarmıştır.

Farklı basıklık ve yatıklık özelliklerine sahip çok sayıda sinyal ile analizler yapabilmek için hedeflenen özelliklere uygun sinyal üretilmesini sağlayan bir MATLAB kodu hazırlanmıştır. Yatıklık dağılımı +0.5 ile -0.5 arasında, basıklık dağılımı ise 5 ile 13 arasında olan yüz adet sinyal ile zaman uzayında ve frekans uzayında yorulma analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçları karşılaştırılmıştır.

Zaman uzayında ve frekans uzayında yorulma analizi sonuçları karşılaştırıldığında, frekans uzayında yorulma analizi yöntemleri ile hesaplanan yorulma hasarı basıklık değerinin artması ile gerçek değerden daha düşük hesaplanmaktadır. Bu yöntem ile tasarlanan veya bu yöntem ile yorulma hasarı takip edilen ürünlerde planlanandan erken yorulma hasarı görülme tehlikesi vardır. Yatıklık değeri ise düşük basıklık değerlerinde hesaplanan yorulma hasarını azaltırken, yüksek basıklık değerinde artırmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **Claudio, B. & Filippo, C.J.** (2017). The frequency domain approach in virtual fatigue estimation of non-linear systems: The problem of non-Gaussian states of stress. *AIAS 2017 International Conference on Stress Analysis*, AIAS 2017, Pisa, Italy: 6-9 September 2017
- [2] **Kihl, D.P. & Sarkani, S.** (1995). Stochastic fatigue damage accumulation under broadband loadings. *International Journal of Fatigue* 127, 564–575.
- [3] **Massimiliano, P. & Martin, C.** (2017). Non-Gaussianity and Non-Stationarity in Vibration Fatigue, *International Journal of Fatigue*, Vol. 97, p. 9-19, 2017. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2016.12.017
- [4] **Dirlik, T.** Application of computers in fatigue analysis, University of Warwick, 1985.
- [5] **Dirlik, T.** (2005). Predicting fatigue life from frequency domain data
- [6] **Braccesi, C., Cianneti, F., Lori, G., Pioli, D.,** “Fatigue behaviour analysis of mechanical components subjected to random bimodal stress process; frequency domain approach”, *International Journal of Fatigue*, 27, pp.335-345, 2005.
- [7] **Benasciutti, D.,** “Fatigue analysis of random loadings”, Ph.D. Thesis, University of Ferrera, Italy, 2004.
- [8] **Benasciutti, D., Tovo, R.,** “Spectral methods for lifetime prediction under wide-band stationary random processes”, *Int. J. Fatigue*, 27 (8), pp.867-877, 2005.
- [9] **Niklas, S.,** (2015). *Fatigue Analysis with Loads from MBS*. (MSc Thesis). KTH Industrial Engineering and Management
- [10] **Demirel, İ. G.** (2019). Vibration Fatigue Analysis and Testing of Notched Beams. (MSc Thesis). Middle East Technical University, Ankara.
- [11] **HBM PRENSCIA Inc.,** n-Code: Theory and Reference Manuals
- [12] **Reddy, J. N.** (2005) *An Introduction to the Finite Element Method* (3rd ed.). New York: McGraw-Hill.
- [13] **Nikishkov, G. P.** (2004). Introduction to the Finite Element Method Lecture Notes. Erişim: 22 Ocak 2021, <https://homepages.cae.wisc.edu/~suresh/ME964Website/M964Notes/Notes/introfem.pdf>
- [14] **Altair Engineering Inc.** (2020). Hyperworks 2020: Theory and Reference Manuals.
- [15] **ABAQUS Inc.** (2020). ABAQUS 2020: Theory and Reference Guidelines.
- [16] **Magna Powertrain** (2021). Femfat 5.4: Femfat User Manual.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Tarık BALDAN

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans : 2018, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM:

2018 yılı Ağustos ayından itibaren Ford Otosan A.Ş Mühendislik ve Teknoloji Geliştirme departmanında motor ve güç aktarma organları dayanım CAE mühendisi olarak çalışmaktadır