

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR TİCARİ KAMYON ŞASİSİNE BAĞLI PARÇALARIN
TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cüneyt AKARSU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR TİCARİ KAMYON ŞASİSİNE BAĞLI PARÇALARIN
TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Cüneyt AKARSU
(503081730)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Murat EREKE

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **503081730** numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Cüneyt AKARSU** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BİR TİCARİ KAMYON ŞASİSİNE BAĞLI PARÇALARIN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı: **Prof. Dr. Murat EREKE**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Eş Danışman: **Öğr. Gör. Dr. Kubilay YAY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri: **Prof. Dr. Ahmet GÜNEY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIYOL
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi: **4 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi: **7 Haziran 2012**

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında çok değerli katkılarından dolayı Prof. Dr. Murat EREKE ve Öğr. Gör. Dr. Kubilay YAY hocalarıma, bilgi birikimlerini esirgemeyen Murat ARSLAN'a , test çalışmalarında desteklerini gösteren Ford Otosan test ekibi ve araç dayanım ekibine sonsuz teşekkür ederim.

Mayıs 2012

Cüneyt AKARSU
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY.....	xvii
1.GİRİŞ.....	1
1.1 Araç Dayanım	1
1.2 Komple Araç Dayanım ve Hasarlanmalar	1
1.3 Müşteri Ömür Çevrimi ve Alt Bileşenleri.....	2
1.4 Dizayn Doğrulama	3
1.4.1 Test doğrulama	3
1.4.2 Araç dayanım yol Testleri	4
1.4.3 Araç dayanım laboratuvar testleri	6
1.4.4 Bilgisayar destekli mühendislik ile doğrulama	8
1.4.5 Günümüz bilgisayar destekli mühendislik yetenekleri ve limitleri	9
2. YORULMA HASARI	13
2.1 Metal Yorulma Hasarı.....	13
2.1.1 Metal yorulma hasarının özellikleri	13
2.1.2 Yorulma sonucu oluşan kazalar	17
3. YORULMA TEORİSİ	19
3.1 Yorulma	19
3.2 Zaman Bazında Yorulma Yaklaşımı.....	22
3.2.1 Toplam ömür yöntemi	24
3.2.2 Miner birikimli hasar teorisi.....	28
3.2.3 Değişken genlikli yüklemeler için sayma yöntemleri	29
3.2.4 Birim uzama-ömür yöntemi	30
3.2.5 Malzemelerin monotonik gerilme-birim uzama davranışı	31
3.2.6 Malzemelerin tekrarlı gerilme-birim uzama davranışı	34
3.2.7 Çatlak ilerleme yaklaşımı	37
3.3 Frekans Bazında Yorulma.....	38
3.3.1 Güç spektrum yoğunluğu (PSD)	41
3.3.2 Transfer fonksiyonu	43
3.3.3 Olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF)	45
3.3.4 Dar bant metodu	49
3.3.5 Steinberg yaklaşımı	50
3.3.6 Dirlik ampirik formülasyonu	50
4. ÖRNEK ÇALIŞMA	53
4.1 Kamyon Şasisi ve Özellikleri.....	53
4.1.1 Kamyon şasisi bağlı parçaları.....	55

4.1.2 Kamyon şasisi bağlı barça hasarlanmaları.....	55
4.2 Yol Verisi Toplama.....	56
4.2.1 Ölçüm noktaları kanal listesi ve test güzelgahı	56
4.2.2 Güç spektrum yoğunluğu ve sinyal işleme.....	59
4.2.3 Göreceli hasarın belirlenmesi	64
4.3 Modal Analiz.....	65
4.3.1 Sonlu eleman modeli	65
4.3.2 Üst plakalı ve plakasız modal analiz sonuçları.....	67
4.3.3 Modal analiz ve gerçek yol verisi güç spektrumu karşılaştırması.....	73
4.4 Frekans Cevabı.....	74
4.5 Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi.....	77
4.5.1 Klasik sarsıcı ve sanal sarsıcı karşılaştırması	77
4.5.2 Analiz döngüsü ve sonuçlar	79
4.6 Laboratuvar Testi	81
4.7 Laboratuvar Testi ve Bilgisayar Destekli Simülasyon Karşılaştırması.....	83
5. SONUÇLAR.....	85
KAYNAKLAR.....	89
ÖZGEÇMİŞ.....	91

KISALTMALAR

a_0	: Çatlak Büyüklüğü
S	: Gerilme
S_u	: Malzeme Kopma Mukavemeti
ΔS_e	: Yorulma Limit Gerilme Aralığı
ΔK_{th}	: Eşik Şiddet Faktör Aralığı
S_r	: Gerilme Aralığı
S_{max}	: Maksimum Gerilme
S_{min}	: Minimum Gerilme
S_a	: Gerilme Genliği
S_m	: Ortalama Gerilme
R	: Gerilme Oranı
A	: Genlik Oranı
S_f'	: Yorulma Dayanım Katsayısı
n_i	: Çevrim Sayısı
N_f	: Hasarlanma Çevrim Sayısı
$E[D]$	: Toplam Hasar
i	: Aralık Değişkeni
b	: Yorulma Dayanım üssü
S_u	: Kopma Dayanımı
S_y	: Akma Dayanımı
$\%RA$	: Yüzde Azalan Alan
$\%EI$	: Yüzde Uzama
E	: Elastisite Modülü
K	: Monotonik Dayanım Katsayısı
n	: Monotonik Pekleşme Üssü
σ_f	: Gerçek Kırılma Dayanımı
ε_f	: Gerçek Kırılma Sünekliği
P	: Yük
A_0'	: Numune Başlangıç Kesit Alanı
e	: Mühendislik Birim Uzaması
S_u	: Kopma Dayanımı
l_0	: Numune Başlangıç Boyu
l	: Numune Anlık Boyu
Δl	: Uzama Miktarı
σ	: Gerçek Gerilme
ε	: Birim Uzama
ε^e	: Elastik Birim Uzama
ε^p	: Plastik Birim Uzama
$2N_f'$	: Hasarlanma Tam Çevrim Sayısı
σ_f'	: Yorulma Dayanımı Katsayısı

ε_f'	: Yorulma Süneklik Katsayısı
c	: Yorulma Süneklik Üssü
PSD	: Güç Spektrum Yoğunluğu
$y(t)$	: Periyodik Zaman Sinyali
T_p	: Periyot
A_0	: Zaman Verisi Ortalama Değeri
A_n	: Sinüs Dalga Genlik Değeri
B_n	: Kosinüs Dalga Genlik Değeri
$y(f)$	: Frekans Serisi
w	: Frekans
A	: Genlik
J	: Başlangıç Faz Açısı
$y(f_n)$	: Zaman Serisi Fourier Açılımı
$FFT_r(f)$	: Fourier Gerilme Cevabı
$FFT_i(f)$	: Girdi İvme Fonksiyonu
$H(f)$	: Transfer Fonksiyonu
$G_r(f)$	: PSD gerilme Cevabı
$H^*(f)$	: Transfer Fonksiyonu
$FFT_i^*(f)$	: Fourier Dönüşüm Eşleniği
$G_i(f)$	: Giriş PSD İvmesi
$p(s)$	: Gerilme Aralık Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu
$d(s)$	: Çubuk Genişliği
S_t	: Histogram Toplam Çevrim Sayısı
$N(S)$	: S Gerilmesi Çevrim Sayısı
T	: Toplam Hasar Zaman İfadesi
m_n	: n'nci Derece Spektral Moment
γ	: Düzensizlik Faktörü
$E[P]$	: Saniyede Beklenen Pik Sayısı
$E[0]$	: Yukarı Yönlü Sıfır Geçiş Nokta Sayısı
PDF	: Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Araç özellikleri alt birimleri.....	2
Çizelge 1.2 : Müşteri ömür çevrimi basamakları.....	3
Çizelge 1.3 : Hasar sınıflandırılması.....	10
Çizelge 4.1 : Kanal Sayıları.....	60
Çizelge 4.2 : Dolu-boş durum için a4 ve a8 noktaları istatistiki değerleri.....	60
Çizelge 4.3 : Üst plakasız model 100 Hz'e kadar olan modlar.....	67
Çizelge 4.4 : Üst plakalı model 100 Hz'e kadar olan modlar.....	70

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Parke taşlı yol.	4
Şekil 1.2 : Sarsıntı delikli yol.	4
Şekil 1.3 : Bükümlü hendek yol.	4
Şekil 1.4 : Tren geçiş yolu.	5
Şekil 1.5 : Eğimli yol.	5
Şekil 1.6 : Michigan test pisti.	5
Şekil 1.7 : Lommel test pisti.	6
Şekil 1.8 : Dingil uyarıtlı komple araç testi.	7
Şekil 1.9 : Tekerlek etkileşimli komple araç testi.	7
Şekil 1.10: Araç gövdesi punta kaynak analizi.	11
Şekil 1.11: Araç önden çarpma analizi.	11
Şekil 2.1 : Çelik yapılarda gevrek ve sünek kırılma	13
Şekil 2.2 : Tekrarlı çekme yükleme altında ince plaka yorulması.	14
Şekil 2.3 : Kırılma yüzey çizgileri ve izleri.	16
Şekil 2.4 : Bir yorulma hasar yüzeyi.	17
Şekil 2.5 : Tren rayı yorulma hasarı.	17
Şekil 2.6 : Aloha kazası, 1988.	18
Şekil 2.7 : Lusaka kazası, 1977.	18
Şekil 3.1 : Temel yorulma tasarım çevrimi.	19
Şekil 3.2 : Araç temel yapıları ve bağlantı noktaları	20
Şekil 3.3 : Birikimli hasar analiz prosesi.	22
Şekil 3.4 : Zaman bazında yorulma.	23
Şekil 3.5 : Tekrarlı gerilme-çevrim ilişkisinde kullanılan semboller.	25
Şekil 3.6 : Bir çeliğin eğilme-yorulma datası.	26
Şekil 3.7 : İki basamaklı düşük ve yüksek çevrimli yükleme.	28
Şekil 3.8 : Değişken genlikli yükleme altında bir gerilme-zaman grafiği.	30
Şekil 3.9 : Tek ve çift parametrelili sayma yöntemleri.	30
Şekil 3.10: Yorulma test numunesi örneği.	31
Şekil 3.11: Mühendislik gerilme-birim uzama grafiği.	33
Şekil 3.12: Gerilme-birim uzama mühendislik ve gerçek eğrileri.	34
Şekil 3.13: Birim uzama-ömür eğrisi.	36
Şekil 3.14: Morrow ortalama gerilme düzeltme modeli.	37
Şekil 3.15: Frekans bazında yorulma.	39
Şekil 3.16: Fourier ve ters Fourier dönüşüm şeması.	41
Şekil 3.17: Zaman sinyali Fourier dönüşüm şiddeti ilişkisi.	41
Şekil 3.18: Güç spektrum yoğunluğu şematik gösterimi.	42
Şekil 3.19: Saf sinüs dalgası PSD gösterimi.	43
Şekil 3.20: Geniş bant zaman sinyali PSD gösterimi.	43
Şekil 3.21: Dar bant zaman sinyali PSD gösterimi.	43
Şekil 3.22: PSD gerilme hesap şeması.	45
Şekil 3.23: Olasılık yoğunluk fonksiyonu.	46

Şekil 3.24: PSD moment hesabı.....	48
Şekil 3.25: Pik noktaları ve sıfır geçiş noktaları.....	48
Şekil 3.26: Dar bant yaklaşımı.....	49
Şekil 4.1 : Merdiven tip şasi.....	53
Şekil 4.2 : Beşinci teker yükünden dolayı eğilme momenti.....	54
Şekil 4.3 : Kamyon şasisi travers kesitleri.....	55
Şekil 4.4 : Kamyon şasisi asılı parçaları.....	55
Şekil 4.5 : Asılı parça hasarlanmaları.....	56
Şekil 4.6 : Hereke rezonans test parkuru.....	56
Şekil 4.7 : Araç üzerinden ivme toplama noktaları.....	57
Şekil 4.8 : Üç eksenli ivme ölçer araç üzeri konumu.....	58
Şekil 4.9 : Referans eksen takımı.....	58
Şekil 4.10 : Dolu araç a8 ve a4 noktası ivme değerleri.....	59
Şekil 4.11: Boş araç a8 ve a4 noktası ivme değerleri.....	60
Şekil 4.12: nCODE frekans spektrum yoğunluk modülü.....	61
Şekil 4.13: Dolu araç a4 ve a8 noktası güç spektrum yoğunluğu.....	61
Şekil 4.14: Boş araç a4 ve a8 noktası güç spektrum yoğunluğu.....	62
Şekil 4.15: A4 noktası boş-dolu araç güç spektrum yoğunluğu.....	62
Şekil 4.16: A8 noktası boş-dolu araç güç spektrum yoğunluğu.....	63
Şekil 4.17: nCODE frekans spektrum parametreleri.....	63
Şekil 4.18: nCODE göreceli hasar adımları.....	64
Şekil 4.19: nCODE göreceli hasar modülü.....	65
Şekil 4.20: Üst plakalı çamurluk sonlu eleman modeli.....	66
Şekil 4.21: Üst plakalı ve plakasız çamurluk sonlu eleman modelleri.....	67
Şekil 4.22: Plakasız model için 50 Hz'e kadar mod şekilleri.....	69
Şekil 4.23: Plakalı model için 50 Hz'e kadar mod şekilleri.....	72
Şekil 4.24: Plakasız model mod-frekans grafiği.....	73
Şekil 4.25: Dolu ve boş araç yol verisi güç spektrum yoğunluğu.....	73
Şekil 4.26: Yapı ikinci modu kararlı durum frekans analiz ABAQUS çıktısı.....	75
Şekil 4.27: Boru üzeri 119130 nolu düğüm elemanı frekans cevabı.....	76
Şekil 4.28: Yapı 5. modu kararlı durum frekans analiz ABAQUS çıktısı.....	76
Şekil 4.29: Stop lamba plakası 204503 nolu düğüm elemanı frekans cevabı.....	77
Şekil 4.30: nCODE titreşim kaynaklı yorulma teori basamakları.....	77
Şekil 4.31: Klasik sarsıcı döngüsü.....	78
Şekil 4.32: Designlife sanal sarcısı çevrimi.....	79
Şekil 4.33: Titreşim kaynaklı yorulma analiz döngüsü.....	80
Şekil 4.34: Titreşim kaynaklı yorulma analiz hasar noktaları.....	81
Şekil 4.35: Sonlu eleman analizi sınır koşulları.....	81
Şekil 4.36: Test Düzeneği.....	82
Şekil 4.37: Piston ve adaptör braket test düzeneği.....	82
Şekil 4.38: Titreşim kaynaklı yorulma hasarı ve labaratuar testi hasar bölgesi.....	83
Şekil 4.39: nCODE titreşim kaynaklı yorulma analiz sonuçları.....	84

BİR TİCARİ KAMYON ŞASİSİNE BAĞLI PARÇALARIN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA ANALİZİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında bir ticari kamyon şasisine asılı olan parçaların yorulma karakterinin belirlenmesi amacıyla parçaların statik davranışlarından ziyade özellikle yoldan gelen yükleme frekanslarının parçaların doğal frekanslarını tahrik etme olasılığından dolayı dinamik yüklemeler altındaki yorulma durumu incelenmiştir.

Bir sonlu eleman çözücüsü olan ABAQUS programı yardımıyla, yapının dinamik davranışının incelenmesinde ilk aşama olan doğal frekans analizi yapılmıştır.

Akabinde yapının ilgili doğal frekanslarında birim yerçekimi ivmesindeki hareketinin gözlemlenebilmesi için kararlı durum frekans cevap analizi yapılmıştır.

Araca etkiyen yükleme frekanslarının şasiye asılı olan parçaların doğal frekans değerleriyle karşılaştırılması amacıyla doğal frekans analizde kritikliği belirlenen noktalar üzerine yerleştirilen ivme ölçerler sayesinde belirli bir güzelgah seçilerek gerçek araç üzerindeki sekiz noktadan aracın boş ve dolu oması hallerinde ivme toplanmıştır.

Bir sinyal işleme programı olan NCODE yazılımı kullanılarak zaman düzlemindeki gerçek ivme değerleri frekans düzlemine çekilerek sonlu elemanlar sonucu elde edilmiş yapının doğal frekansları ile karşılaştırılmıştır.

Sisteme etkiyen yükleme frekanslarının yapının doğal frekansları ile çakışmasından dolayı dinamik zorlamalar halinde yorulma davranışının belirlenebilmesi için güç spektrum yoğunluğu (PSD) yöntemi esas alınarak titreşim kaynaklı yorulma analizi yapılmıştır.

Bu anlamda şasi bağlantı yerlerinde gerçek yol üzerinde elde edilmiş olan ivme değerlerinin NCODE sinyal işleme programı vasıtasıyla güç spektrum yoğunlukları boş ve dolu araç için çıkartılmıştır.

Boş araç için elde edilmiş olan güç spektrum yoğunluğu sistemi hasara uğratacak yük olarak belirlenmiştir. DESIGNLIFE yorulma analiz programının titreşim kaynaklı yorulma analiz modülü kullanılarak, yapıya etkiyen frekans düzlemindeki güç spektrum yoğunluğu ile sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilmiş kararlı haldeki frekans cevapları malzemenin gerilme-ömür eğrileri de göz önünde bulundurularak etkileştirilmiştir.

PSD yöntemi ile titreşim kaynaklı yorulma analizi sonucu elde edilmiş olan hasarlı bölgeler gerçek yol kullanımında elde edilen hasarlanma noktaları ile birebir uyushmaktadır. Aynı şekilde hızlandırılmış ivme verileri sonucu laboratuvar ortamında testi gerçekleştirilmiş olan yapının hasarlanma noktaları da analiz sonuçları ile örtüşmektedir.

DESIGNLIFE titreşim kaynaklı yorulma analiz modülü sayesinde, laboratuvar ortamında komponent seviyesinde yapılacak olan testler birer sanal sarsıcı olarak modellenerek hızlı optimizasyon ve test maliyetlerinin azaltılması açısından doğru fikir vermiştir.

VIBRATION INDUCED FATIGUE ANALYSIS OF THE COMPONENTS CONNECTED TO A COMMERCIAL TRUCK CHASSIS

SUMMARY

In this study, vibration induced fatigue behaviour of the components connected to a commercial truck chassis is investigated due to the fact that the natural frequencies of the components are driven by the input frequency that is acting from ground excitations.

This new approach is so called frequency domain fatigue analysis since in the frequency domain the input is given in the form of a power spectral density (PSD) of accelerations and the structure is modeled by a linear transfer function relating input power of accelerations to the output stress at a particular location in structure. The output from the model is expressed as power spectral density, in that case power spectral density of stress. Then vibration induced fatigue analysis is used based on power spectral density of stresses considering Dirlik, Lallane, Steinberg or narrow band approach. In addition to decrease the computational time, this method is suitable as compared the time domain. In the time domain, the structural model is solved for each time history of input hence 20 load cases would take 20 times as long to calculate as 1. In the frequency domain the linear transfer function is only calculated once, hence 20 load cases takes little more time to analyse than 1.

Basically, the frequency domain is another way of representing a time history. Certain information about a random process becomes apparent in a frequency domain plot, which is difficult to see in the time domain. It is easy to flip back and forth between the two domains using the Fourier Transformation and Inverse Fourier Transformation respectively.

Firstly, a commercial pre-processing software called ANSA is used to generate finite element model of the chassis connected parts considering realistic boundary conditions and connection types. Thanks to that global software which is generally aimed to create full vehicle models, finite element mesh model is generated including plastic fenders, tubes, I rods, rails and cross members.

In order to reflect the real conditions while simulating the laboratory test, model cut is applied on chassis rails and cross members from an acceptable distance away from the selected unit excitation point. In order to have an acceptable and meaningful results, detailed modelling of bolts and washers are considered while using appropriate element types in related element library.

Some estimations are done to have an efficient finite element model as modelling of some parts with nonstructural masses. So as to have accurate results on finite element calculation, instead of using triangular elements quadrilateral elements are selected not to exceed % 5 of total elements in finite element model. For realistic boundary conditions, cutting sections on model are assumed to be fixed by all degree of freedom to have accurate stiffness. Generally bolts are thought to be rigid elements since detailed modelling as

using tetra elements and pretension are not applied on model. On the other hand, dynamic properties of the system is checked to ensure that the total weight of the model is same compared to the real model.

In the following step, a finite element solver ABAQUS is used to determine the effect of dynamic loadings since natural frequencies of the components up to 100 Hz is extracted by doing modal analysis using lanchoz method. Modal analysis is the basic element of dynamic analysis procedure to get the natural frequencies of the system. In order to define more realistic natural frequencies, modal testing is conducted for better results but that process is not included for the whole vibration fatigue process.

In conjunction with this, the whole system is excited through base acceleration unit loading which is performed by ABAQUS steady state dynamic analysis. The aim of the steady state dynamic analysis is to get the stress versus frequency plots of each nodes in finite element model. In addition to that, steady state dynamic analysis is used to evaluate systems that has random loadings and frequency dominant situations. Compared to the time domain mode based dynamic analysis, time domain analysis cost too much getting the analysis results, results are taken immediately with frequency domain analysis approach.

Also appropriate frequency spacing selection in finite element model is investigated within the frequency range of interest since sparse spacing is selected as 1 Hz for exact system results. Damping ratio which is the most important parameter for a dynamic system is chosen % 5. Effect of damping ratios on vibration fatigue results have dramatic differences since using appropriate damping ratio and type of dampings mentioned in ABAQUS library is essential for accurate results and damage values in vibration fatigue results.

In order to determine the power spectral density of accelerations which is had basis of vibration fatigue analysis, data collection on real usage environment is done with an instrumented heavy commercial truck including 24 acceleration channels of 28. A reference fixed coordinate system on vehicle is defined to evaluate the acceleration signs considering the direction of gravity, lateral forces and tractive forces. Then, two tests are carried out on resonance road considering laden and unladen conditions to evaluate vibration levels on chassis attached components. It can be concluded that vibration levels on chassis attached components at laden conditions are less than the unladen one.

In the following step, the measurements recorded throughout the tests are data acquisitioned in nCODE software whether there is any spike, drift and anomalies. After that, time domain signals are converted into frequency domain to compare with the natural frequencies of the components according to modal analysis performed in finite element environment. When compared with the natural frequencies, loading frequencies are around natural frequencies of the components connected to chassis since it can be said the the model should be evaluated by the effect of dynamic analysis procedures instead of static cases.

In addition to that, relative damage calculation in terms of different channels attached to chassis regarding loading conditions is done in nCODE so as to define most damaging channel as reference power spectral density of input loading for vibration fatigue analysis and rig test. With this method, a standart stress versus life curve is selected for different channel comparison since the relative damage values are obtained.

Fatigue damage is traditionally determined from time signals of loading, usually in the form of stress and strain. However there are many design scenarios when the loading or fatigue damage process, cannot easily be defined by using time signals. In that cases a frequency based fatigue calculation is utilised where the loading and response are represented using power spectral density functions. A very important part of these new finite element based fatigue analysis which can be clarified vibration fatigue is used to determine the damages of the system in terms of power spectral density of input acceleration loadings.

Vibration induced fatigue glyph in nCODE DESIGNLIFE which is aimed to simulate hydraulic or electrodynamic shakers as a virtual shaker table is used for a new approach. It is thought to cut test costs during design verification process of product development phase.

Frequency response function in terms of base acceleration input loading which is obtained by ABAQUS software and power spectral density of real accelerations are the inputs for the flow chart of basic fatigue calculation in software considering appropriate stress versus life curves of components.

Life of the component is determined by different power spectral density of stress calculations referred Dirlik, Lalanne, Steinberg or narrow band approach. Since lalanne approach is selected because of the reliable results. According to the papers, dirlik and lalanne results are close together, on the other hand steinberg solution is beneficial for electronic component that has shock vibrations.

In order to assess hot spot locations and correlete the model, a test setup is prepared using the same components and representative boundary conditions as in finite element model. Fatigue calculations of plastic components are not assumed to evaluate because of proper stress versus life plot requirements.

So as to have same input power spectral acceleration loading, a servo hydraulic piston system is fixed to the assembly by using appropriate adaptor brackets. In addition to that, power spectral density of accelerations according to the resonance road load data collection is used as an input loading that has a direction of vertical as in vibration fatigue calculations.

It can be said that, natural frequencies of the component is driven by the loading frequency according to resonance road load data collection and overlapped frequencies are seen when compared with both laden and unladen conditions. Loading frequency which is thought to be hazardous for the system is around 10 Hz and peak values are going lower by 25 Hz.

According to vibration fatigue analysis results, same hot spot locations are seen compared to the test setup. Instead of conducting many test for design verification, a frequency based fatigue life calculation on random excitations is valid for fast optimization and cost reduction.

1.GİRİŞ

1.1 Araç Dayanım

Araç parçalarının yapısal dayanımı müşteri memnuniyeti açısından araç dizaynı ve geliştirmesi sırasında değerlendirilmesi gereken en önemli unsurdur. Araç dayanım diğer bir tanımlama ile belirlenen müşteri hedefleri doğrultusunda aracın veya parçaların işlevlerini ilk alınan durum gibi devam ettirmesidir. Ayrıca aracın kalite ve fonksiyonlarını aracın yararlı ömrü boyunca devam ettirmesi diğer bir tanımlamadır.

Dayanım açısından yüksek olan bir parça müşterinin belirlediği özel durumlar ve zaman aralıkları içerisinde yapısal hasar ve aşınmalardan dolayı tamire ve değişime uğramaz. Geniş anlamda düşünüldüğünde araç, sistemler , alt sistemler ve komponentler bazında herhangi bir hasarla karşılaşmadan özel hedefleri sağlar.

1.2 Komple Araç Dayanım ve Hasarlanmalar

Geniş anlamda düşünüldüğünde araç, sistemler , alt sistemler ve komponentler bazında herhangi bir hasarla karşılaşmadan özel hedefleri sağlar. Aracın fonksiyonunu devam ettirmesinden ziyade araçta oluşacak diğer durumlarda hasarlar görülebilir. Bunlar aşağıda belirtildiği gibidir;

- Gövde yapılarında hasarlanmalar; birinci ve ikinci sınıf yüzeylerde oluşan çatlaklar ve deformasyonlar araç fonksiyonuna etkilerinden dolayı hasar olarak değerlendirilir.
- Şasi yapısında hasarlanmalar; şasiyi oluşturan parçalarda meydana gelen çatlamlar, kırılmalar, deformasyonlar ya da bağlantı yerlerinde oluşan gevşemelerden dolayı aracın yol tutuş ve direksiyon hakimiyetinin değişmesi ve kolayca işitilebilen sesler oluşmasına neden olur.
- Dönen parçalar; özellikle aracın motoru, aksı ve dişli kutusunda bulunan dönen parçalarında meydana gelecek hasarlar aracın fonksiyonunu yitirmesine sebebiyet verir.

- İç döşemede meydana gelen hasarlar; aracın görselliğine hitap eden iç kısımdaki parçalardaki görünen çatlaklar ve yırtılmalar aracın doğrudan fonksiyonunu yitirmesine neden olmasa da hasar olarak değerlendirilir.
- Araç boyasında ve yapıştırıcılarında meydana gelen hasarlar.

Aracın fonksiyonunu yitirmesine neden olabilecek hasarlar olabileceği gibi işlem açısından araca zarar vermeyip görselliğe hitap eden aracı durdurmaya olanak da hasar olarak kabul edilir.

1.3 Müşteri Ömür Çevrimi ve Alt Bileşenleri

Herhangi bir ticari aracın ya da binek aracın belirlenen müşteri hedefleri doğrultusunda tasarlanması sırasında birçok araç özelliği alt biriminin sistemli bir şekilde çalışır. Bu alt birimlerin sahip olduğu hedefler doğrultusunda araç tasarımı şekillenir. Aracın tasarım ve geliştirme faaliyetlerinin bitmesi ancak ve ancak araç özellikleri birimlerinin çalışmalarındaki optimizasyon ile sağlanır.

Çizelge 1.1 : Araç özellikleri alt birimleri.

Araç Özellikleri Alt Birimleri
Maliyet
Müşteri Ömür Çevrimi (Dayanım)
Elektrik-Elektronik
Emisyonlar
Konfor
Titreşim
Paketleme ve Ergonomi
Performans ve Yakıt Ekonomisi
Parça Üretim Uygunluk Prosesi
Araç Güvenliği
Güvenlik
Dış Görünüm
Aerodinamik ve Isıtma
Araç Dinamiği
Araç Entegrasyonu
Ağırlık

Çizelge 1.1’de bir araç tasarımında birbirleriyle bütünleşik olarak çalışan tasarım grupları yer almaktadır. Herhangi bir alt birim çalışması diğer birimler tarafından

mutlak suretle kabul edilir olmalıdır. Birimler arası uyumsuzluk tasarım sürelerinin ve optimizasyonların uzamasına neden olmaktadır.

Çizelge 1.2 : Müşteri ömür çevrimi basamakları.

Müşteri Ömür Çevrimi Alt Basamakları
Müşteri Odaklılık
Geri dönüşüm
Garanti Maliyetleri
Araç Korozyon Direnci
Araç Yapısal Dayanım
Güç Aktarma Organları Dayanım
Servis edilebilirlik - Tamir edilebilirlik
Kalite
Ürün Etkileyiciliği ve Yenilik
Garanti
Müşteri Servisleri
Pazarlama ve Fiyat
Güvenlik Özellikleri

Çizelge 1.2’de görüldüğü gibi araç özellikleri alt birimi kendi arasında birden fazla guruba ayrılır. Alt grupta bulunan her kısım müşteri çevrimi açısından değişik öneme sahiptir. Bundan sonraki kısımlarda incelemek olan araç yapısal dayanımının sağlanmasında izlenmesi hangi yolların izlendiği, hangi metotlardan yararlanıldığı, tasarım doğrulamasında izlenecek yolların neler olduğudur.

1.4 Dizayn Doğrulama

Her bir tasarım araç yapısal dayanımına uygun olarak testler veya analitik yöntemler kullanılarak doğrulanır. Tasarımın farklı evrelerinde testler ve analitik analizlerden yararlanılır. Analitik analizler ile belirtilen bilgisayar destekli mühendislik (CAE) araçlarından yararlanılarak gerçek hayattaki durumun doğruya en yakın şekilde sanal ortamdaki simülasyonudur.

Dizayn doğrulama kendi içerisinde test ve bilgisayar destekli mühendislik doğrulaması olarak ikiye ayrılır.

1.4.1 Test doğrulama

Araç dayanımı yol testleri ve laboratuvar testleri olmak üzere iki şekilde doğrulanmaktadır. Normal olarak yol testleri özel olarak oluşturulmuş test pistlerinde yapılmaktadır.

1.4.2 Araç dayanım yol Testleri

Otomotiv şirketleri araç dayanımı açısından doğrulama çalışmalarını özel olarak tasarlanmış test pistlerinde yapmaktadır. Bu test pistlerinde bulunan yollar müşterilerin o aracı kullanabileceği tüm yol senaryoları içermekte olup araca hasar verecek yol koşullarında hızlandırılmış olarak test edilir. Aşağıda test pistlerinde bulunan yol yüzeyleri görülmektedir. (Şekil 1.1, Şekil 1.2, Şekil 1.3, Şekil 1.4, Şekil 1.5)



Şekil 1.1 : Parke taşlı yol.



Şekil 1.2 : Sarsıntılı delikli yol.



Şekil 1.3 : Bükümlü hendek yol.

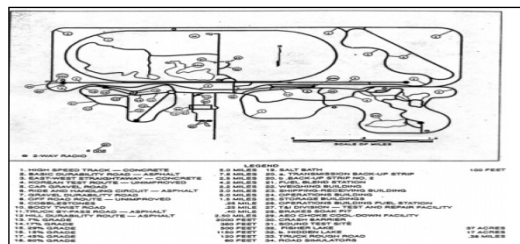


Şekil 1.4 : Tren geçiş yolu.



Şekil 1.5 : Eğimli yol.

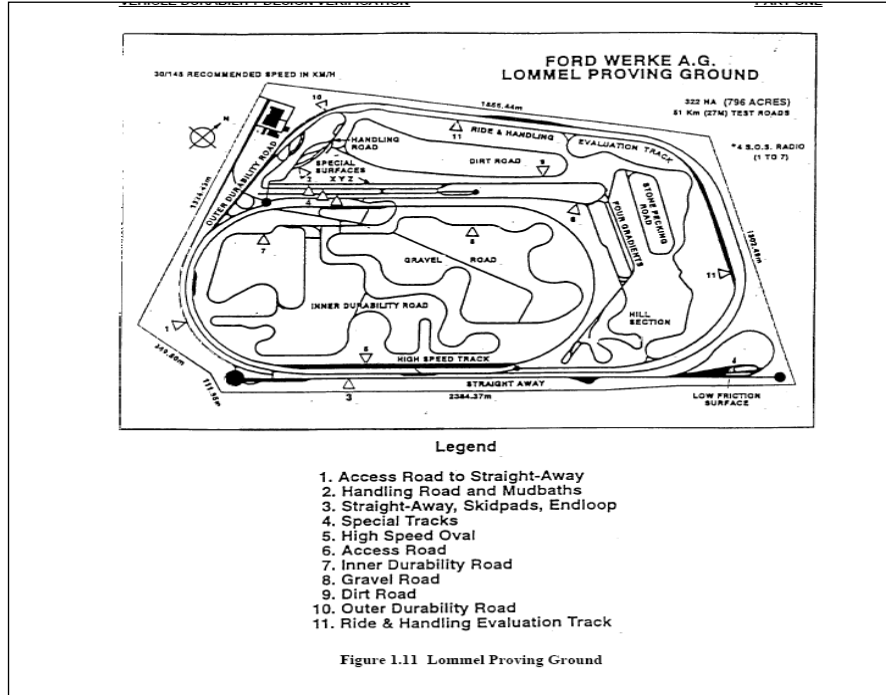
Sirasıyla Şekil 1.6 ve Şekil 1.7’de Michican ve Lommel test pistlerinin krokisi görülmektedir. Her bir yol pisti özel olarak oluşturulmuş değişik pürüzlülükte veya şekilde yollardan oluşmaktadır. Test edilecek araçlar için uluslararası standartlarda farklı kombinasyonlardan oluşmuş test standartları bulunmaktadır. Bu standartlar tamamıyla o araç sınıfına hitap eden kullanıcıların hedefleri doğrultusunda belirlenmiş olup aracın belirli bir tur sayısında hasarlanmamasını öngören özel test metotları ve prosedürleri içerir.



Şekil 1.6 : Michigan test pisti.

Bu test pistlerinde binek araçların yanı sıra hafif ticari araçlar ve ağır ticari araçların testleri gerçekleştirilmektedir. Her bir test aracı için yapısal dayanım, güç aktarma organları dayanım testleri önceden belirlenmiş tur sayıları ve yol kombinasyonlarına göre düzenlenmektedir.

Yol testlerinin devam ederken veya sonlandığında test aracı periyodik olarak kontrol edilmektedir. Herhangi bir hasarlanma gözlemlendiği takdirde gerekli önlemler alınıp iyileştirme çalışmaları yapıldıktan sonra teste devam edilir. Aracın hiçbir hasar almadan test pistini tamamlaması tasarımdan üretime geçiş için onay niteliğindedir.



Şekil 1.7 : Lommel test pisti.

1.4.3 Araç dayanım laboratuvar testleri

Yol testleriyle doğrulanabilen ve üretim için onay verilen araç testleri için bir diğer yer laboratuvar testleridir. Araçların yapısal dayanım performanslarını değerlendirmek için birçok laboratuvar testi bulunmaktadır.

Bu testler komple araç bazında yapılabileceği gibi komponent bazında da yapılmaktadır.

Araç seviyesinde atalet etkileşimli araç dayanım testleri dingil etkileşimli araç testleri ve tekerlek etkileşimli araç testleri olmak üzere genel olarak iki kısma ayrılmaktadır.

Şekil 1.8 ile görülen test düzeneği tekerlek göbeği etkileşimli olup aracın yol şartlarının simülasyonu için, her bir tekerlek göbeğinden birbirinden bağımsız olmak üzere x,y,z yönlü toplam 13 kanal giriş sinyali verilmektedir.



Şekil 1.8 : Dingil uyartılı komple araç testi.

Bu test düzeneğinde araç tekerlekleri ve jantlar çıkartılmış olup yol sinyalleri direkt olarak tekerlek göbeği üzerinde araca aktarılmaktadır.



Şekil 1.9 : Tekerlek etkileşimli komple araç testi.

Şekil 1.9 ile gösterilen test düzeneği aracın gerçek yol şartları altında toplanmış deplasman ya da kuvvet değerlerini dört adet hidrolik silindir ile tekerlekler vasıtasıyla araca iletmektedir. Araç yol testlerine götürülmeden laboratuvar ortamında hızlandırılmış gerçek yol verileri ile aracın yapısal dayanımı belirlenmektedir.

Araç bazında testlerden ziyade laboratuvar ortamında yapılan testlerden bir diğeri parça bazlı yapısal dayanım testleridir. Bu testlerin bir diğeri adı ise parça ömür testleridir. (KLT) Uygun yükler ve sınır koşulları altında gerçek durumun simülasyonunu yapacak şekilde özel test bankalarına sabitlenmiş olan araç parçalarının testleri bu gruba girmektedir. Parça bazlı ömür testlerinde ekstreme yükler ve % 90 çevresel etkili müşteri kullanımları normalden daha fazla yüklerin yada sıcaklığın sisteme verilmesi ile hızlandırılıp hasara etki etmeyen çevrimler yük spektrumlarından çıkarılarak limitli sayıdaki yük çevrimleri altında ömür tespitleri yapılmaktadır.

1.4.4 Bilgisayar destekli mühendislik ile doğrulama

Otomotiv sektörü ürün geliştirme sürecinde test maliyetlerini ve dizayn çevrim sürelerini azaltmak için 1970'lerden itibaren bilgisayar destekli mühendislik (CAE) uygulamalarından genişçe yararlanılmaktadır. CAE ile tasarım süreçlerinin başlangıcında tasarım doğrulama ve optimizasyon çalışmaları çok kısa sürelerde yapılmaktadır.

CAE ile amaçlanan fiziksel durumun gerçeğe en yakın şekilde modellenip parçaların yapısal durumlarının analitik yöntemlerle ifade edilerek tasarım başlangıcında ortaya çıkacak araç dayanım problemlerinin minimize edilmesidir.

Test maliyetlerinin azaltılması için test sonuçlarıyla bilgisayar destekli mühendislik çalışmaları sonucu elde edilen değerlerin uyuşması ve birbirini desteklemesi gerekmektedir. Fiziksel durumun gerçeğe en yakın şekilde bilgisayar destekli analiz programları vasıtasıyla modellenmesi test verilerine o kadar yaklaşılmaması anlamına gelmektedir. Bu anlamda bilgisayar destekli mühendislik uygulamalarında kullanılacak olan analiz programları, modelleme teknikleri, yüklemeler, sınır koşullarının önemi analiz doğrulaması açısından önem arz etmektedir.

Otomotiv şirketleri ellerinde bulundurdukları CAE tecrübelerine göre araştırma geliştirme ve ürün geliştirme süreçlerini gerçekleştirmektedir. Herhangi bir araç projesi herhangi bir ülkede, uluslar arası anlamda değer kazanmış CAE prosedürlerini kullanarak tamamlanabilir. Bilgisayar destekli mühendislik prosedürleri genel olarak iki kısımda incelenmektedir. Birincisi uluslar arası değer taşıyan uygulamalar olup test ile yüksek güvenilirlik mertebelerinde sahiptirler. Bu tür CAE uygulamalarında test ile doğrulama çalışmasına gerek kalmamaktadır. Test

ile bulunan sonuçlar CAE ile bulunan sonuçlar ile örtüşmektedir. Bir diğer uygulama ise güvenilirlik oranı daha düşük prosedürler olup tasarıma yol göstermek ve tasarım karşılaştırma amaçlı (A-B karşılaştırması) kullanılmaktadır. Lokal CAE prosedürü olarak adlandırılan bu çalışmalarda tasarım onay sürecinin mutlaka testlerle sonlandırılması gerekmektedir.

1.4.5 Günümüz bilgisayar destekli mühendislik yetenekleri ve limitleri

Araç yapısal dayanımı söz konusu olduğunda ilgili yapının yüklemeler karşısında malzemenin akma değerini geçmeyecek şekilde dayanıma sahip olması gerekmektedir. CAE uygulamalarında yapıdaki yüksek gerilme bölgesinin bulunarak malzemenin akma sınırının üzerinde olup olmadığı genel anlamda değerlendirilmektedir.

Yapısal dayanımı sağlanan bir araç parçasında ilgilenilmesi gereken bir diğer nokta ise yapının tekrarlı yüklemeler altında fonksiyonlarını devam ettirmesidir. Küçük mikro çatlakların yayılarak tekrarlı yüklemeler altında malzemenin akma gerilme değerinden daha düşük gerilme değerlerinde çatlakların yayılması sonucu parça fonksiyonu yitirmektedir. CAE uygulamaları ile çatlakların başlayacağı zaman hakkında yaklaşımlar yapılmaktadır.

Otomotiv endüstrisinde araç yapısal dayanım analizlerinin büyük bir kısmını lineer statik analizler ve yorulma analizleri oluşturmaktadır.

Bunun yanı sıra günümüz CAE uygulamalarında ilgilenilen diğer konular yapının analiz gereksinimine göre değişmektedir. CAE ile analiz edilen çalışmalar; statik ve dinamik gerilme, statik ve dinamik elastik şekil değişimi, kalıcı şekil değişimi, burkulma, yorulma ve çarpışma olarak sınıflandırılmaktadır. Çizelge 1.3'te çeşitli hasarlanmalar ve bileşenleri görülmektedir.

Yapıların doğal frekansları yükleme frekanslarının üzerinde ise bir diğer değişle sistemde dinamik etkiler bulunmuyorsa statik analizler yapılarak sonuçlara gidilmektedir.

Teorik olarak sisteme etkileyen kuvvetlerin frekansı yapının doğal frekansının 1/3'ünden büyük ise frekansların çakışması (rezonans) durumundan dolayı yapının dinamik olarak incelenmesi söz konusudur. Bu durumda yapının statik olarak incelenmesi yerine dinamik etkenler altında incelenmesi gerekir.

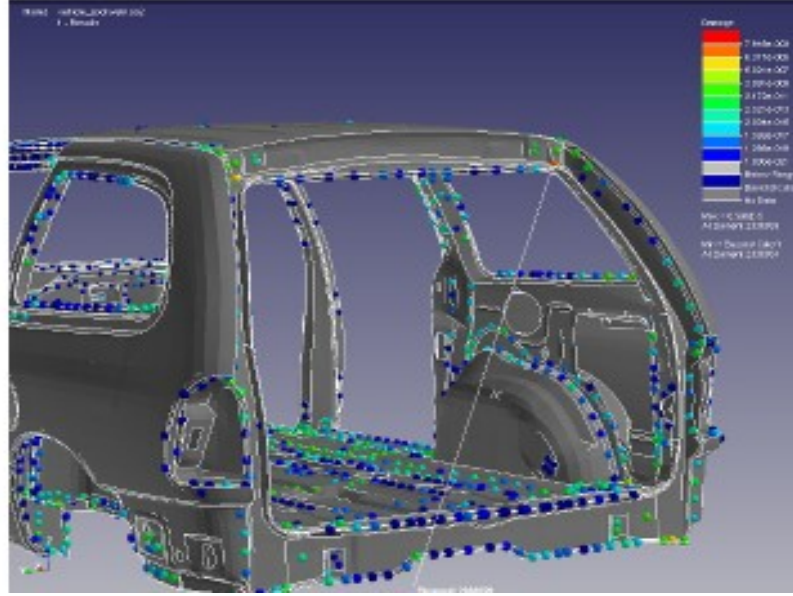
Çizelge 1.2 : Hasar sınıflandırılması.

Deformasyon	Kırılma	Malzeme Kaybı	Bozunma
Titreşim	Yüksek Gerilme -Statik -Dinamik	Aşınma	Gevreme
Burkulma	Yorulma -Mekanik -Termal	Korozyon	Isı Etki Bölgesi Oluşumu
Elastik Şekil Değişimi	Çarpışma	Erozyon	Sıcaklık Geçiş
Plastik Şekil Değişimi	Sünme	Ergime	Ayrılma

Bunun yanı sıra sisteme etkiyen yüklemeler malzemede elastik şekil değişimleri yaratmakta ve malzemenin % 0,2 sınırı ile deformasyon mertebeleri ilgi konusu ise elastik şekil değişiminin incelenmesi gerekmektedir. Rezonans durumunda ise elastik şekil değişimi dinamik durum düşünülerek incelenmektedir.

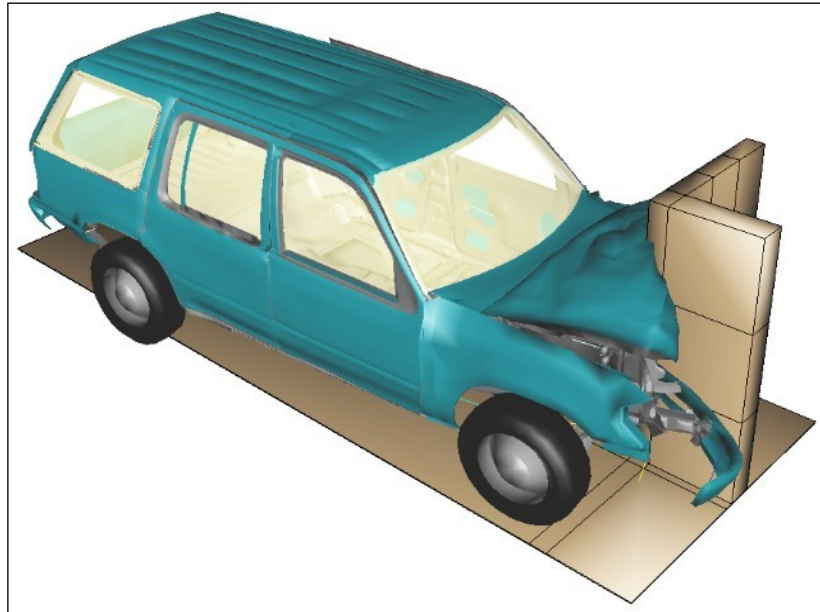
Bazı tasarım gereksinimlerinde belirli araç parçalarının tasarım fonksiyonlarını yerine getirebilmesi için belirli noktalarındaki kalıcı şekil değiştirme miktarlarının belirli değerler altında kalması istenmektedir. Bu tarz çalışmalar lineer olmayan çalışmalardır.

Yorulma analizlerinde ise, sisteme etkiyen statik yüklemeler belirli çevrimlerde ve belirli sayılarda değişken genliklerde etkiyor ise yapı statik yükleme durumundaki kuvvetlerden çok daha küçük mertebelerde hasara uğramaktadır. Otomotiv mühendisliğinde yorulma büyük önem arz etmekte olup CAE uygulamaları ile punta kaynaklarının yorulma analizleri, saç parçaların yol yükleri altındaki yorulma analizleri, piston hareketleri sonucu oluşan titreşim kaynaklı motor gövdesi ve diğer parçalar üzerindeki yorulma analizleri, araç üzerindeki açılır sistemlerin çarpma durumu düşünülmeden açılma-kapanma durumları oluşan yorulma durumu gibi konularda çalışmalar yapılmaktadır. Şekil 1.10 'da bir araç gövde parçalarını birleştiren punta kaynaklarının yorulma analizi ile ilgili bilgisayar destekli analiz sonucu görülmektedir.



Şekil 1.10: Araç gövdesi punta kaynak analizi.

Çok düşük zaman aralıklarında çok yüksek ivme değerlerinin olduğu araç çarpışma durum simülasyonlarında da bilgisayar destekli mühendislikten yararlanılmaktadır. Otomotiv endüstrisinde araç satışlarını etkileyen en önemli unsurlardan birisi olan araç güvenliğinde test maliyetleri oldukça yüksek olduğundan bilgisayar destekli mühendislik uygulamaları hızlı ve pratik çözümler sunmaktadır.



Şekil 1.11: Araç önden çarpma analizi.

Önden çarpma, yandan çarpma, arkadan çarpma, tavandan çarpma ve yaya güvenliği konularında CAE araçlarından çokça yararlanılmaktadır. Şekil 1.10 ile sonlu elemanlar modeli hazırlanmış bir aracın önden çarpma simülasyonu görülmektedir.

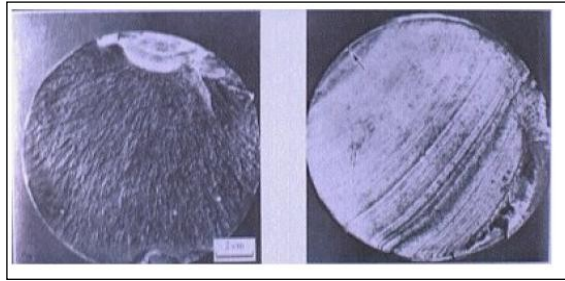
2. YORULMA HASARI

2.1 Metal Yorulma Hasarı

Makine parçaları statik olarak yüklemeler yerine değişken yüklemeye maruz kaldığında davranışları değişir. Genellikle makine parçaları sürekli titreşimler ve farklı gerilme genlikli yüklerde yüklendiğinde en dikkatli analizler sonucunda bile malzemenin kopma gerilmesinin çok altındaki bir gerilme değerinde ve hatta malzemenin akma gerilmesinin altındaki bir değerde hasara uğradığı görülmektedir. Bu hasarları diğerlerinden ayıran en önemli özellik tekrarlı yüklemeler altında gerçekleştiği için çok uzun zaman dilimlerinde hasarlanmanın gözleniyor olmasıdır. Bu tarz hasarlanmalara yorulma hasarlanması denir.

2.1.1 Metal yorulma hasarının özellikleri

Kırılan yüzeyler parlak , gerilme eksenine dik ve herhangi bir boyun verme gerçekleşmemiş ise yorulma hasarı gevrek kırılma olarak adlandırılır. Yorulma yüklemesine maruz kalan makine parçalarının tipik kırılma yüzeyleri Şekil 2.1 ile görülmektedir. Sağ kısımdaki resimden de görüleceği üzere yüzey morfolojisi incelenen yapılar düzgün ve parlak bir yapıya sahip ise yüzey üzerinde belirgin çizgiler oluşmaktadır. Bu çizgiler kırılma yüzeyinde oluşan çatlağın sabit ve durağan bir hızla ilerlediğini göstermektedir. Kaba bölgeler ise yüksek plastik deformasyonun göstergesi olup son çatlağın durdurulamaz bir hızda ilerlediğini belirtir.

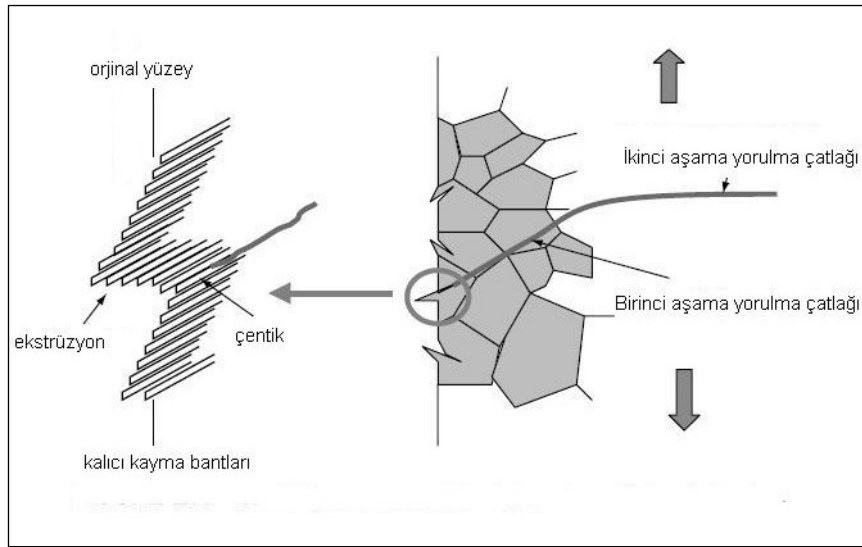


Şekil 2.1: Çelik yapılar da gevrek ve sünek kırılma.

Genel olarak yorulma olayı ve sonucunda hasarlanma olayı dört aşamadan meydana gelmektedir. Bunlar sırasıyla çatlak çekirdeklenmesi, küçük çatlak büyümesi, büyük çatlak büyümesi ve son kırılmadır. Daha genel anlamda sınıflandırılacak olursa

çatlak başlangıcı, çatlak ilerlemesi ve kırılma olmak üzere üç sınıfta da toplanabilir. Çatlak, süreksizlikler, kalıcı kayma bantları ve porozite gibi lokal kesme düzlemlerinde yada yüksek gerilme yığılma noktalarında meydana gelir. Lokal kesme bantları genellikle yüzeylerde yada tane sınırları içerisinde oluşmaktadır. Bu kısım çekirdeklenme safhası olup yorulma prosesinin ilk aşamasıdır. Öncelikle çekirdeklenme oluşur tekrarlı yüklemeler neticesinde çatlak maksimum kayma gerilme düzlemleri ve tane sınırları boyunca ilerler. Çatlak başlangıç evresinde düzgün geometriye sahip ve üzerinde çentik etkisi olmayan parçalar ömürlerinin % 90'ını bu safhada geçirerek servis ömürleri boyunca herhangi bir hasarla karşılaşmazlar. Genellikle çatlak başlangıç evresi sonucunda pek sayıda mikro çatlaklar oluşur ve bu çatlaklar birbirleri ile etkileşim içinde olarak çatlak büyümesi ve daha büyük çatlaklara olasılık verebilirler. [28]

Şekil 2.2 ile yorulma prosesi gösterilmiş olup çatlak çekirdeklenmesi kalıcı kayma bantları içinde yüksek gerilme yığılma bölgelerinde meydana gelmektedir.



Şekil 2.2 : Tekrarlı çekme yükleme altında ince plaka yorulması.

Yorulma prosesindeki bir sonraki evre çatlak ilerleme evresidir. Bu evre birinci ve ikinci aşama çatlak ilerlemesi olarak ikiye ayrılır. Birinci aşama yorulma çatlağı, maksimum lokal kayma gerilme düzlemi üzerinde sonlu sayıdaki tane sınırı boyunca başlangıç küçük çatlak ilerlemesi olarak düşünülür. Birinci aşama çatlak ilerleme evresi malzemenin mikro yapısı mertebelerinde olduğundan çatlak ucunda oluşan kalıcı şekil değiştirme kayma karakteristiğinden, tane büyüklüğünden, gerilme seviyesinden etkilenir. İkinci aşama çatlak ilerleme evresi ise global asal gerilme

ekseni normalinde ve lokal maksimum kayma gerilmesi içerisinde ilerleyen çatlak olarak tanımlanır. Bu evrede uzun çatlak karakteristikleri birinci evredeki gibi malzemenin mikro yapısından daha az etkilenirler. Çünkü çatlak ucunda meydana gelen plastik şekil değişimi malzemenin mikro yapısından daha geniş bir alan kaplamaktadır. [7]

Mühendislik uygulamalarında çatlak çekirdeklenmesi ve birinci evre çatlak ilerlemesine kadar harcanan parça ömrü çatlak başlangıç evresi olarak adlandırılmaktadır. Oysa ikinci evre çatlak ilerleme evresinde oluşan çatlak ise çatlak ilerleme evresi olarak nitelendirilmektedir. Çatlak başlangıç ve çatlak ilerleme geçiş periyodunun tam bir tanımı yoktur. [7]

Bununla birlikte çelikler için çatlak başlangıç evresinin sonunda oluşan çatlak büyüklüğü, a_0 , malzemenin birkaç tane büyüklüğünde olup tipik çatlak büyüklüğü 0.1-1 mm arasında değişmektedir. Lineer elastik kırılma mekaniği yaklaşımıyla çatlak başlangıç büyüklüğü yaklaşık olarak Denklem (2.1)'e göre ifade edilir. Ayrıca çatlak başlangıç büyüklüğü çentikli parçalar için çentik ucu yarıçapının 0,1-0,3 katıdır. [5]

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta S_e} \right)^2 \quad (2.1)$$

Çelikler için çatlak başlangıç büyüklüğü Denklem (2.2)'de Peterson ampirik ifadesine göre malzeme sabitleri iki katı olarak belirlenmiştir. [9]

$$a_0 = 2 \times 0.0254 \times \left(\frac{2079}{S_u (MPa)} \right)^{1.8} \quad (2.2)$$

S_u : Malzemenin kopma mukavemeti

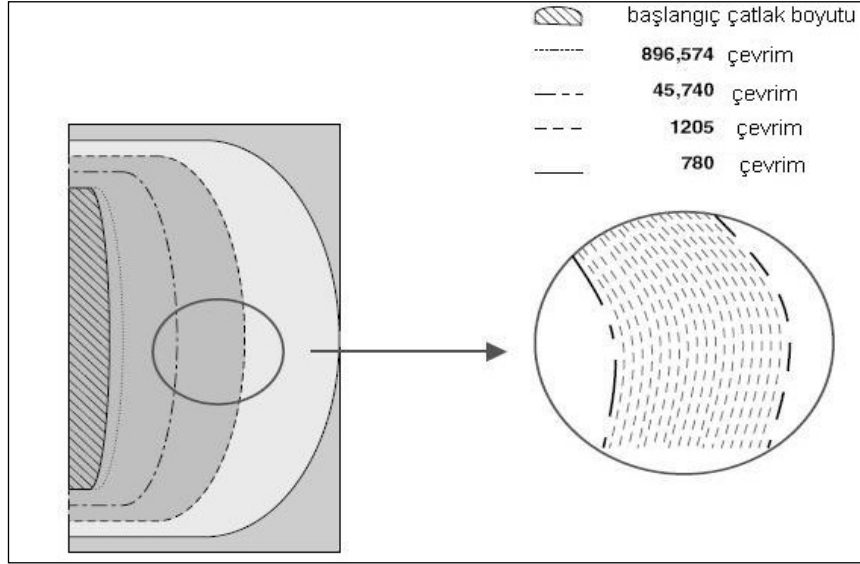
ΔS_e : Yorulma limit gerilme aralığı

ΔK_{th} : Eşik şiddet faktör aralığı

a_0 : Çatlak büyüklüğü

Tipik olarak çelikten yapılmış yapılarda çatlak ilerleme periyodu tekrar sayısı 10000'den fazla olan yüksek çevrimli yorulma bölgesinde oluşmaktadır. Düşük çevrimli yorulmada ise yorulma ömrünün büyük bir kısmı çatlak ilerlemesi periyodu için harcanır. [7]

Şekil 2.3'te görüldüğü üzere, eğilme ve eksenel yorulma hasarlarında hasarlı yüzey üzerinde çizgiler meydana gelmektedir. Bu çizgiler kırılma yüzeyinin görüntüsünden ileri gelmektedir. Şekilden de görüleceği üzere başlangıç çatlak çekirdeklenmesi radyal doğrultuda ilerlemektedir. Bazı durumlarda çizgilerin boyutları ve başlangıç yerleri farklı periyotlarda başlayan çatlak ilerlediği ve bittiği hakkında bilgi vermektedir.



Şekil 2.3 : Kırılma yüzey çizgileri ve izleri.

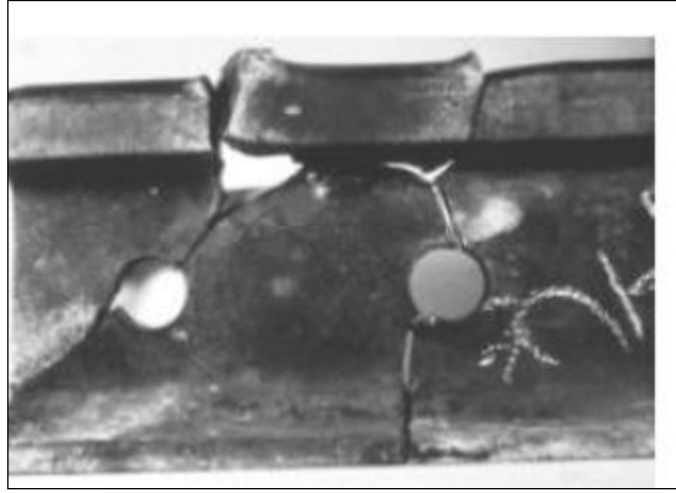
Çizgiler arasında oluşan izler bir ağacın kesitinde meydana gelen halkalar ile bağdaştırılabilir. İzler, her bir tekrarlı yükleme çevriminde çatlakın ilerlemesini göstermektedir. Kırılma durumunda ise son yüklemeyi taşıyacak son kayma yüzeyi oluşur. Bu yanağın büyüklüğü yükleme ve malzeme özellikleri gibi durumlara göre değişmektedir.[7]

Malzemenin akma gerilmesini aşacak statik yüklemeler parçaya etkidiğinde, malzemede oluşarak aşırı deformasyonlar parçada hasar oluşacağını önceden göstermektedir. Bununla birlikte önceden herhangi bir belirti göstermez ve aniden oluşur.

Sırasıyla Şekil 2.4 ve Şekil 2.5 ile bir yorulma hasar yüzeyi ve bir tren rayında delikler etrafından yayılan hasar çatlakları görülmektedir. [13]



Şekil 2.4 : Bir yorulma hasar yüzeyi



Şekil 2.5 : Tren rayı yorulma hasarı.

2.1.2 Yorulma sonucu oluşan kazalar

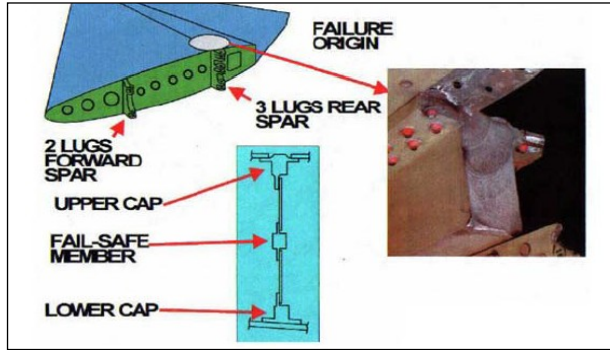
Yorulma hasarı sonucu meydana gelen bilinen ilk kaza 1843 yılında Fransız demir yollarında meydana gelmiştir. Ön aksta meydana gelen metal yorulmasından dolayı motor yere düşmesi sonucu yolcu ünitesinde meydana gelen yıkım ve yangın sonucu can kayıpları yaşanmıştır. Tren raylarında meydana gelen bu tarz kazalar sonucunda bilim adamları daha detaylı olarak metal yorulması hakkında bilgi edinmeye çalışmışlardır. [13]

1988 yılında Aloha hava yollarına ait boeing 737-200 tip yolcu uçağı 89,681 uçuş çevriminden sonra 24000 fitte patlamaya maruz kalmıştır. (Şekil 2.6) Yorulma hasarı nedeniyle oluşan kaza soğuk yapıştırılan ve perçinlenen yan kanatta meydana gelmiştir. Keskin köşe etkisinden dolayı yorulma hasarı oluşmuştur.[15]



Şekil 2.6 : Aloha kazası, 1988.

1977 yılında DAN hava kuvvetlerine ait olan Boeing 707-300 tipi yolcu uçağı kafa vurma kontrolünü kaybetmesinden dolayı sağ yatay dengeleyicilerinde (Şekil 2.7) oluşan ayrılma nedeniyle 16,733 fit yükseklikte ve 47,621 saatlik uçuştan sonra kazaya maruz kalmıştır. Hasarın uzun dönemli yorulma nedeniyle oluştuğu düşünülmüştür. Bunun yanı sıra herhangi bir problem olmayan güvenli bölgenin de uçuş yüklerini taşımayarak yorulma hasarına ön ayak olduğu rutin bakımlar ve gözlemler sonucu elde edilmiştir. [14]



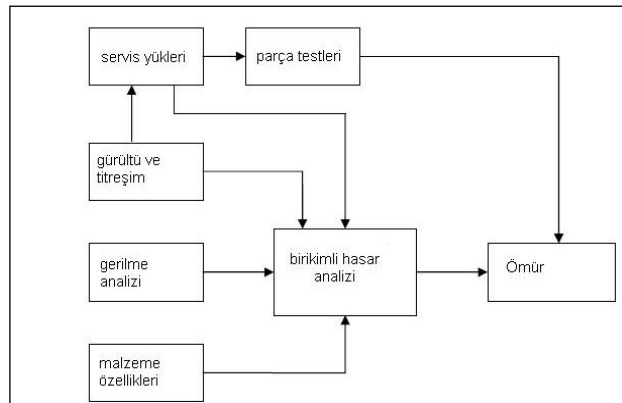
Şekil 2.7: Lusaka kazası, 1977

3. YORULMA TEORİSİ

3.1 Yorulma

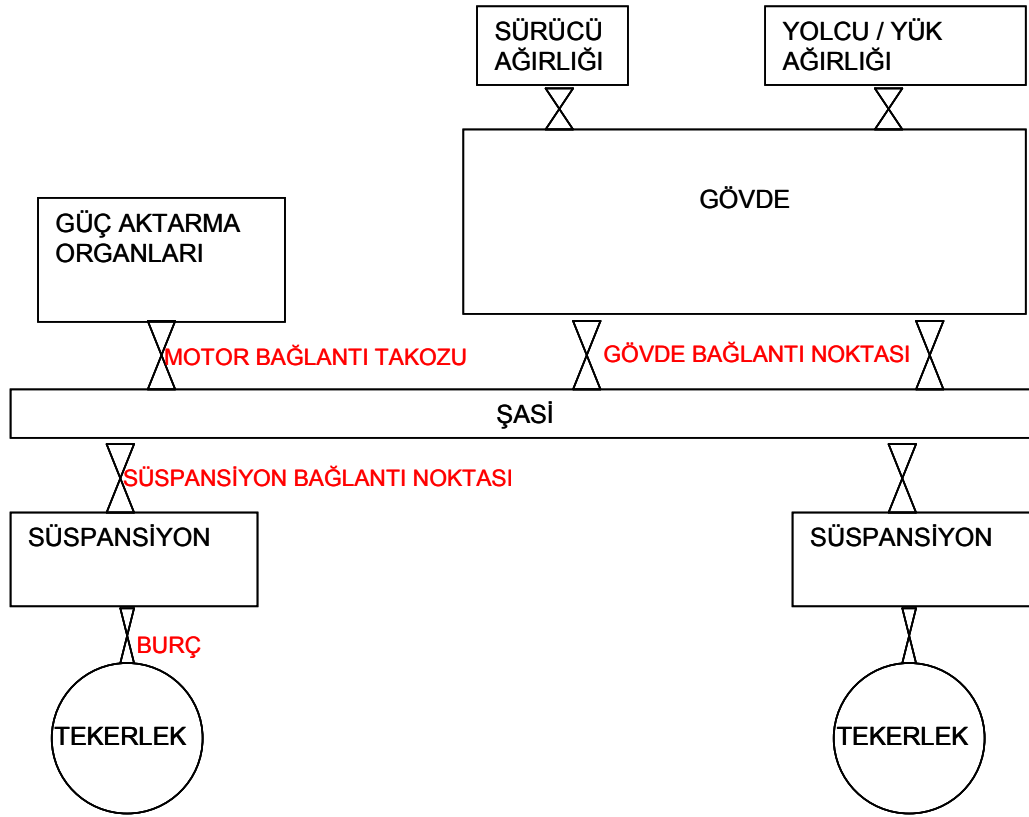
Yorulma malzemeye gelen değişken yüklü gerilme ve deformasyon sonucu malzemenin lokal yapısında meydana gelen kalıcı değişiklikler sonucunda çatlağın başlaması ya da birkaç çevrim sonucunda komple kırılmanın meydana gelmesidir. Parçaya gelen maksimum gerilme değeri malzemenin elastik limitini geçmediği sürece, parçadan yük geri çekilse bile parça başlangıç durumuna gelir. Verilen bir yükleme malzemenin elastik sınırları içerisinde birkaç defa tekrarlanabilir. Tekrar sayısı yüzler ile ifade edildiğinde malzemede herhangi bir sorun meydana gelmez. Fakat tekrar sayısı milyon veya daha çok defa olursa malzemenin statik kırılma dayanımından daha düşük mertebelerde kırılma olayı gerçekleşir. Bu durum yorulma olarak bilinir.

Yorulma tasarımı pratikteki mekanik hasarlanmalarda gözlemlenen bir numaralı etkindir. Bu yüzden yorulma, uçaklar, köprüler, binek araçlar, araç süspansiyonu, araç gövdesi gibi yapılarda en önemli tasarım parametresi olarak dikkate alınmaktadır. Bu tür yapılarda dizaynın yetersiz kalması durumunda tekrarlı yüklemelerin yorulma hasarına yol açtığı gözlemlenmiştir. Yorulma tasarımının belli başlı öğeleri Şekil 3.1 ile gösterilmektedir. [16]



Şekil 3.1 : Temel yorulma tasarım çevrimi.

Servis yükleri gürültü ve titreşim kısmı ile amaç o parçaya kullanım ömrü boyunca etkiyecek olan yüklerin, deformasyonların, gerinmelerin, titreşim ve gürültünün gerçekçi bir şekilde geliştirilmesidir. Yükleme sırası özel koşullarda ölçülüp kaydedilen yükleme geçmişlerinden elde edilir. En yararlı servis yükleri o parçaya ya da yapıya direk etki eden giriş yük bölgelerine pozisyonlanan gerilme ölçerlerden alınan çıktılarıdır.



Şekil 3.2 : Araç temel yapıları ve bağlantı noktaları.[5]

Şekil 3.2 ile bir taşıtı oluşturan temel yapılar ve bu yapıların birbirleriyle olan bağlantı şekilleri görülmektedir. Servis yükleri süspansiyon bağlantı yerlerinden toplandığında sisteme etkitilecek olan kuvvetler gövde, gövde bağlantı noktaları ve şasiye aktarılır. Direk dingil üzerinden toplanan yüklerle yapılacak olan analizde ise süspansiyon bağlantı noktaları ve gövde bağlantı noktalarında bulunan parçalardan dolayı sistemin lineer olmayan davranışı artar. Bu nedenle yapılan çalışmanın güvenilirliği azalır. Komple araç yorulma davranışı incelenmek istendiğinde izlenecek yol süspansiyon bağlantı noktalarından toplanacak yüklerin şasi, gövde bağlantısı ve gövde üzerinden aktarılmasıdır. Sistemde lineer davranış göstermeyen parçalar çıkartılarak analiz yapılır.[17]

Parçanın şekli ve sınır koşulları gerilme, birim uzama, ve deformasyon gibi servis yüklerine nasıl cevap vereceğini belirlemektedir. Yapının bu davranışının belirlenmesinde analitik ve deneysel metotlardan yararlanılır. Sonlu elemanlar analizi sayesinde parçaya etkiyen yüksek gerilme noktaları belirlenerek bu bölgelerde herhangi bir yorulma hasarını olup olmayacağı saptanır. Ayrıca düşük genlikli bölgelerde ağırlık açısından optimizasyon çalışması analitik yöntemlerle yapılır. Deneysel yöntemler ise parçanın var olması durumunda analitik yöntemlerle belirlenmiş kritik yerlere yerleştirilen gerilme ölçerler sayesinde elde edilen birim uzama değerleri ışığında çalışmalar yapılır.

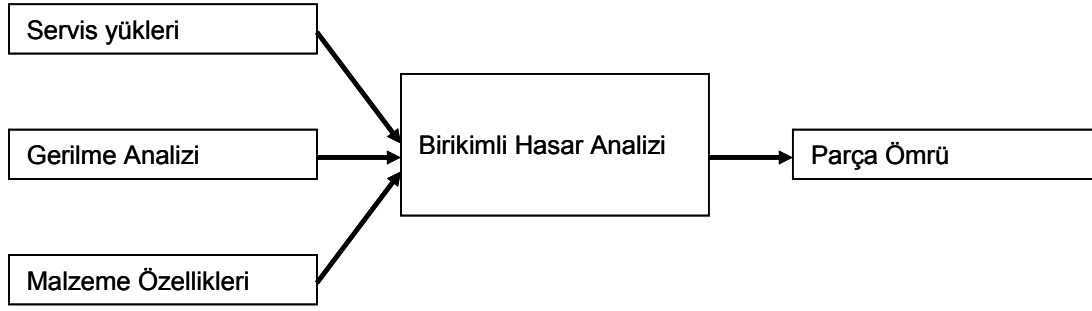
Gerilme, birim uzama ve yorulma ömrü arasındaki ilişki bir dayanım değerlendirmesi açısından olmazdan arasındadır. Yorulma bilindiği üzere parçanın kritik yerlerinde lokal olarak oluşan gerilme ve gerinme değerleri bağlıdır. Herhangi bir malzeme için gerilme-birim uzama değeri tek, benzersiz, ve çoğu durumda yerleşimden bağımsızdır. Bu yüzden laboratuvar ortamında eksenel yükleme koşullarında olan küçük test numunelerinin davranışları , parçalarının ya da yapıların kritik yerlerindeki davranışlarındaki davranışları yansıtır. Bu nedenle test numunelerinden elde edilen veriler ışığında belirli çentik etkileri de göz önünde bulundurularak parçaların yorulma davranışları da belirlenmektedir.

Birikimli hasar analizi; herhangi bir yapının ya da parçanın kritik bölgesindeki yorulma ömür dayanımı belirlendiğinde Şekil 3.3 ile görülen birbirinden bağımsız adımlardan yararlanılmaktadır.

Kritik bölgelerdeki gerilme birim uzama cevabı için gerilme yığılma faktörleri gerilme analizi kısmında, malzeme özellikleri belirlenmesi malzeme kısmında, yüklerin kombinasyonu servis yükleri bölümünde kullanılır. Bu çevrim boyunca her bir servis yükü için lokal gerilme genlikleri, ortalama gerilme, elastik ve plastik birim uzama değerlerine iyi bir yaklaşım geliştirmek mümkündür. En önemli sayma yöntemlerinden biri olan yağmur damlaları sayma yöntemi ile her bir lokal tekrarlı yükleme durumu temel malzeme özellikleri ışığında belirlenir.

Her bir durumun hasara olan katkısı laboratuarlarda test numuneleri ile elde edilmiş malzemenin yorulma eğrileri ile karşılaştırılarak hesaplanır.

Lokal bir bölgede her bir durum için elde edilmiş olan hasar yüzdeleri toplam lineer olarak toplanarak toplam hasar elde edilir.



Şekil 3.3 : Birikimli hasar analiz prosesi.

Otomotiv üreticileri ya da yedek parça üreticileri servis durumunda herhangi bir hasarla karşılaşmamak için parça testlerine hem ağırlık azaltmak hem de üretim maliyetlerini düşürmek amacıyla ihtiyaç duymaktadır

Genel olarak yorulma davranışını zaman bazında yorulma ve frekans bazında yorulma olarak iki grupta incelenmektedir. [18]

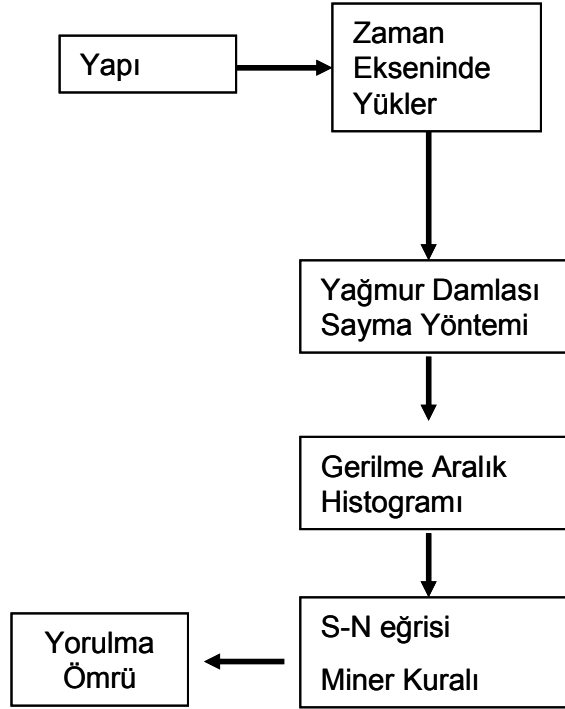
3.2 Zaman Bazında Yorulma Yaklaşımı

Zaman bazında yorulma yaklaşımında sisteme etkiyen tüm yükler zamanın birer fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Eğer zamana bağlı olan gerilme değerleri deneysel ölçümlerden ya da nümerik analizlerden çıkartılacak genellikle zaman bazında yorulma yaklaşımından yararlanır. Bu yaklaşımda tüm servis yükleri zaman ekseninde tanımlanmış olup gerilme ve birim uzama cevapları da zaman bazındadır. [19]

Zaman bazında yorulma yaklaşımı tekrar sayma ve birikimli hasar teorisine göre belirlenir. Bu yaklaşımda kullanılan yöntemler damlası sayma yöntemi ve Palmgren-Miner lineer hasar birikim yöntemidir.

Şekil 3.4 zaman bazında yorulma çevrimi görülmektedir. Bu çevrimde yorulma ömrünü belirleyen giriş parametreleri; yapının şekli ve geometrisi, yapının malzeme özellikleri ve sisteme etkiyen yüklerdir. Yapının geometrisinde en önemli unsurlardan birisi çentik etkisidir. Sisteme etkiyen yüklerde ise yüklerin seviyesi, değişken ya da sabit genlikli yükleme durumu, tek eksenli veya çok eksenli kuvvet aktarımı gibi parametreler yük özelliklerini belirlemektedir. Malzeme özellikleri kısmında ise o malzemenin tekrarlı yükler altındaki temel malzeme

özellikleri kullanılarak, son yüzey operasyonları, imalat, kalıntı gerilmeler ve sıcaklık etkisi altındaki durumuna göre yorulma ömrü etkilenmektedir.



Şekil 3.4 : Zaman bazında yorulma. [18]

İvme, kuvvet ve birim uzama formunda olan ölçülen yüklemeler araç dayanım çevrimini temsil edecek profili oluşturmaktadır. Ham zaman sinyali genlik, frekans, faz ve sıra gibi özellikleri içermektedir.

Çoğu durumda bu özelliklerin hepsini korumak gereksiz olup, araç dayanım çevrimi bazı özellikler göz ardı edilerek kısaltılmaktadır. Zamana bağlı durumda frekans göz ardı edildiğinden rezonans ve şok gibi dinamik etkenler ham zaman sinyalinde gözlemlenemez.

Daha çok sanki-statik davranış gösteren parçalar için zaman bazında analizlerden yararlanılır. Frekans atalet dirençli parçalarda önemlidir.

Bazı parçalarda tek bir yükten dolayı oluşan gerilme yorulma hasarına sebep olmakta olup bu gibi durumlarda tek eksenli yükleme durumu göz önüne alınarak giriş kanalları arasındaki çok eksenli yükleme ilişkisi ihmal edilir. [20-8]

Temel olarak zaman bazında yorulma davranışı üç yöntemle incelenmektedir. Bunlar ; toplam ömür yöntemi (gerilme-ömür ilişkisi), çatlak başlangıç metodu (birim uzama-ömür ilişkisi) ve çatlak ilerleme metodudur.

3.2.1 Toplam ömür yöntemi

1850’li yıllardan beri standart yorulma analiz ve dizayn metodu gerilme odaklı metottur. Toplam ömür metodu yada gerilme-ömür (S-N) metodu olarak da adlandırılmakta olup diğer yorulma analiz ve dizayn tekniklerinden aşağıdaki özelliklerinden dolayı ayırt edilmektedir;

- Yorulma hasarına neden olan en önemli parametre tekrarlı gerilmelerdir.
- Etkin olduğu yer yüksek çevrimli yorulma bölgesidir.
- Özellikle malzemenin elastik bölgesindeki yorulma davranışlarında kullanıma uygundur.
- Kalıcı şekil değişimi etkin parçalar ve yapılar için uygun değildir

Toplam ömür yönteminde yorulma testi sırasında test parçasına ya da numunesine değişken genlikli yükler etkidiğinden yorulma hasarı meydana gelmektedir. Numuneye etkiyen yükler hem sabit gerilme aralığında (S_r) hem de sabit gerilme genliğinde (S_a) tanımlanır. Gerilme aralığı bir çevrimdeki maksimum gerilme ile minimum gerilme arasındaki fark olarak tanımlanır. (3.1)

$$S_r = S_{\max} - S_{\min} \quad (3.1)$$

S_r : Gerilme aralığı

$S_{\max}$: Maksimum gerilme

$S_{\min}$: Minimum gerilme

Gerilme genliği ise gerilme aralığının yarısı olarak tanımlanmaktadır. (3.2)

$$S_a = \frac{S_r}{2} = \frac{(S_{\max} - S_{\min})}{2} \quad (3.2)$$

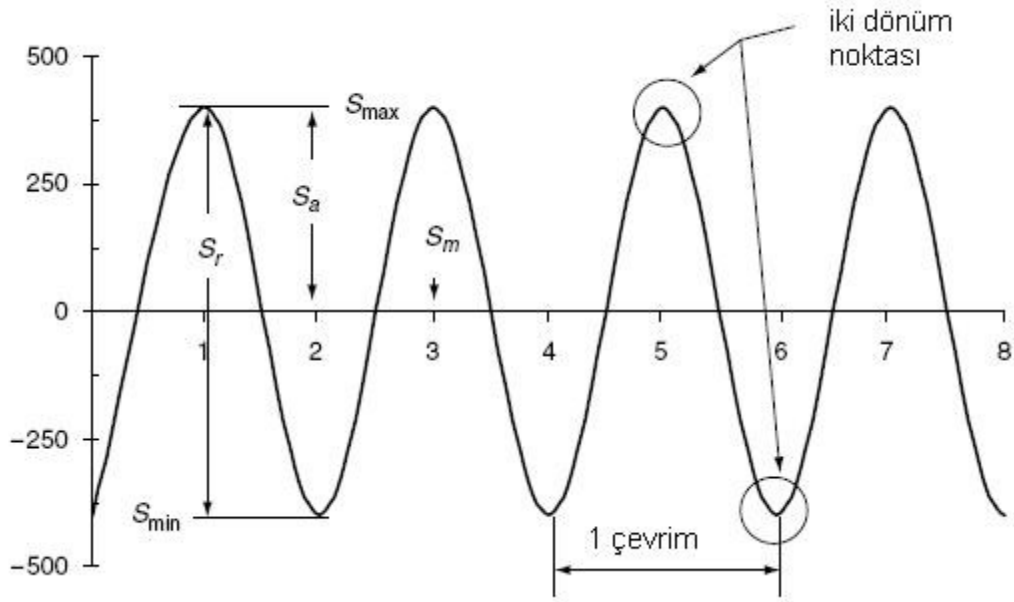
S_a : Gerilme genliği

Genel olarak yorulma analizi sırasında çekme gerilmeleri pozitif basma gerilmeleri ise negatif olarak kabul edilir. Gerilme aralığının ya da gerilme genliğinin büyüklüğü kontrol edilen yani bağımsız değişken, hasara kadar olan çevrim sayısı ise sonuç değeri olup bağımlı değişkendir. Hasarlanma çevrim sayısı yorulma ömrü olarak adlandırılır. (N_f) Her bir çevrim iki tersinir çevrimden oluşur. ($2N_f$) Şekil 3.5 ile tekrarlı yüklemeler sonucu oluşan gerilme-çevrim ilişkisi görülmektedir

Toplam ömür yöntemini kullanan yorulma testleri tam tersinir yüklemeleri kullanarak yapılmaktadır. Bu kısımda tam tersinir yükleme ile anlatılmak istenen ortalama gerilmenin (S_m) sıfır etrafında değişkenlik göstermesidir. Ortalama gerilme aşağıdaki şekilde ifade edilir. (3.3)

$$S_m = \frac{(S_{\max} + S_{\min})}{2} \quad (3.3)$$

S_m : Ortalama gerilme



Şekil 3.5 : Tekrarlı gerilme-çevrim ilişkisinde kullanılan semboller.

Gerçek hayatta tüm parçalar belirli bir ortalama gerilme etrafında salınan değişken genlikli yüklemeler maruz kalır. Herhangi bir parçaya etkiyen ortalama gerilmenin ifade edilmesi için gerilme oranı (R) ve genlik oranı (A) olmak üzere iki adet parametre kullanılır. Gerilme oranı maksimum gerilmenin minimum gerilmeye oranı olarak ifade edilir. (3.4)

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad (3.4)$$

R: Gerilme oranı

Genlik oranı ise gerilme genliğinin ortalama genliğe oranı olarak ifade edilir. (3.5)

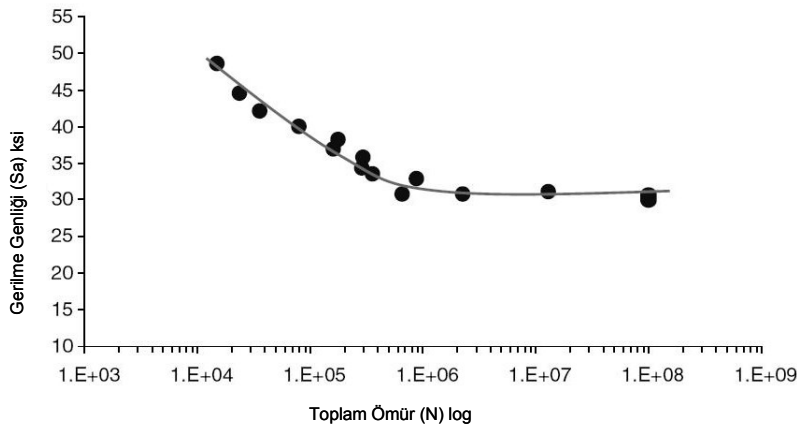
$$A = \frac{S_a}{S_m} = \frac{1-R}{1+R} \quad (3.5)$$

A: Genlik oranı

Toplam ömür yöntemine uygun yorulma tasarımı için gerekli verileri elde etmede tam tersinir farklı genliklerdeki birden fazla test numunesi üzerinde testler yapılır. Yorulma test verileri genellikle logaritmik eksenle tanımlanır.

1852-1870 yılları arasında alman demiryolu mühendisi olan August Wöhler ilk yorulma incelemelerini yapmıştır. Bu çalışmalardan sonra sabit genlikli gerilme çevrimleri ve belirli bir ortalama gerilme ile yapılmış olan gerilme-ömür testlerine Wöhler testleri adı verilmiştir. Bu testler en yaygın yorulma testleri olup herhangi bir parçanın ya da malzemenin gerilme-ömür eğrileri elde edilir. Test sırasında kullanılan numuneye bakılmaksızın gerilme-ömür eğrileri tasarım sırasında mühendisler için gerekli bilgileri verir.

Şekil 3.6'da logaritmik eksenle çizilmiş çeliğe ait eğilme yorulma datası görülmektedir. Şekilde görülen eğri gerilme-ömür eğrisi ya da Wöhler eğrisi olarak adlandırılır. Logaritmik eksenle çizilmesi durumunda eğri doğrusal hal alır.



Şekil 3.6 : Bir çeliğin eğilme-yorulma datası.

Wöhler eğrisi üzerinde eğimi negatif olan kısım sonlu ömür bölgesi olup, eğrinin paralel kısmı boyunca uzanan bölge ise sonsuz ömür bölgesidir. Eğrinin eğiminin negatiften sıfıra geçtiği nokta ise yorulma limit noktasıdır. Genel olarak çeliklerde bu nokta 10^6 çevrim olup alüminyum alaşımları ve kaynaklarında 10^7 çevrim civarlarındadır.

Gerilme-ömür yorulma testlerinde uygulanan gerilmeye karşılık ömür değerini logaritmik eksenle elde ederken y eksenini gerilme genliği ya da gerilme aralığı olarak ifade edilir. Diğer eksen olan x eksenini ise hasara kadar olan çevrim sayısı ya da

hasarlanma çevrim sayısı olarak ifade edilir. Bu kısımda yorulma ömrü ile belirtilen küçük çatlakların çekirdeklenip gözle görülen bir çatlak haline gelene kadar geçen süredir.

Şekil 3.6 ile belirtilen yorulma eğrisinin grafiği Denklem (3.6)'a göre ifade edilir

$$S_a = S'_f (2N_f)^b \quad (3.5)$$

b: Yorulma dayanım üssü

S'_f : Yorulma dayanım katsayısı

Bu denklem toplam ömür metoduyla yapılan yorulma tasarımlarında kullanılan en yaygın denklem olup logaritmik eksenden türetilerek Basquin denklemi olarak literatüre geçmiştir.

Gerilme-ömür eğrisi imalatı yapılan tekil parçalar, komple yapılar ya da özel olarak hazırlanmış standart malzeme numuneleri için yapılabilir. Standart numuneler düz veya silindirik çentiksiz olup malzeme yüzeyleri yüzey pürüzlülük etkilerini azaltmak için parlatılır.

Malzeme gerilme-ömür eğrileri verilen geometri, yükleme koşulu ve parçanın malzeme özelliklerine göre yorulma ömrünün tayini ya da dayanım analizleri için temel yorulma verilerini oluşturur.

Gerçek parçalar örnek numunelere göre boyut, yüzey işleme, yüzey iyileştirme, sıcaklık ve farklı yük koşulları gibi durumlardan dolayı farklılık gösterir. Gerilme-ömür eğrisi gerçek durumdaki bu farklılıklara göre çeşitli düzeltme faktörleri ile çarpılarak tekrar ayarlanır. Test dışında bu düzeltme faktörlerine karar vermenin mantıklı bir yolu yoktur.

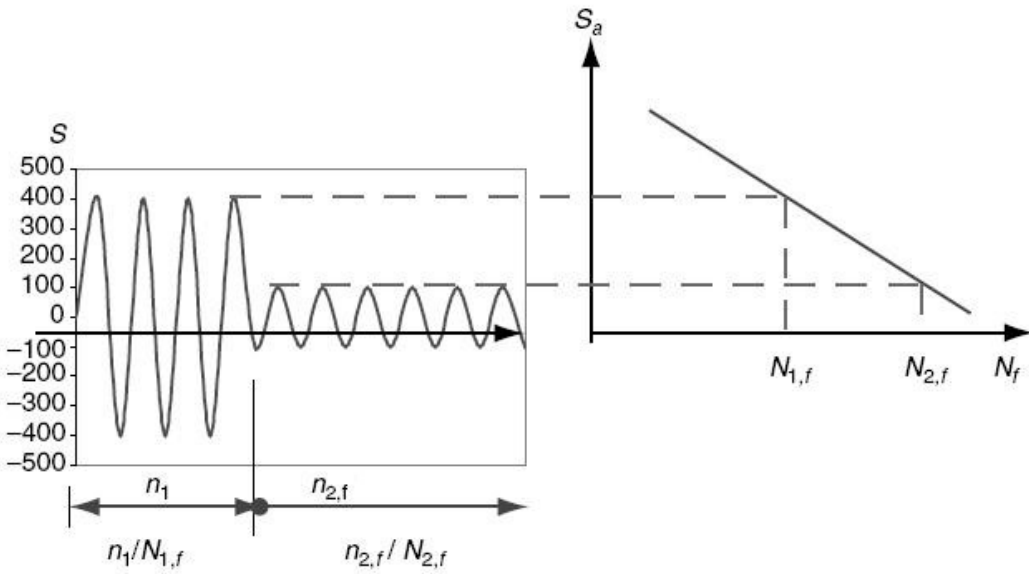
Gerçek parçalar için oluşturulmuş gerilme-ömür eğrileri parçalar için tüm bu düzeltme faktörlerini içererek gerçekçi yorulma davranışları hakkında bilgi verir. Bununla birlikte tasarım değişmesi sonucu oluşan etkilerin parçada olan etkilerinin etkin bir şekilde görülebilmesi için gerilme-ömür eğrisinin de her defasında tekrardan oluşturulması gerekir. Bu durum yorulma tasarım çevrimine maliyet ve zaman olarak negatif bir durum getirir.

Ayrıca toplam ömür metodunun dezavantajlarından bir tanesi de bölgesel plastik şekil değiştirme ve ortalama gerilme etkileri hakkında bilgi verememesidir.

3.2.2 Miner birikimli hasar teorisi

Değişken yükleme koşullarına maruz kalan yapısal parçaların yorulma dayanımlarını önceden tahmin etmek kompleks bir konudur. Bilinen ilk ve en çok kullanılan hasar modeli lineer hasar modelidir. Bu hasar Miner kuralı olarak da bilinmektedir. [19]

Değişken genlikli yüklemeler altındaki parçaların yorulma karakteristiklerinin belirlenmesi birikimli hasar teorisine göredir. Değişken genlikli zaman ekseninde tanımlanmış olan yükleme n_1 çevrimde ve S_1 genlikte, n_2 çevrimde ve S_2 genlikte, sonlu sayıdaki çevrim ve genlikten oluşur.



Şekil 3.7 : İki basamaklı düşük ve yüksek çevrimli yükleme. [19]

Şekil 3.7 ile belirli bir çevrimde yüksek gerilme değerlerine sahip bir blok yüklemesi ile daha fazla çevrim sayısında fakat daha düşük gerilmeler oluşturan iki basamaklı bir yükleme durumu görülmektedir. Her bir gerilme genliğinin malzemenin gerilme-ömür grafiğinde oluşturacağı hasara kadar olan çevrim miktarları da grafiğin x ekseninde görülmektedir. Bu anlamda yüklemeler için ayrı ayrı hasara olan katkıları yorulma ömrü tayini için gereklidir.

Miner kuralı yada Palmgren-Miner kuralı olarak da bilinen teoriye göre her bir çevrimde oluşan hasarın bulunabilmesi için malzemenin gerilme-ömür eğrisi referans alınır. Gerilme ömür eğrisine üzerinden her bir gerilme genliği için N_f mevcuttur.

n_i sayıdaki toplam çevrim için belirli bir gerilme aralığı ve ortalama gerilmede oluşarak olan beklenen toplam hasar, $(E[D])$ ise her bir hasar yüzdesinin lineer olarak toplanmasıyla bulunur. (3.6). [21]

$$E[D] = \sum_i \frac{n_i}{N_f} \geq 1 \quad (3.6)$$

n_i : Toplam çevrim sayısı

N_f : Hasara kadar olan çevrim sayısı

$E[D]$: Toplam Hasar

i : Aralık değişkeni

Lineer hasar teorisine göre her bir çevrim sonucu oluşan yüzde hasar değerlerinin toplanarak 1'e ulaşması ve bu değeri aşması sonucunda hasar meydana gelir. Yorulma ömrü ise sisteme etkiyen yük çevrimlerinin süresinin her bir çevrim sonucu toplanarak bulunan toplam hasara bölünmesi ile bulunur.

3.2.3 Değişken genlikli yüklemeler için sayma yöntemleri

Gerçek hayattaki çoğu mühendislik uygulamasında Şekil 3.7 ile belirtilen yüklemelerden daha kompleks, düzensiz ve gelişigüzel yüklemeler parçalara etkimektedir.

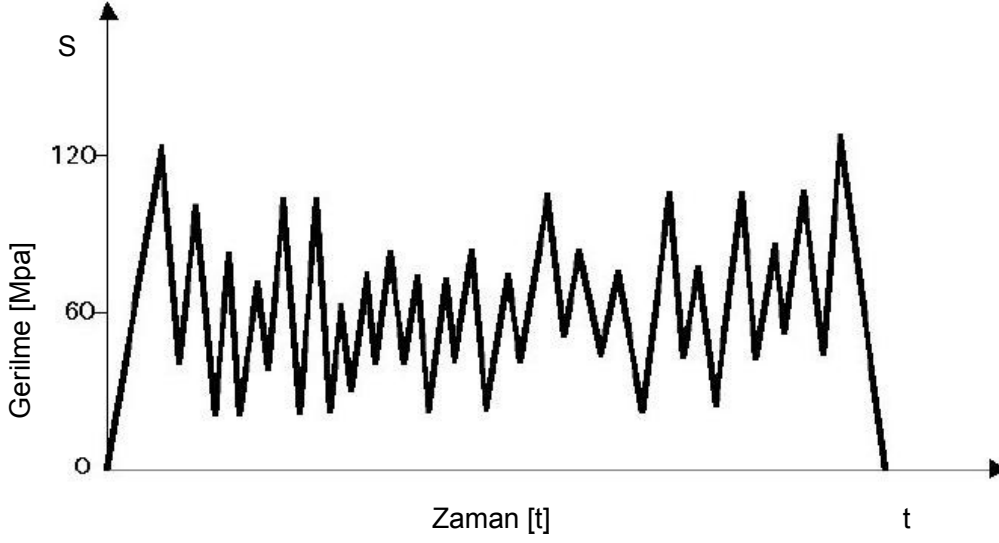
Araç parçalarının hemen hemen tamamında yol pürüzlülüklerinin matematiksel bir ifade ile belirtilememesinden kaynaklanan daha düzensiz yüklemelerden dolayı parçalara gelen etkiler de geniş bant aralığında rastlantısaldır.

Daha gerçekçi ve değişken genlikli bir yüklemenin yaratmış olduğu gerilme durumu Şekil 3.8 ile görülmektedir. [28]

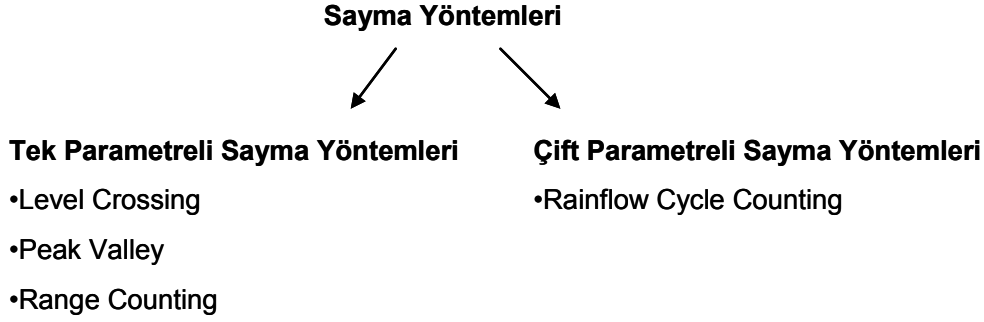
Bu noktadan itibaren şekilde görülen zaman eksenindeki gerilme verisinde bir çevrimin nasıl tanımlanacağı ve karşılık gelen gerilme aralığının ne olduğu sorusudur.

Bu anlamda sayma yöntemleri ile hedeflenen değişken ve karışık genlikli yüklemelerden birkaç sayıda sabit genlikli ayırık yükleme durumlarına ulaşmaktır.

Yorulmaya neden olan tekil gerilme çevrimleri birbirinden kolayca ayrılmıyorsa ayırık çevrimlerin oluşturulması için çevrim sayma metotlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Sayma yöntemleri Şekil 3.9 ile görüleceği üzere tek ve çift parametrelili sayma yöntemleri olarak ikiye ayrılır.[19]



Şekil 3.8 : Değişken genlikli yükleme altında bir gerilme-zaman grafiği.



Şekil 3.9 : Tek ve çift parametrelili sayma yöntemleri.

3.2.4 Birim uzama-ömür yöntemi

Gerilme-ömür metodu parçalara gelen gerilmeler ve birim uzamalar elastik bölgede kaldığında etkili olarak kullanılmaktadır. Çoğu parça elastik bölgede kalarak yorulmaya uğruyor gibi gözükse de, çentikler, kaynak bağlantıları ve gerilme yığılma bölgelerinde lokal olarak kalıcı şekil değişimi gözlemlenir. Bu durumda birim uzama-ömür yöntemi daha gerçekçi sonuçlar vermektedir.

Birim uzama-ömür metodu aynı tekrarlı yükleme altındaki düzgün laboratuvar test numunesinde yapılan test sonucu yorulma ömrünün çatlak çekirdeklenme ve çatlak ilerleme evrelerinin tespitine dayanır. Bu metot kullanılarak laboratuvar koşullarındaki parçanın herhangi bir yerindeki lokal birim uzama değeri ve yükleme ömrü biliniyorsa o parçanın herhangi bir yerindeki yorulma ömrü bulunur. Birim uzama-ömür ilişkisi, düzgün olarak parlatılmış olan test numunesinin birim uzama kontrollü eksenel yorulma test cihazından elde edilen birim uzama ömür grafiğine göre elde

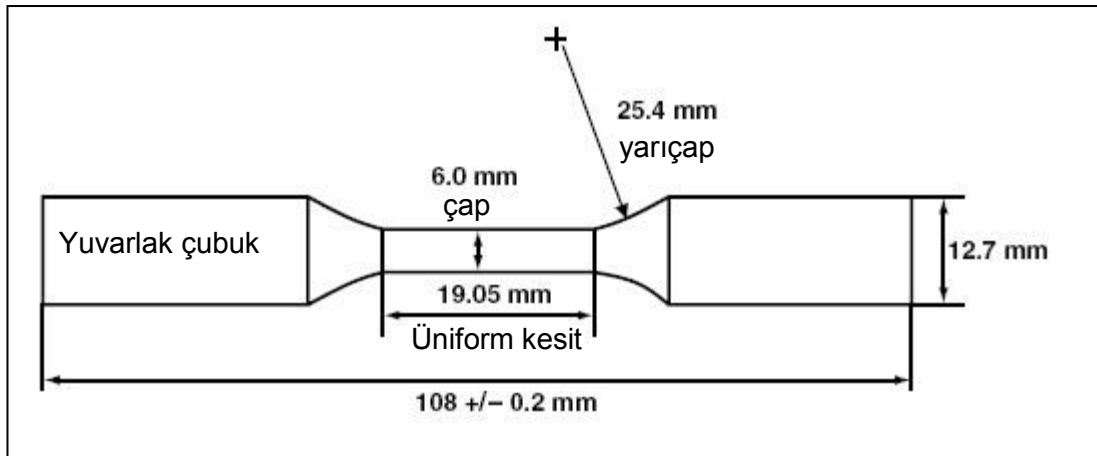
edilir. Birim uzama kontrollü eksenel yorulma testinin tercih edilmesinin nedeni malzemenin gerilme yığılma noktaları, çentik etkisi gibi nedenlerden dolayı oluşacak olan kalıcı şekil değişimlerinin saptanma gereğidir.

Birim uzama-ömür yöntemi yüksek çevrimli yorulma ve düşük çevrimli yorulma bölgelerini mantıksal olarak ayırarak çentik bölgesinde oluşacak kalıcı şekil değişimini ve ortalama gerilme etkisini yorulma ömrünün tayininde dikkate alır.[19]

Birim uzama-ömür yöntemine göre yorulma dayanımının belirlenmesi için malzemenin normal çekme testi sonucu elde edilecek parametreleri ile tekrarlı yükleme sonucu elde edilecek parametrelerine ihtiyaç duyulmaktadır.

3.2.5 Malzemelerin monotonik gerilme-birim uzama davranışı

ASTM E8M (ASTM,2001) standartlarına göre malzemenin monotonik özelliklerinin belirlenmesinde 6mm-12mm çapa sahip silindirik test numunesinin yüzeyleri boylamasına parlatılmış, yüzey üzerinde herhangi bir makine işleme izi kalmamış olduğu kontrol edildikten sonra çekme testine tabi tutularak malzemenin birim uzama gerilme değerleri elde edilir.



Şekil 3.10 : Yorulma test numunesi örneği.

Monotonik malzeme özelliklerinin çıkartılmasında Şekil 3.10'daki test numunesinden 2 adet kullanılır. Numuneler kırılana kadar birim uzama ya da deplasman kontrollü olarak test edilir. Öncelikle elastik ve başlangıç bölgesi (0-0.5 % mm/mm) için izin verilebilir birim uzama oranının üçte birine kadar çekme testi uygulanır. Malzemenin akmaya başladığı anda (0.5-15% mm/mm) belirlenen birim uzama oranı üç katına çıkartılır. Çekme testinin bitiminde kırılan parçanın son

uzunluğu, son çapı, boyun verdiği yarıçap son birim uzamanın belirlenmesi için ölçülür.

Monotonik test sonucunda malzemenin aşağıdaki özellikleri belirlenir.

S_{ys} : Akma dayanımının % 0.2 ötelenmiş dayanımı

S_u : Kopma dayanımı

% RA : Yüzde azalan alan

% EI : Yüzde uzama

E: Elastisite modülü

K: Monotonik dayanım katsayısı

n: Monotonik pekleşme üssü

σ_f : Gerçek kırılma dayanımı

ε_f : Gerçek kırılma sünekliği

Mühendislik gerilme (S) ve birim uzama (e) ilişkisi malzemenin monotonic testi sonucu elde edilmektedir. Mühendislik gerilme-birim uzama değerleri elde edilirken test numunesinin başlangıç kesit alanı (A_0) ve başlangıç uzunluğu (l_0)'dan yararlanılır. Mühendislik gerilmesi Denklem (3.7), mühendislik birim uzaması Denklem (3.8) ve kopma dayanımı Denklem (3.9) ile ifade edilir.

$$S = \frac{P}{A'_0} \quad (3.7)$$

$$e = \frac{l - l_0}{l} = \frac{\Delta l}{l} \quad (3.8)$$

$$S_u = \frac{P_{\max}}{A_0} \quad (3.9)$$

S : Mühendislik gerilmesi

P : Yük

A'_0 : Numune başlangıç kesit alanı

e : Mühendislik birim uzaması

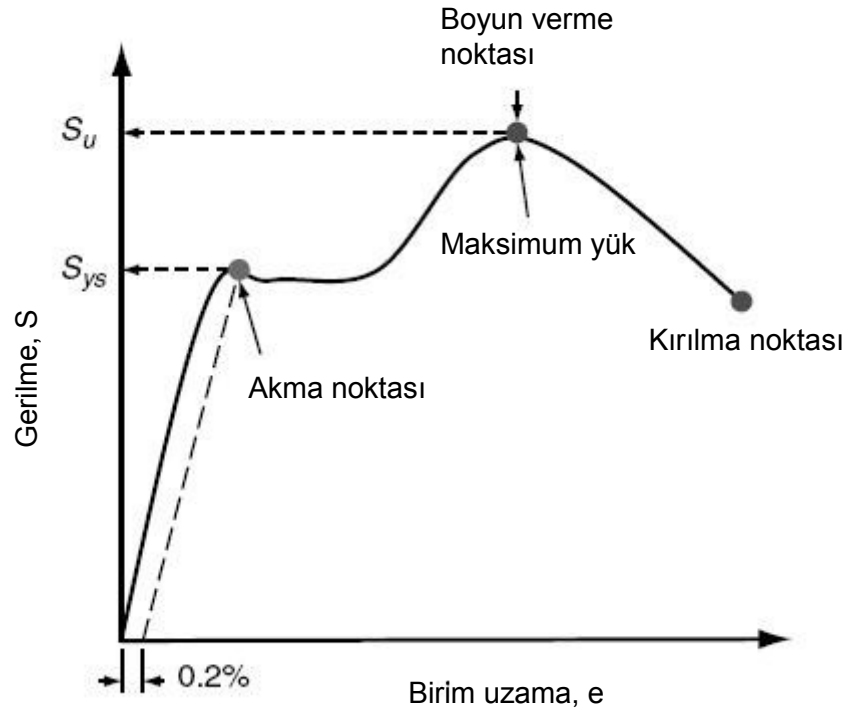
l_0 : Numune başlangıç boyu

l : Numune anlık boyu

Δl : Uzama miktarı

S_u : Malzemenin kopma dayanımı

Direkt olarak monotonik malzeme testinden elde edilen parametreler malzemenin akma dayanımı (S_y), malzemenin kopma dayanımı, yüzde uzama , yüzde azalan alandır. Şekil 3.11 'de mühendislik gerilme birim uzama grafiği görülmektedir.



Şekil 3.11 : Mühendislik gerilme-birim uzama grafiği.

Test numunesinin orijinal boyutlarını kullanmak yerine parçanın anlık çap değişimleri ve anlık uzaması dikkate alınarak malzemenin gerçek gerilme (σ) birim uzama (ϵ) eğrisi elde edilir.

Çekme testindeki sabit hacim yaklaşımına göre gerçek gerilme Denklem (3.10) ve birim uzama Denklem (3.11)'e göre ifade ediliyor olup mühendislik gerilme-birim uzama değerleri kullanılarak elde edilir.

$$\sigma = S(1 + e) \quad (3.10)$$

$$\varepsilon = \ln(1 + e) \quad (3.11)$$

σ : Gerilme

ε : Birim uzama

Toplam birim uzamanın elastik birim uzama (ε^e) ve plastik birim uzama (ε^p) bileşenlerinden oluştuğu Denklem (3.12) göre ifade edilir. [10]

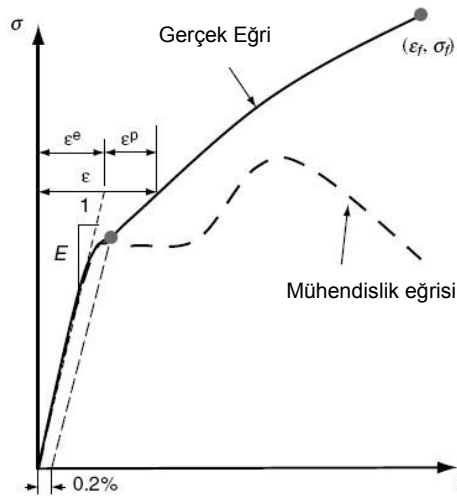
$$\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^p = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{1/n} \quad (3.12)$$

ε^e : Elastik birim uzama

ε^p : Plastik birim uzama

n : Pekleşme üssü

Şekil 3.12'e göre mühendislik gerilme-birim uzama eğrisi ile gerçek gerilme-birim uzama eğrisi aynı grafik üzerinde görülmektedir.



Şekil 3.12 : Gerilme-birim uzama mühendislik ve gerçek eğrileri.

3.2.6 Malzemelerin tekrarlı gerilme-birim uzama davranışı

Yük seviyeleri düşük olduğunda gerilme ve birim uzama lineer olarak değişir. Fakat yük seviyelerinin artması yani düşük çevrimli yorulma durumunda gerilmeler yüksek olacağından malzemenin belirli bir bölgesi plastik şekil değişimine uğrar. Plastik şekil değişimi sonucu yorulma davranışının belirlenmesinde birim uzama kontrollü modelleme daha doğru sonuçlar vermektedir. [23]

Birim uzamanın elastik bölümü ile gerilme genliği ve tam çevrim sayısı arasındaki Denklem (3.13)'e göre aşağıdaki gibidir. [1]

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e \cdot E}{2} = \sigma_f' (2N_f)^b \quad (3.13)$$

$\frac{\Delta\sigma}{2}$: Gerçek gerilme genliği

$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2}$: Gerçek elastik birim uzama genliği

$2N_f$: Hasarlanma tam çevrim sayısı

σ_f' : Yorulma dayanımı katsayısı

b : Yorulma dayanım üssü

Coffin ve Manson birim uzamanın plastik bölümünün ifadesi Denklem (3.14) 'e göre'dir. [3]

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.14)$$

$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}$: Plastik birim uzama genliği

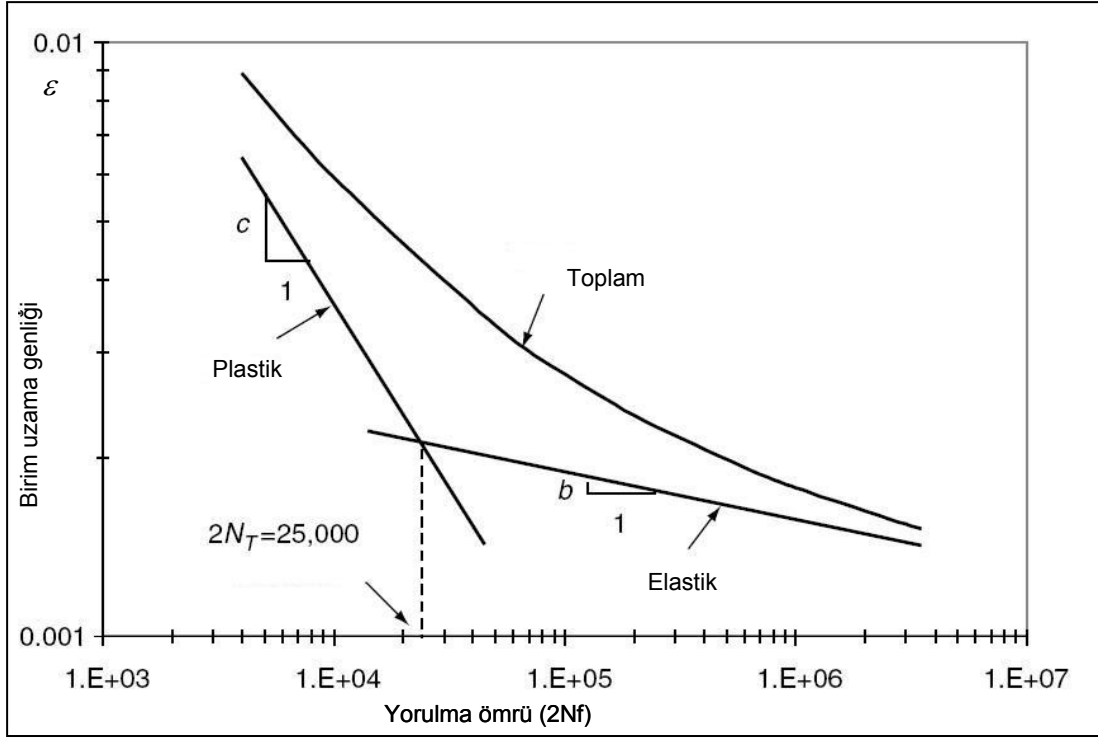
ε_f' : Yorulma süneklik katsayısı

c : Yorulma süneklik üssü

Bu duruma göre elastik ve plastik kısmın gerilme ve hasara kadar çevrim sayısına bağlı olarak Denklem (3.15) ifadesi ile belirtilir.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{2} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.15)$$

Şekil 3.13'te logaritmik eksenle çizilmiş birim uzama ömür grafiğinde her iki eğrinin de düz çizgilerden oluştuğu görülmektedir. Elastisite modülünün yanında birim uzama-ömür ifadesi dört parametre ile belirlenir; yorulma dayanım katsayısı (σ_f'), yorulma dayanım üssü (b), yorulma süneklik katsayısı (ε_f') ve yorulma süneklik üssü (c)'dür.



Şekil 3.13 : Birim uzama-ömür eğrisi.

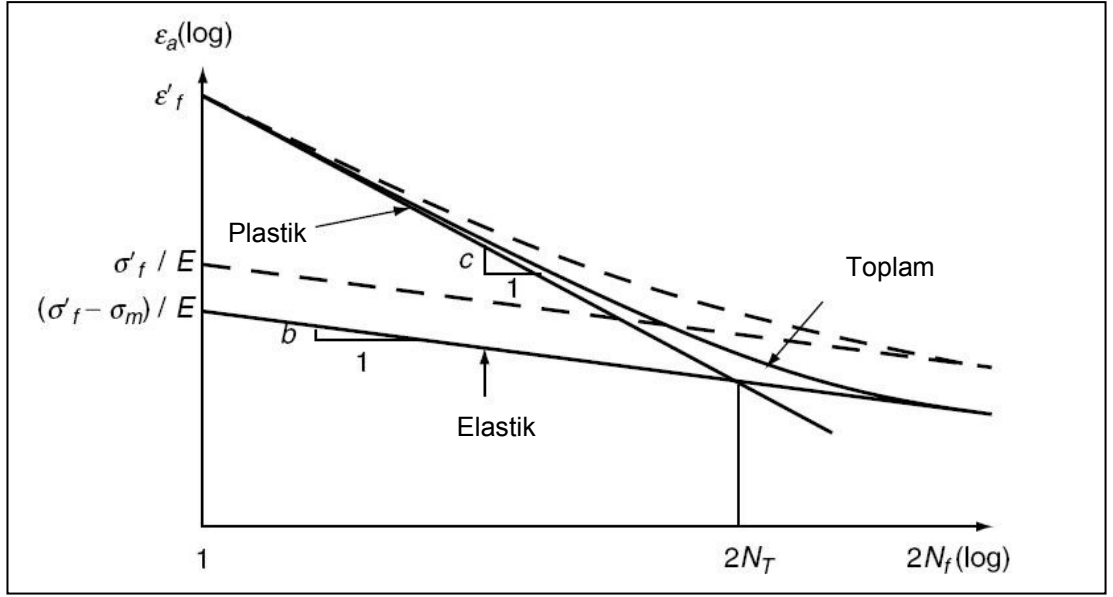
Dayanım için yapılan tasarımlarda, sıfırdan farklı olan ortalama gerilmenin varlığı, çekme ya da basma durumlarında çatlak başlangıç ve ilerleme evresine katkıda bulunduğu gözlemlenir.

Test sonuçlarına göre sıkıştırma durumundaki ortalama gerilme yorulma ömrüne pozitif etki yaparken, çekme durumundaki ortalama gerilme yorulma ömrüne olumsuz etki yapmaktadır.

Ortalama gerilme seviyeleri malzemenin tekrarlı yük altındaki akma gerilmesinden çok düşük olduğu halde malzemenin yorulma ömrünü düşürdüğü, elastik birim uzama dominant olduğunda gözlemlenir.[7]

Morrow ortalama gerilmenin toplam birim uzamaya etkisini incelemek için elastik şekil değiştiren bölgeyi ortalama gerilmeye (σ_m) göre Denklem (3.16) 'e göre modifiye etmiştir. Şekil 3.14 ile de anlaşılacağı üzere sıkıştırma durumunda yorulma dayanım katsayısını artarken, çeki durumunda yorulma dayanım katsayısı azalır.[8]

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.16)$$



Şekil 3.14 : Morrow ortalama gerilme düzeltme modeli.

Morrow denklemi elastik birim uzamanın plastik birim uzamaya oranını ortalama gerilmeye bağlı olarak yanlış vermektedir. Manson ve Halford elastik birim uzamanın plastik birim uzamaya oranının ortalama gerilmeye etkisini yeniden düzenleyerek Denklem (3.17)'e göre bağımlı hale getirmiştir. [6]

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_0}{2} (2N_f)^b + \varepsilon'_f \left(\frac{\sigma'_f - \sigma_0}{\sigma'_f} \right)^{c/b} (2N_f)^c \quad (3.17)$$

Smith, Watson ve Topper ortalama gerilme için Denklem (3.18)'i önermiştir.[11]

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (3.18)$$

İfadesinde maksimum gerilme ($\sigma_{\max}$) Denklem (3.19)'a göre ifade edilir.

$$\sigma_{\max} = \frac{\Delta \sigma}{2} + \sigma_0 \quad (3.19)$$

3.2.7 Çatlak ilerleme yaklaşımı

Herhangi bir yapıda çatlak başlangıcından sonra çatlak ilerleme gerçekleşir. Çatlak ilerlemesinin analitik hesabı ise lineer elastik kırılma mekaniği teorisine göre yapılır.[21]

3.3 Frekans Bazında Yorulma

Bir yapıya etkiyen yükler statik değil de dinamik ise yapının davranışını incelemek için yapının dinamiği göz önünde bulundurulmalıdır.

Eğer yükleme frekansı geniş bantta ise yapının rezonans frekansında titreşmesi muhtemeldir.

Bu durum oluştuğunda yükleme sonucu yapının verdiği cevabın doğrusal olarak değişeceği varsayılmaz. Bu nedenle bu tarz problemlerin üstesinden gelinmesi için yapının dinamik özelliklerini de göz önünde bulunduran frekans bazında yorulma analiz metodlarına ihtiyaç duyulur.

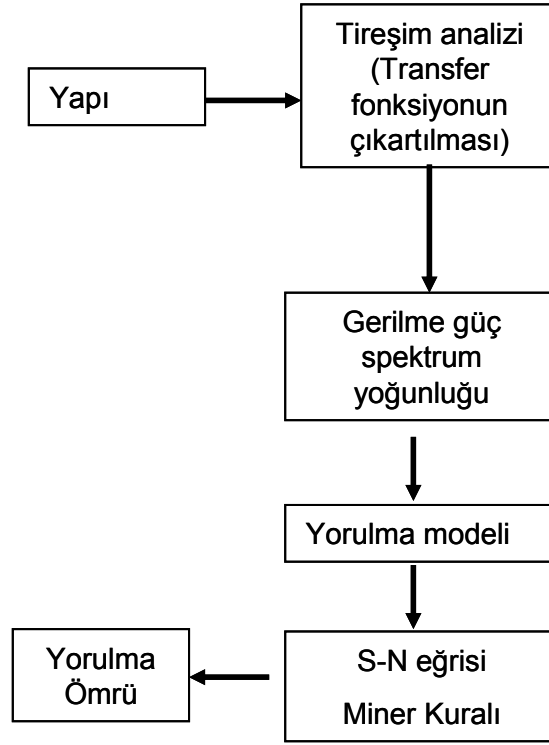
Frekans bazında yorulma analiz kavramı bir yapıdan elde edilen rastlantısal gerilme ve birim uzamaların istatistiki metotlar ışığında değerlendirilerek yorulma yaklaşımının yapılmasını kapsamaktadır.

Frekans bazında yorulma yaklaşımı spektral yorulma analizi ya da titreşim kaynaklı yorulma analizi gibi tanımlarla da ifade edilmektedir. Geleneksel olarak yapıların ve parçaların tasarlanmasında zaman bazlı yapısal analizler ve yorulma analizlerinden yararlanılmaktadır. Frekans kaynaklı yorulma yaklaşımının geliştirilmesi ile daha optimize olmuş yorulma çevrimi döngüsünde yapılara etkiyen rastlantısal gerilme ve birim uzamaların verdiği hasarlar yapılar arasında doğru şekilde karşılaştırılmaktadır.

Aynı zamanda bu yaklaşım ile yapının tamamının ya da alt parçalarının rastlantısal yükler altında nasıl davranacağı belirlenir. Bir diğer avantaj ise yapıların basitleştirilerek davranışlarının belirlenmesinden ziyade tüm sistemin gerçek davranışı zaman bazında yorulma yaklaşımlarına göre daha efektif bir zaman aralığında sonuçlara ulaştırmasıdır. [24]

Frekans kaynaklı yorulma tasarımı temel aşamalar yapının transfer fonksiyonun çıkartılarak yapıya etkiyen yüklerin zaman düzlemi yerine frekans düzleminde ifade edildiği güç spektrum yoğunluğuyla etkileşimi sonucu, çeşitli yorulma yaklaşımları vasıtasıyla değerlendirilerek sayma yöntemleri ışığı altında yorulma ömrünün belirlenmesini kapsamaktadır. Şekil 3.15'te genel anlamda frekans bazında yorulma adımları görülmektedir.

Güç spektral yoğunluğu zaman sinyalinin frekans içeriğini kapsamakta olup Fourier dönüşümü ile frekans içeriğine ulaşılır.



Şekil 3.15 : Frekans bazında yorulma [6].

Rastlantısal verilerin frekans düzleminde ifade edilmesi, zaman sinyallerini ifade etmenin diğer bir yolu olan güç spektrum yoğunluğu (PSD) ile açıklanır. PSD diğer bir ifade ile zaman sinyalindeki genlik içeriğinin frekans düzleminde ifade edilmesidir. PSD içerisinde sinüs dalgalarının genlik bilgileri yer alıp faz bilgileri yer almaz. [25]

Zaman serisi $y(t)$ farklı genlik frekans ve fazlardaki sinüs ve kosinüs dalgalarının toplamı olarak ifade edilir. Fourier serisi genel açılımının ifadesi Denklem (3.30)'e göre ifade edilir. [26]

$$y(t) = A_0 + \sum_1^{\infty} \left\{ A_n \cos\left(\frac{2\pi n}{T_p} t\right) + B_n \sin\left(\frac{2\pi n}{T_p} t\right) \right\} \quad (3.30)$$

Genel Fourier açılım ifadesinde periyot (T_p) Fourier katsayıları A_0 , A_n , B_n olarak ifade edilmekte olup bu katsayılar sırasıyla zaman serisinin ortalama değeri, sinüs dalga genlik değeri ve kosinüs dalga genlik değerinin oluşturmaktadır. Sırasıyla Denklem (3.31), (3.32), (3.33) ile bu katsayılar görülmektedir.

$$A_0 = \frac{1}{T_p} \int_{-T_p/2}^{T_p/2} y(t) dt \quad (3.31)$$

$$A_n = \frac{2}{T_p} \int_{-T_p/2}^{T_p/2} y(t) \cos\left(\frac{2\pi n}{T_p} t\right) dt \quad (3.32)$$

$$B_n = \frac{2}{T_p} \int_{-T_p/2}^{T_p/2} y(t) \sin\left(\frac{2\pi n}{T_p} t\right) dt \quad (3.33)$$

T_p : Periyot

A_0 : Zaman verisi ortalama değeri

A_n : Sinüs dalga genlik değeri

B_n : Kosinüs dalga genlik değeri

Yol yüklerinin oluşturan zaman serisinden frekans içeriğinin ifade edilmesinde zaman düzleminden frekans düzlemine geçişi sağlayan Fourier dönüşümünden yararlanılır. Zaman serisi $y(t)$ 'nin frekans düzleminde ifadesi $y(f)$ ile gösteriliyor olup Fourier dönüşüm çiftleri Denklem (3.33) ve (3.34) ile ifade edilmektedir.

$$y(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} y(t) e^{-i(2\pi f)t} dt \quad (3.33)$$

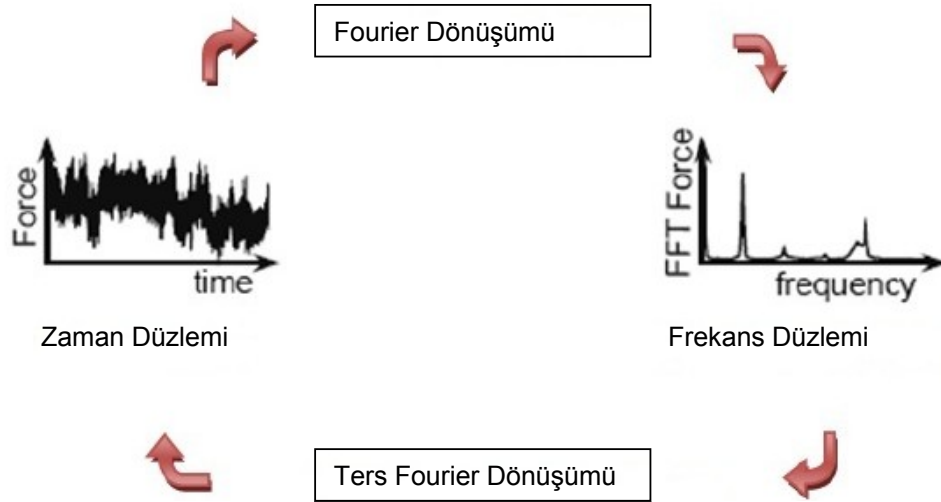
$$y(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} y(f) e^{-i(2\pi f)t} dt \quad (3.34)$$

$y(t)$: zaman serisi

$y(f)$: frekans serisi

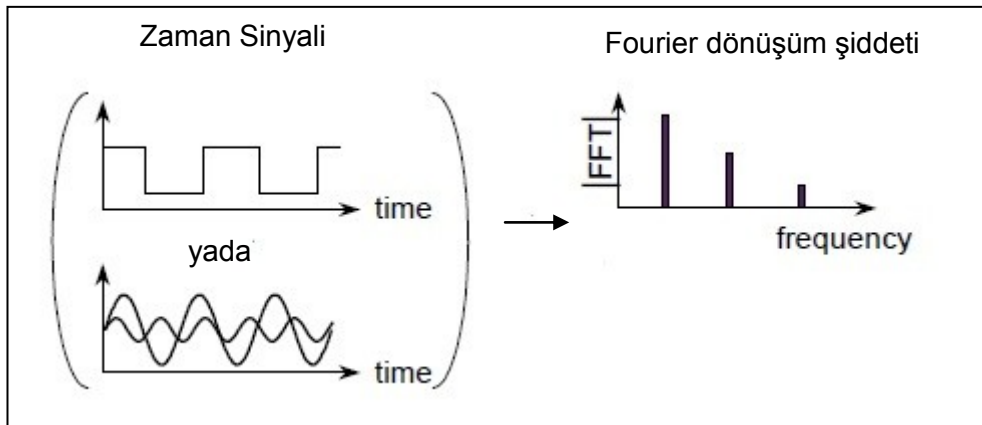
Temel olarak zaman düzlemindeki verilerin frekans düzleminde ifade edilmesi için Fourier dönüşümünden yararlanıldığı gibi terside mümkündür.

Ters Fourier dönüşümü sayesinde frekans düzlemindeki verilerden zaman düzlemine geçilerek mühendislik yaklaşımı açısından her iki düzlemde de gerekli bilgiler elde edilmektedir. [13] Şekil 3.16'da Fourier ve Ters Fourier dönüşümleri görülmektedir.



Şekil 3.16 : Fourier ve ters Fourier dönüşüm şeması.

Fourier dönüşümünün çıktıları frekansa göre kompleks sayılardan oluşur. Frekansı w , genliği A ve başlangıç faz açısı j olan sinüs dalgası frekans düzleminde, frekans eksenini boyunca karşılık gelen frekansta sivri bir çizgi olarak ifade edilir. Eğer kompleks Fourier dönüşümünün şiddeti gösterilecekse her bir çizgi altında kalan alan ilgili sinüs dalgasının o frekanstaki genliği olarak nitelendirilir. Şekil 3.17’de zaman sinyalinin farklı frekanslardaki şiddetleri görülmektedir. [25]



Şekil 3.17 : Zaman sinyali Fourier dönüşüm şiddeti ilişkisi.

3.3.1 Güç spektrum yoğunluğu (PSD)

Güç spektrum yoğunluğu zaman sinyalinin genlik içeriğini frekans düzleminde göstermenin bir yoludur. Güç spektrum yoğunluğu zaman sinyalinin Fourier dönüşümü ile elde edilen frekans serisinin mutlak değeri karesinin iki periyoda bölünmesi ile bulunur. Denklem (3.24) ile PSD ifadesi görülmektedir.

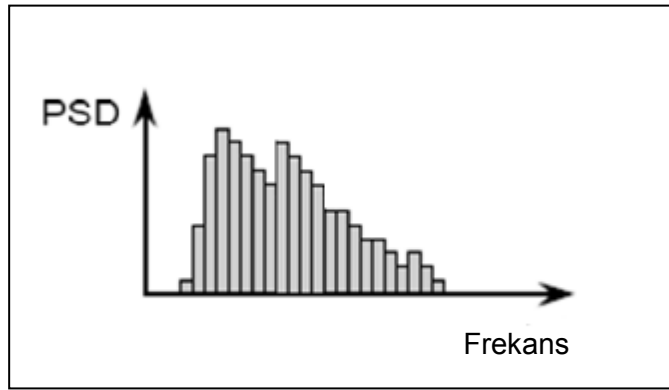
$$PSD^{def} = \frac{1}{2T_p} |y(f_n)|^2 \quad (3.34)$$

PSD : Güç spektrum yoğunluğu

T_p : Periyot

$y(f_n)$: Zaman serisi fourier açılımı

PSD ifadesinde sadece zaman sinyalinin genlik içeriği korunur fakat faz bilgileri ifade içerisinde yer almaz. Şekil 3.18 ile gösterilen PSD ifadesindeki her bir çizgi o frekanstaki sinüs dalgasının ortalama karesini ifade etmekte olup PSD eğrisinin altında kalan tüm alan ise zaman sinyalinin ortalama karesini verir.



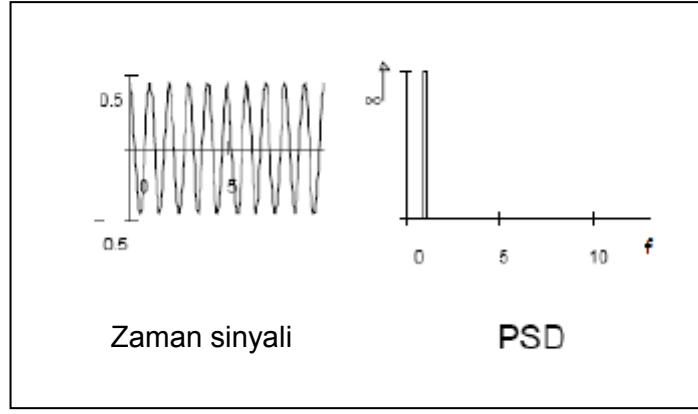
Şekil 3.18 : Güç spektrum yoğunluğu şematik gösterimi.

PSD ile zaman sinyalinin frekans içeriği ve zaman sinyalinin tipi belirlenmektedir. Saf bir sinüs dalgası PSD gösteriminde sonlu uzunlukta, sonlu genişlikte ve ilgili frekansta tek bir çubuk olarak temsil edilir. (Şekil 3.19)

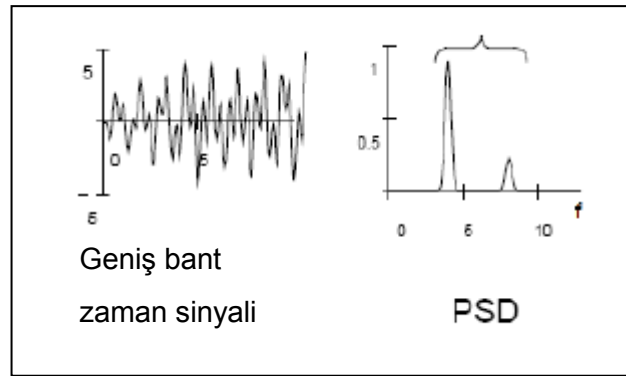
Sonlu genişlikte ve uzunlukta olmasının nedeni sinüs dalgasının sonlu uzunluğa sahip olmasıdır.

Geniş bant zaman sinyali ise birden fazla frekansa sahip sinüs dalgalarından oluşmaktadır.

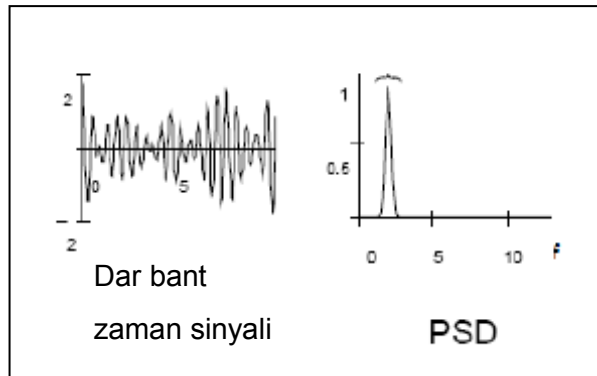
Geniş bant zaman sinyalleri PSD grafiklerinde birden fazla frekansın belirli bir frekans aralığına yayılmış pik frekanslardan oluştuğu gözlenir. (Şekil 3.20) Dar bant sinyalleri dar frekans aralığındaki sinüs dalgalarından oluşmaktadır. (Şekil 3.21)



Şekil 3.19 : Saf sinüs dalgası PSD gösterimi.



Şekil 3.20 : Geniş bant zaman sinyali PSD gösterimi.



Şekil 3.21 : Dar bant zaman sinyali PSD gösterimi.

3.3.2 Transfer fonksiyonu

Lineer sistemlerde çıkış fonksiyonları ile giriş fonksiyonları arasındaki ilişki transfer fonksiyonları ile sağlanmaktadır. Eğer doğrusal olan bir yapıya sinüs fonksiyonu uygulanırsa yapının vereceği cevap da ilgili frekansta sinüs dalgası şeklindeki deplasmanlardan oluşur. Doğrusal sistemlerde yük fonksiyonunun genliğinde meydana gelen yükselmeler, yapının aynı oranda yapısal deplasmanlarında yükselmelere neden olur. [24]

Transfer fonksiyonu çeşitli yollarla hesaplanabilmektedir. Bunlar bilgisayar destekli analizler ile olabileceği gibi testler sonucu elde edilen verilerle de transfer fonksiyonları hesaplanır. Transfer fonksiyonu çıkarılırken sonlu eleman modeline ya da test düzeneğine çeşitli sinüs uyarıları verilerek yapının cevabı her bir frekans için çıkartılır. Yapının verdiği cevap her zaman deplasman formunda olmayabilir. Gerilme ve birim uzama olarak da yapının doğrusal cevabı elde edilir. Benzer olarak yapıya uygulanan kuvvet kontrollü sinüs uyarısının yanı sıra rüzgar hızı, ivme, dalga boyu gibi büyüklükler de verilebilir. [24]

Transfer fonksiyonu bilgisayar destekli nümerik analizlerle yapının frekans cevap analizleri ile elde edilmekte olup her bir frekans için ayrı bir transfer fonksiyonu hesaplanmaktadır. Denklem (3.24) ile transfer fonksiyonu, girdi ve çıktı fonksiyonu ifadesi görülmektedir. İfadede yer alan $FFT_r(f)$ Fourier dönüşümü gerilme cevabı, $FFT_i(f)$ girdi ivme fonksiyonu ve $H(f)$ ise sistemin frekans düzlemindeki transfer fonksiyonudur.

$$FFT_r(f) = H(f) \times FFT_i(f) \quad (3.24)$$

$FFT_r(f)$: Fourier gerilme cevabı

$FFT_i(f)$: Girdi ivme fonksiyonu

$H(f)$: Transfer fonksiyonu

Denklem (3.24) ile ifade edilen fourier dönüşümü ifadesi PSD cinsinden yazmak titreşim kaynaklı yorulma analizi için daha uygundur. Denklem (3.25) teki ifadede PSD gerilme cevabı $G_r(f)$ ile belirtilmiştir. Sisteme etkiyen ivme değerlerinin de PSD olarak ifade edildiği Denklem (3.26)'da giriş ivme PSD'si $G_i(f)$ ile belirtilmiştir. Bu durumda PSD cevabı lineer transfer fonksiyonu $H(f)$ ve onun eşleniği $H^*(f)$ ile birlikte Fourier dönüşüm eşlenik ifadesi $FFT_i^*(f)$ ifade edilir.

$$G_r(f) = \left(\frac{1}{2T_p} \right) (H(f) \times FFT_i(f) \times H^*(f) \times FFT_i^*(f)) \quad (3.25)$$

$G_r(f)$: PSD gerilme cevabı

$H^*(f)$: Transfer fonksiyonu eşleniği

$FFT_i^*(f)$: Fourier dönüşüm eşleniği

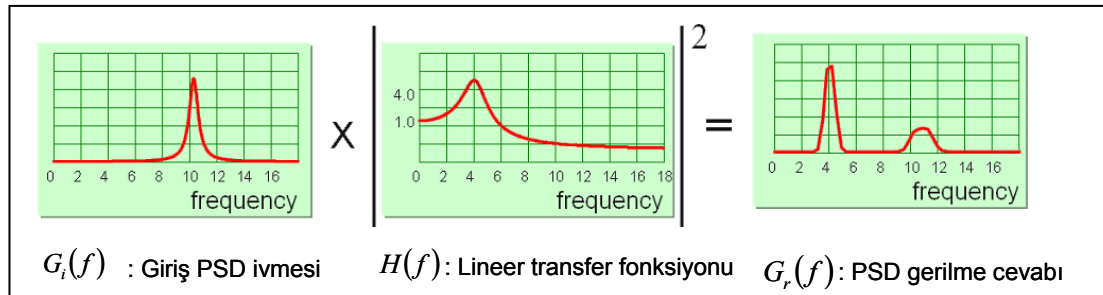
$$G_r(f) = H(f) \times H^*(f) \times G_i(f) \quad (3.26)$$

$G_i(f)$: Giriş PSD ivmesi

Denklem (3.36) tekrar düzenlenerek Denklem (3.37) ile titreşim kaynaklı yorulma analizi için gerekli olan PSD gerilme cevabı, transfer fonksiyonun karesi ile PSD ivme değerinin çarpımıyla bulunur.

$$G_r(f) = |H(f)|^2 \times G_i(f) \quad (3.27)$$

Şekil 3.22 ile titreşim kaynaklı yorulma için gerekli olan PSD gerilme hesap şeması görülmektedir.



Şekil 3.22 : PSD gerilme hesap şeması.

3.3.3 Olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF)

Matematiksel olarak gerilme aralık histogram bilgilerini saklamanın en uygun yolu gerilme aralığının olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF) formunda saklanmasıdır. Şekil 3.23’de olasılık yoğunluk fonksiyonu görülmektedir.

Titreşim kaynaklı yorulma hesabında gerilmelerin frekans içerikleri, gerilme aralık sayılarının (yağmur damlası sayma yöntemine göre sayılmış) olasılık yoğunluk fonksiyonlarından ($p(S)$) oluşmaktadır.

Gerilme aralıkları ile PDF arasında kolayca dönüşüm mümkündür. Bunun için gerekli olan bilgi Şekil 3.22’de görülen çubuk genişliği $d(S)$ gerilme aralık histogramındaki toplam çevrim sayısı’dır. (S_t)

Belirli bir gerilme seviyesindeki (S) çevrim sayısı $n(S)$ Denklem (3.28)’de görülmektedir.

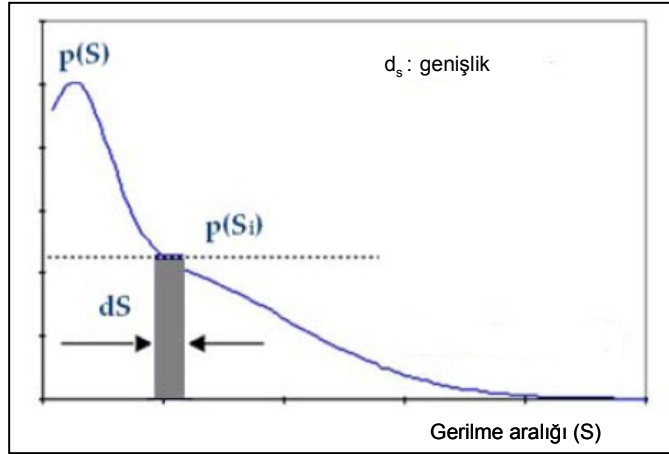
$$n_i(S) = p(S) d_s S_t \quad (3.28)$$

$n_i(S)$: Belirli gerilme seviyesindeki çevrim sayısı

$p(S)$: Gerilme aralık sayısı olasılık yoğunluk fonksiyonu

d_s : Çubuk genişliği

S_i : Histogram toplam çevrim sayısı



Şekil 3.23 : Olasılık yoğunluk fonksiyonu.

Yağmur damlası sayma yöntemi ile elde edilmiş histogramlardan PDF elde edilirken

$S_i - \frac{d_s}{2}$ ile $S_i + \frac{d_s}{2}$ arasında oluşan gerilme aralık yoğunluğu $p(S_i)$ ile d_s çarpımı sonucu elde edilir.

Wöhler eğrisine göre hasara yol açacak toplam S seviyesindeki çevrim sayısı $N(S)$ c ve b sırasıyla yorulma sabiti ve yorulma dayanım üssü olmak üzere Denklem (3.29)'da gösterilmiştir.

$$N(S_i) = \frac{c}{S^b} \quad (3.29)$$

c: Yorulma süneklilik üssü

b: Yorulma dayanım üssü

S: Gerilme

$N(S)$: S gerilmesindeki çevrim sayısı

Titreşim kaynaklı yorulma hasarı miner kuralı da göz önünde bulundurularak Denklem (3.30)'a göre ifade edilir. İfadede $E[D]$ beklenen toplam hasardır.

$$E[D] = \sum_i \frac{n_i(S)}{N(S_i)} = \frac{S_t}{c} \int_0^\infty S^b p(S) d(S) \quad (3.30)$$

$E[D]$:Toplam Hasar

Denklem (3.30)'daki histogram çevrim sayısı S_t , $E[P]T$ şeklinde yazılabilir. Burada T toplam hasarın saniye cinsinden ifadesidir. Denklem (3.31)'de titreşim kaynaklı yorulma hasarı saniyeye bağlı olarak yazılmıştır.

$$E[D] = \sum_i \frac{n_i(S)}{N(S_i)} = E[P] \frac{T}{c} \int_0^\infty S^b p(S) d(S) \quad (3.31)$$

T :Toplam hasar zaman ifadesi

Titreşim kaynaklı yorulmanın temelini oluşturan gerilme aralık olasılık yoğunluk fonksiyonu, PSD gerilmelerinden hesaplamak için araştırmacılar tarafından farklı ampirik ifadeler önerilmiştir.

Rice rastlantısal sinyallerdeki bir saniye içerisinde yukarı yönlü sıfır geçiş noktaları sayısı ile pik noktaları sayısı arasındaki ilişkiyi PSD spektral momentlerini kullanarak ele almıştır. PSD'den yorulma hasarının yaklaşımında sonuç veren ilk önemli çözümdür.

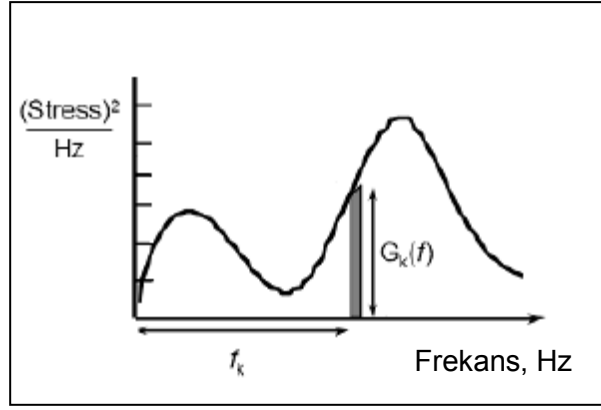
Gerilme PSD ifadesinde n'inci spektral momentler, m_n , PSD ifadesindeki her bir çizgi alanının toplanarak frekansın n'inci kuvveti ile çarpılarak bulunur.

Bu anlamda PSD eğrisinde hesaplamaların yapılabilmesi için küçük çizgilere ayrılması gereklidir.

Denklem (3.32)'de PSD n'inci spektral moment hesabı görülmektedir. Şekil 3.24'te PSD ifadesinde spektral moment ifadesi görülmektedir.[10]

$$m_n = \int_0^\infty G(f).f^n.df = \sum_{k=1}^m G_k(f_k)\delta f \quad (3.33)$$

m_n : n'nci derece spektral moment



Şekil 3.24 : PSD moment hesabı.

Saniyede beklenen pik sayısı $E(P)$ ve yukarı yönlü sıfır geçiş nokta sayısı $E(0)$ 'ın şematik gösterimi Şekil 3.25'te görülmektedir. Denklem (3.33) ve Denklem (3.34)'te dördüncü derece spektral momentlere göre m_0 , m_1 , m_2 , m_3 , m_4 sırasıyla $E(P)$ ve $E(0)$ ifadeleri yer almaktadır.



Şekil 3.25 :Pik noktaları ve sıfır geçiş noktaları.

$$E[P] = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (3.33)$$

$$E[0] = \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \quad (3.34)$$

Bir diğer istatistiki parametre ise düzensizlik faktörü γ olup bir saniyedeki sıfır geçiş noktalarının bir saniyedeki pik nokta sayısına oranıdır (Denklem (3.35)).

$$\gamma = \frac{E[0]}{E[P]} = \sqrt{\frac{m_2^2}{m_0 m_4}} \quad (3.35)$$

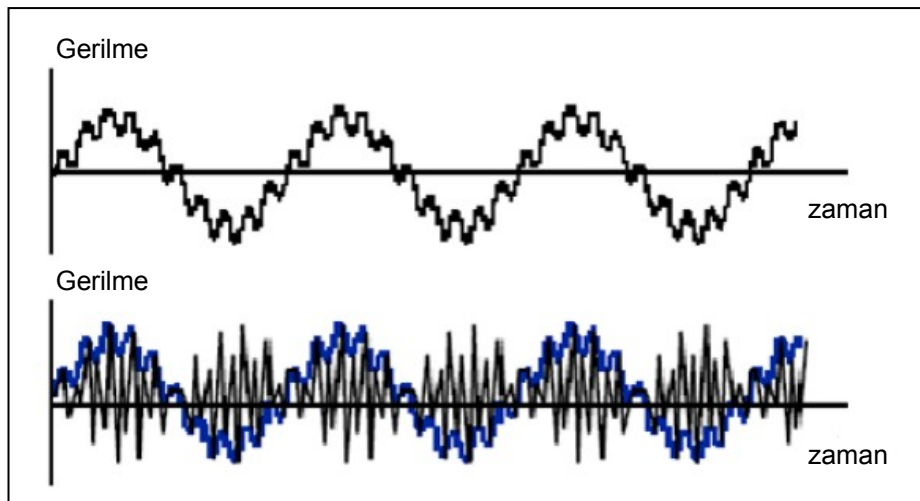
γ : Düzensizlik faktörü

Titreşim kaynaklı yorulma analizi için çeşitli yaklaşımlar yapılmıştır. Bunlar sırasıyla dar bank metodu, Steinberg yaklaşımı ve Dirlik ampirik formülasyonu ve Lalanne ampirik formülasyonudur.

3.3.4 Dar bant metodu

Frekans düzleminde PSD'den yorulma hesabı yapan ilk metot dar bant yaklaşımıdır. Bendat zaman sinyalindeki her bir pozitif pik noktasının aynı şiddetteki çukur noktalar yani minimum noktalar tarafından takip edileceğini kabul etmiştir. [2]

Diğer bir ifade ile PDF pik noktaları PDF gerilme şiddetlerine eşittir. Bu ifadeye göre zaman sinyalindeki negatif pik noktaları ile pozitif minimum noktaları ihmal edilir. Bu metot geniş bant cevaplarında gerilme aralıklarının olasılık yoğunluklarının olduğundan daha fazla hesaplamaktadır. Şekil 3.25'te pozitif minimum noktaları ile negatif pik noktaları ihmal edilerek her bir pozitif pik noktasına karşılık gelen aynı büyüklükteki minimum nokta eşleştirilmiştir. Sonuç olarak kalın çizgi ile gösterilen sinyaldeki gerilme aralıkları başlangıç sinyaline göre daha yüksektir. [25]



Şekil 3.26 : Dar bant yaklaşımı.

Dar bant yaklaşımına göre Denklem (3.36) ile PDF formülü ve Denklem (3.37) ile beklenen hasar ifadeleri görülmektedir.

$$p(S) = \frac{S}{4m_0} e^{\frac{-S^2}{8m_0}} \quad (3.36)$$

m_0 : sıfır'nci derece spektral moment

$$E[D] = \sum_i \frac{n_i(S)}{N(S_i)} = E[P] \frac{T}{C} \int_0^\infty S^b \left[\frac{S}{4m_0} e^{\frac{-S^2}{8m_0}} \right] dS \quad (3.37)$$

3.3.5 Steinberg yaklaşımı

Steinberg (2000), yorulma hasarına kabaca yaklaşmak için üç-bant tekniğini önermiştir. Bu metot gauss dağılımını temel alır. Zaman eksenindeki anlık gerilme değerleri üç bant olarak ele alınarak, σ sapma olarak ifade edilmiştir. Buna göre σ ;

- 1σ değeri zamanın %68,3'ünde meydana geldiği
- 2σ değeri zamanın %27,1'inde meydana geldiği
- 3σ değeri zamanın %4,33'ünde meydana geldiği belirtilmiştir.

Bu yaklaşımın basit olarak sonuçlara ulaştığı 6 rms değerinden fazla gerilme çevrim aralığı oluşmadığı varsayımından ileri gelir. Bu metot elektronik endüstrisinde karşılaştırma amaçlı kullanılır.[12]

3.3.6 Dirlik ampirik formülasyonu

Dirlik ileri bilgisayar simülasyonları kullanarak Monte Carlo tekniğine göre modellenmiş sinyallerden gerilme aralık PDF'lerini elde etmek için ampirik bir ifade geliştirmiştir. Diğer alternatif metotlara göre karışık görünse de sadece PSD'nin dört alan momentlerini m_0, m_1, m_2, m_4 kullanır. [4]

Bu metot diğer metotlara göre sürekli daha iyi performans göstermiş olup daha yaygın olarak titreşim kaynaklı yorulma problemlerinde kullanılmaktadır.[27]

Beklenen zamanda T , S gerilme aralığındaki çevrim sayısı $N(S)$ Denklem (3.37)'deki Dirlik ampirik formülasyonunda görülmektedir. $E[P]$ beklenen pik sayısı olup Denklem (3.33)'e göre ifade edilmiştir.

$$N(S) = E[P]T.p(S) \quad (3.38)$$

Gerilme aralık sayısı yoğunluk fonksiyonu $p(S)$ Denklem (3.38)'e göre ifade edilmiştir. Denklem içerisindeki x_m , D_1 , D_2 , D_3 , Q ve R m_0 , m_1 , m_2 , m_4 'ün birer fonksiyonu, Z_i ise normalize değişken olup ifade içerisinde yer alan fonksiyonlar Denklem (3.39), Denklem (3.40), Denklem (3.41), Denklem (3.42), Denklem (3.43), Denklem (3.44), Denklem (3.45), Denklem (3.46) ve Denklem (3.47)'a göre belirtilmiştir.

$$p(S_i) = \frac{\frac{D_1}{Q} e^{\frac{Z_i}{Q}} + \frac{D_2 Z_i}{R^2} e^{\frac{Z_i^2}{2R^2}} + D_3 Z_i e^{\frac{Z_i^2}{2}}}{2\sqrt{m_0}} \quad (3.39)$$

$$D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2} \quad (3.40)$$

$$D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R} \quad (3.41)$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad (3.42)$$

$$Z_i = \frac{S_i}{2\sqrt{m_0}} \quad (3.43)$$

$$Q = \frac{1.25(\gamma - D_3 - D_2.R)}{D_1} \quad (3.44)$$

$$R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2} \quad (3.45)$$

$$\gamma = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 m_4}} \quad (3.46)$$

$$x_m = \frac{m_1}{m_2} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \quad (3.47)$$

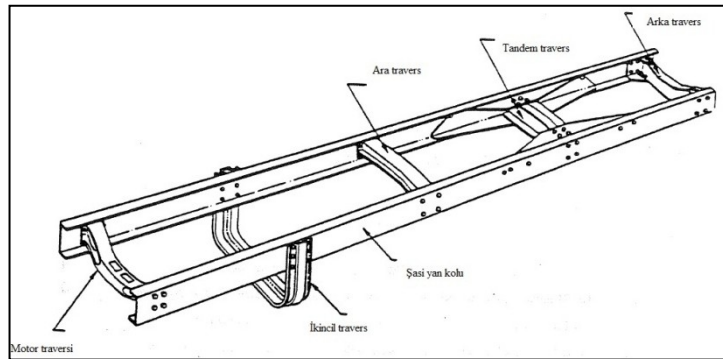
4. ÖRNEK ÇALIŞMA

Titreşim kaynaklı yorulma problemlerinin incelenmesinde bir kamyon şasisine ankastre olarak bağlı olan yakıt tankı, hava tüpü, ön ve arka çamurluklar inceleme kapsamına girmektedir. Özellikle bu kısımlarda oluşan hasarlanmaların önlenmesi açısından yöntem kapsamına dahil edilmiş olup bir kamyon şasisine bağlı arka çamurluk üzerine yoğunlaşarak yöntemin kullanılabilirliği incelenmiştir.

4.1 Kamyon Şasisi ve Özellikleri

Genel anlamda bir kamyon şasisi ağır ticari araçların omurgasıdır. Şasinin ön ve arka akslar arasında temel yük taşıma görevinin yanı sıra ana parçaların da bağlandığı temel yapıyı oluşturmaktadır. Şasi tasarımı kendisine bağlı olan parçaların işlevlerini yerine getirebilmesi için yeterli katılıkta olması istendiğinden dayanım ve mukavemet göz önüne alınarak yapılmaktadır. Bu nedenle belirli noktalardaki gerilme seviyelerinin belirlenen sınırların altına çekilmesi gerekliliğini taşımaktadır.

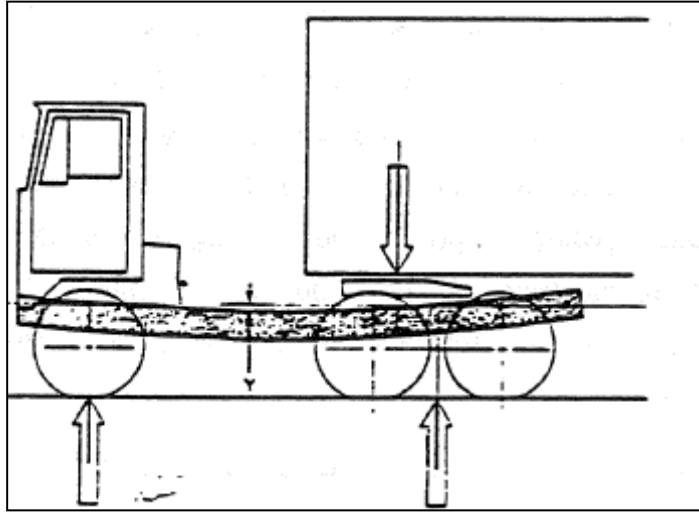
Araç uzunluğu boyunca tek bir sürekli yapı olmasından dolayı, aracın genel dinamiği bakımından da şasi temel bir rol oynamaktadır. Özellikle dayanım açısından gerekli olan kriterlerin sağlanarak aracın dayanımının artırılması araç sürüşü açısından ters etki yaratabilmektedir. Bu nedenle şasi tasarımı tamamen bir optimizasyon problemidir.



Şekil 4.1 : Merdiven tip şasi[30].

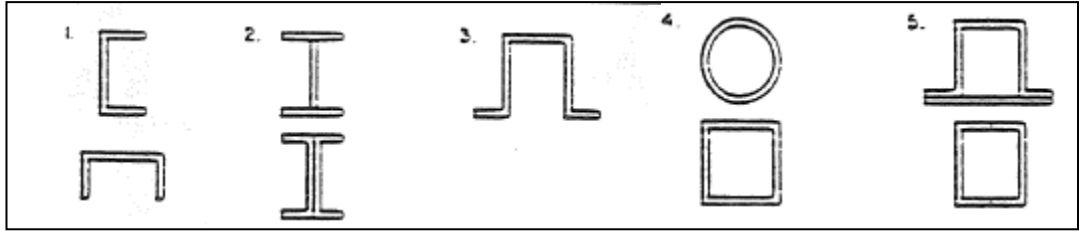
Genel olarak şasi tasarımları ağır ticari araçlarda merdiven tipli olup Şekil 4.1 ile merdiven tipli şasi örneği ve parçaları görülmektedir. Merdiven tip şasinin yan

kolları C-kesitli düz veya belirli noktalarında yükseklik farkı olan kesitten oluşmaktadır. Bu c kesitinin güçlendirilmesi kanalın iç ve dışına takviye L-kesitler vasıtası ile yapılmaktadır. Yan kollar şasinin düşey yönde dayanımını belirler. Aracın taşıdığı yükler şasi yan kolları üzerinde düşey yönlü eğilme momentleri oluşturmakta olup herhangi bir noktada büyük hasarlanmalara neden olabilmektedir. Şekil 4.2’de bir çekici kamyonun şasisinde beşinci teker yüklerinden dolayı oluşan eğilme görülmektedir. Özellikle beşinci teker yüklerinin şasinin kritik kesitlerinde oluşturacağı gerilme seviyeleri önem arz etmekte olup ilgili noktalarda hasarlanma olmaması için destekler gerekmektedir. Şasi yan kolların katılığı araç uzunluğu boyunca kesit atalet momentleri ve yan kol malzeme elastisite modülüne bağlıdır. Ayrıca şasi malzemesi olarak kullanılan SAE 1020 çeliğinin akma noktası da şasinin dayanımı açısından önem taşımakta olup uygun olmayan travers tasarımları yan kol flanşlarında bükülmelere neden olabilmektedir. Yan kol tasarımını kısıtlayan en önemli parametreler fabrikasyon açısından düz bir yan kol tasarımı istenmesi ve yakıt tankı, motor, kabin gibi parçalar için yeterli alan zorunluluğu, maliyet ve ağırlıktır. [18]



Şekil 4.2 : Beşinci teker yükünden dolayı eğilme momenti.

Sağ ve sol yan kollar belirli şekil ve fonksiyonlardaki traversler ile birleştirilmektedir. Traversler örneğin motora destek sağlamak amacıyla değişik fonksiyonlarda kullanılabildiği gibi tasarımındaki temel esas maksimum eğilme momentlerinin oluştuğu noktalara eklenerek yan kollar üzerindeki eğilmeleri azaltması ve yan kolları güçlendirmesidir. Şekil 4.3 ile çeşitli travers kesitleri görülmektedir.



Şekil 4.3 : Kamyon şasisi transvers kesitleri.

4.1.1 Kamyon şasisi bağlı parçaları

Şasinin en önemli görevlerinden birinin de çeşitli fonksiyondaki parçalara bağlantı sağlamasıdır. Bunlar arasında ön süspansiyon yaprak yay bağlantı noktaları arka süspansiyon denge çubuk kolu bağlantı noktaları ve hava körüğü bağlantı noktaları, v kolu bağlantı noktaları, kabin süspansiyon bağlantı noktaları ve çeki tablası (beşinci teker) gibi noktalardan direkt olarak şasiye yükler gelmektedir. Bu gibi temel yük taşıyan parçaların dışında amaçları yoldan gelen yükleri iletme veya sönmölemek olmayan değişik fonksiyonlarda şasiye bağlı parçalar da bulunmaktadır. Bunlar arasında yakıt tankı şasiye ankastre olarak L braketler ile bağlanmış olup, hava tüpleri ön ve arka çamurluklar da bu kapsamdaki parçalar arasında yer almaktadır. Şekil 4.4 ile bir kamyon şasisine asılı olan parçalar görölmektedir.



Şekil 4.4 : Kamyon şasisi asılı parçaları.

4.1.2 Kamyon şasisi bağlı parça hasarlanmaları

Kamyon şasisine asılı olan parçalar üzerinde meydana gelen hasarlanmaların bilgisayar destekli analizler ile laboratuvar testlerine gerek kalmaksızın simölasyonu çalışmanın ana kapsamını içerdüğinden belirli parçalar referans olarak seçilerek o parçalar üzerinde titreşim kaynaklı yorulma analizine yönelinmiştir. Çalışma kapsamı boyunca ele alınacak olan parçalar çamurluk, üzerindeki braketler, plaka, cıvatalar, ve şasi ile direk bağlantısını sağlayan borudan oluşmaktadır. Çamurluk boru sayesinde şasiye ankastre olarak bağlanmıştır. Yoldan gelen yüklemeler doğrudan doğruya oluşan titreşimlerden dolayı ilgili parçalar üzerinde oluşan

hasarlanmalar Şekil 4.5'te görülmektedir. Bu hasarlanmalar boru üzerinde meydana gelebildiği gibi plastik çamurluğun kendi üzerinde de oluşmaktadır.



Şekil 4.5 : Asılı parça hasarlanmaları.

4.2 Yol Verisi Toplama

Titreşim kaynaklı yorulma analizinin temelini oluşturan ivme güç spektrum yoğunluğunun belirlenmesi için bir kamyon şasisine bağlı örnek çamurluk üzerinden gerçek kullanım şartlarında veri toplanmıştır. İki tekerden tahrikli bir kamyon üzerinde araç şasisine bağlı olan parçaları rezonansa sokacak yol pürüzlülüğünü sağlayacak yol koşulları testin gerçekleştirilme yeri olarak belirlenmiştir. Test koşullarının oluşturulmasında bir diğer dikkat edilen husus ise aracın yük durumunun belirlenmesi olup araç dorseli boş ve yükleme sınırlarına kadar dolu olarak test edilmiştir. Test verilerinin mantıksal olup olmadığının saptanmasında aynı test üçer kez tekrarlanmış olup verilerde tutarsızlıkların olup olmadığı gözlemlenmiştir.

4.2.1 Ölçüm noktaları kanal listesi ve test güzergahı

Gerçek kullanım şartlarının sağlanabilmesi için Hereke bölgesinde şasi bağlantı parçalarını rezonansa sokacak yol profili seçilmiş olup 14,7 km boyunca gidiş-dönüş toplam 40 dakikalık veri toplama işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.6'da hereke'de gerçekleşen rezonans test yolu görülmektedir.



Şekil 4.6 : Hereke rezonans test parkuru.

Şekil 4.7'de araç üzerine yerleştirilmiş olan ivme ölçerlerin pozisyonları görülmektedir.



Şekil 4.7 : Araç üzerinden ivme toplama noktaları.

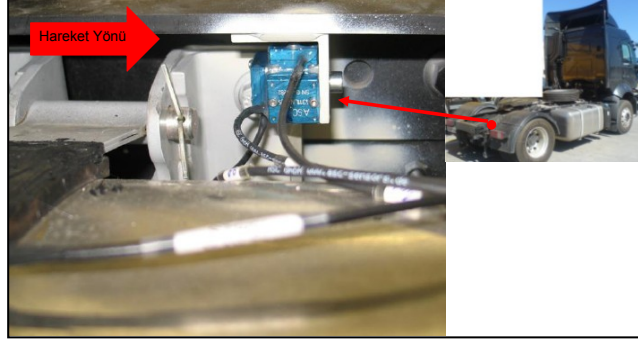
Bu noktalar çamurluğun şasiye bağlandığı noktalardan iki adet , çamurluk üzerindeki borudan iki adet ve çamurluğun ön ve arka kendi üzerinden dört adet olup toplam sekiz farklı noktadan oluşmaktadır. Yapının şasiye bağlandığı noktalar a4 ve a8 ile gösterilmektedir. Bu noktalardan okunan ivme değerleri laboratuvar ortamında oluşturulacak olan test düzeneği için önemli veri sağlayacak olup, düzeneğin üzerinde bu noktalardan titreştirilen yapı gerçek yol şartlarındaki gibi davranacaktır.

Çizelge 4.1 : Kanal sayıları.

Kanal Açıklama	Kanal adedi	Birim
ivme	24	g
Gaz Pedal Pozisyonu	1	
Tork	1	Nm
Hava Sıcaklığı	1	°C
Motor Devri	1	d/dk
Araç Hızı	1	m/s

Araç üzerinden yapılan ölçümler toplam 29 kanaldan oluşmakta olup kanal sayıları Çizelge 4.1’de görülmektedir. Belirlenen sekiz lokasyondan üç eksenli ivme ölçerler vasıtası ile çok eksenli ivme verileri toplanmış olup 24 kanal ivme ölçümleri için harcanmıştır. Şekil 4.8’de araç üzerine yerleştirilmiş üç eksenli bir ivme ölçer görülmektedir. Yapı üzerindeki ivmelerin dışında aracın test sırasındaki davranışının gözlemlenmesi ve elde edilen ivme değerlerindeki pik noktalar veya anormalliklerin mantıklı olarak çözülmesi amacı ile araçtan ekstra kanallarda veriler de toplanmıştır. Bunlar sırasıyla gaz pedal pozisyonu, motor devri, ortam sıcaklığı ve araç hızından

oluşmaktadır. Verilerin yorumlanmasında bu parametreler ışığında verilerin doğruluğu kolayca belirlenmektedir.



Şekil 4.8 : Üç eksenli ivme ölçer araç üzeri konumu.

Araç üzerinde toplanan ivme verilerinin yönlerinin belirlenmesinde herhangi bir sıkıntı yaşanmaması için eksen takımı tanımlaması yapıştır. Şekil 4.9’de referans belirlenen eksen takımı görülmektedir. Bu eksen takımının oluşturulmasındaki amaç hangi yönün veriler üzerinde neye tekabül ettiğinin belirlenmek istenmesidir. Bu amaçla aracın çekiş yönünde gelen ivmeler pozitif olarak kabul edilmiştir. Frenleme durumunda oluşacak ivmeler ise belirtilen şeklin aksi yönünde olup negatiftir. Aynı şekilde yanal ivmelerin durumlarının belirlenmesinde merkezkaç kuvvetinin tanımından yararlanılmıştır. Bu manada aracın sağa doğru viraj alması halinde ivmelerin negatif olarak gösterileceği varsayılmıştır. z eksenindeki ivme değerlerinde ise yerçekimi doğrultusunda negatif, herhangi bir tümsekten geçme durumunda oluşacak aracın yukarı yönlü hareketinde ise pozitif kabul edilmiştir.



Şekil 4.9 : Referans eksen takımı.

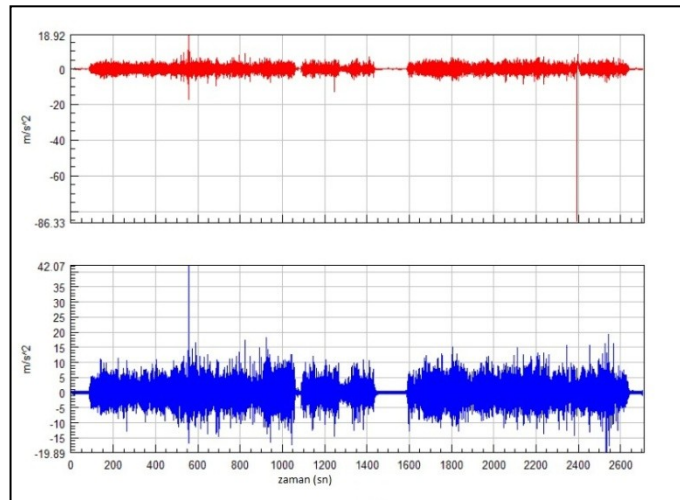
4.2.2 Güç spektrum yoğunluğu ve sinyal işleme

İlgili parçalar üzerinde en fazla hasarı verecek olan pik ivme değerlerinin tayini için sahada yapılacak olan ölçümlerde ağır ticari aracın dolu ve boş olarak değerlendirilmesi gerekmektedir. Bu anlamda yapılacak olan test aracın tam yük kapasitesinde ve boş olma durumuna göre iki farklı senaryoyu içermektedir.

Gerçek yol şartlarında yapılan ölçümlerden laboratuvar ortamında testin yapılması hedeflendiğinden, laboratuvar ortamında gerçek yol şartlarında çamurluk üzerine gelen titreşimlerin en iyi şekilde simüle edilmesi için şasi bağlantı yerleri olan a4 ve a8 noktasındaki ölçümler ve bunların güç spektrum yoğunlukları dikkate alınmıştır. Diğer noktalarda elde edilen ölçümler ise yapının transfer fonksiyonun çıkartılmasında ve ivme genliklerinin yorumlanmasında kullanılmıştır.

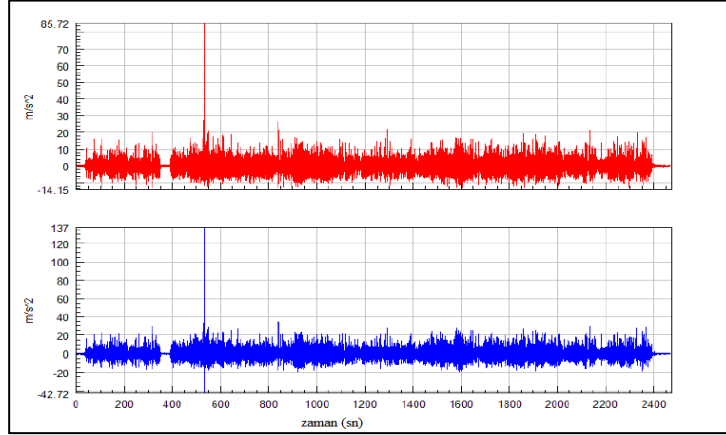
Sahadaki ölçümlerden a4 ve a8 noktası için aracın boş ve dolu olması durumunda toplanan veriler nCode yazılımı sayesinde işlenerek istatistiki değerleri ve güç spektrum yoğunlukları elde edilmiştir.

Sahada yapılan ölçümler 2400 saniyelik verilerden oluşmakta olup yapının sadece z eksenini etrafındaki salınımları dikkate alınmıştır. Dolu ve boş araç için elde edilen veriler incelendiğinde dolu araç için ivme değerleri +8g ve -8 arasında boş araç için ise -4g ile 14g arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Verilerde yer alan pik noktaları herhangi bir anormalite kaynaklı olmayıp tüm kanallarda yer alan bir eğilime sahiptir. Şekil 4.10'da sırasıyla a8 ve a4 noktası için dolu halde ivme değerleri görülmektedir.



Şekil 4.10 : Dolu araç a8 ve a4 noktası ivme değerleri.

Aynı şekilde ilgili a8 ve a4 noktası için boş olarak yapılan testler sonucu elde edilen değerler Şekil 4.11’da görülmektedir.



Şekil 4.11 : Boş araç a8 ve a4 noktası ivme değerleri.

Çizelge 4.2 ile dolu ve boş araç için a8 ve a4 noktalarının istatistiki değerleri verilmiştir.

Çizelge 4.2 : Dolu-boş durum için a4 ve a8 noktaları istatistiki değerleri.

Pozisyon	Araç	Ortalama m/s ²	Maksimum m/s ²	Minimum m/s ²	RMS m/s ²	Standart sapma m/s ²	Varyans m/s ²
a4	Dolu	0.0	42,1	-19,9	2,01	2,0	4,0
a4	Boş	0.1	137	-42,7	3,5	3,5	12,4
a8	Dolu	0.0	18,9	-86,3	1,3	1,3	1,7
a8	Boş	0.0	85,7	-14	2,5	2,5	6,4

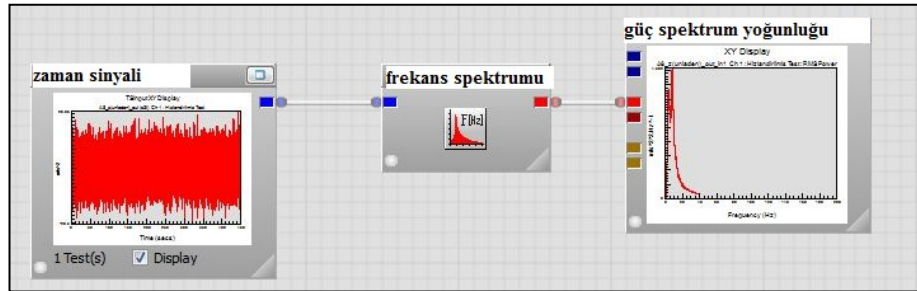
Tablodan da görüleceği üzere elde edilen veriler sıfır etrafında salınmakta olup a8 noktası için dolu halde, a4 noktası için ise boş halde maksimum noktalara erişildiği görülmüştür. Ayrıca tablodan elde edilen bir diğer sonuç ise dolu halde a8 noktasında minimum pik değeri elde edilmesinin ölçümün alındığı noktada yer alan I kolu braketinin ağırlığından kaynaklanıyor olmasıdır.

Dolu ve boş araç durumundaki grafikler yorumlandığında boş araçta elde edilen değerler daha yüksektir. Bunun nedeni boş araç testlerinin daha geniş bir frekans aralığını tahrik ederek pik değerleri yukarı çekmesidir. Aynı şekilde boş araç durumunda geniş aralıkta hız dağılımının olması ve yol düzgünsüzlüklerinin tahrik frekansını genişlettiği düşünülmektedir.

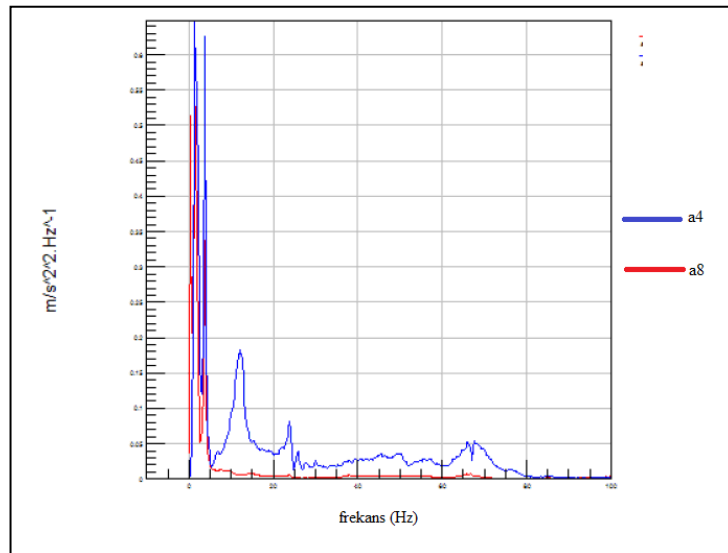
Elde edilen veriler zaman bazında ifade edilmektedir. Yoldan gelen düzgünsüzlüklerin bağlantı yerlerinde oluşturmuş olduğu ivme değerlerinin daha anlamlı bir şekilde değerlendirilmesi için frekans spektrumlarına (güç) bakılması

gerekmektedir. Bu işlem sayesinde sonlu elemanlar analizi ile elde edilecek yapının kendi modları ile gerçek yol şartlarındaki modları karşılaştırılacak yapının dinamik etkenler sonucu hasara uğrayabileceği ya da statik olarak kabul yapılacağı bilgisi ortaya çıkacaktır. Teorik olarak yapılan kabullerde yol girdilerinin sonucu oluşan frekansların yapının doğal frekanslarının üçte birinden büyük olması halinde dinamik durum söz konusu olup yapılan analizlerin ya da bakış açılarının statik durum yerine dinamik etkenlerin göz önüne alındığı duruma çevrilmesi gerekmektedir.

nCODE yazılımı sayesinde sahadan elde edilen a4 ve a8 noktasındaki ivme verileri yazılım içerisindeki frekans spektrum modülü kullanılarak güç spektrum yoğunlukları elde edilmiştir. Bu anlamda zaman düzlemindeki veriler frekans düzlemine çekilerek gerçek yoldan gelen verilerin frekans içerikleri öğrenilmiş olmaktadır. Şekil 4.12 ile nCODE yazılımı frekans spektrum modülü görülmektedir.



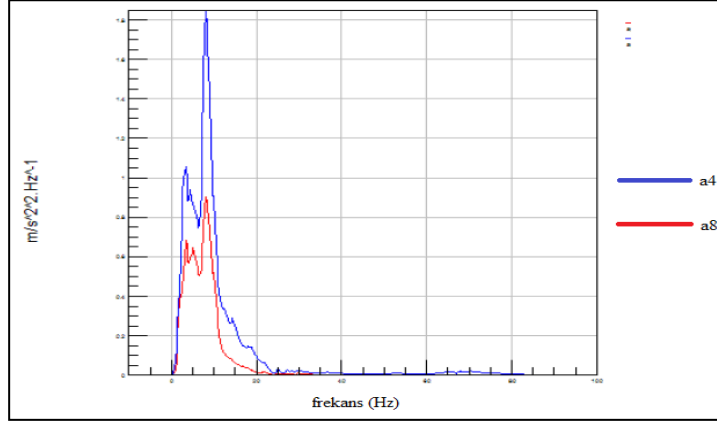
Şekil 4.12 : nCODE frekans spektrum yoğunluk modülü.



Şekil 4.13 : Dolu araç a4 ve a8 noktası güç spektrum yoğunluğu.

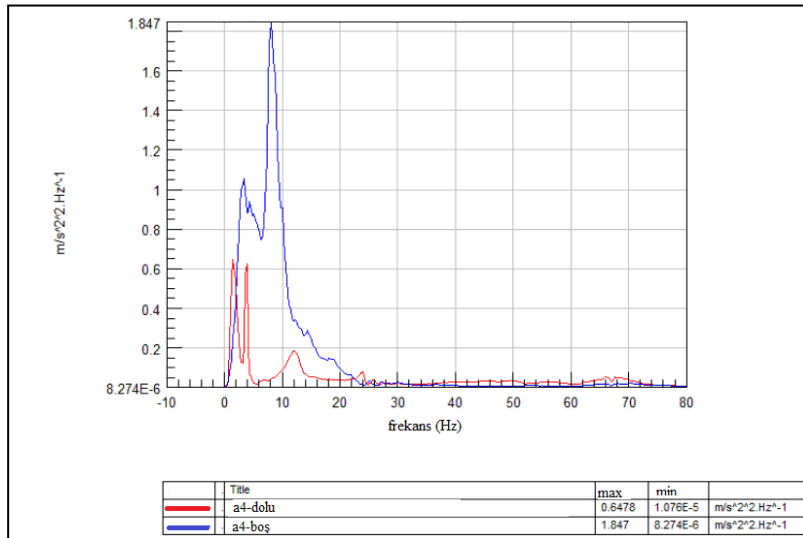
Şekil 4.13’de dolu araç durumu için a4 ve a8 noktasının güç spektrum yoğunlukları görülmektedir.

Grafiğe göre yol düzgünsüzlüklerinden kaynaklanan frekansların 20 Hz'den sonra çok azaldığı gözlemlenmektedir. Dolu araç için a8 noktasında elde edilen enerji a4 noktasına göre daha yüksektir, ayrıca frekans değerleri açısından 12 Hz civarında a8 noktasının pik değerlere ulaştığı bu durumda a4 noktasının gerilme genlikleri düşük olduğu görülmektedir.



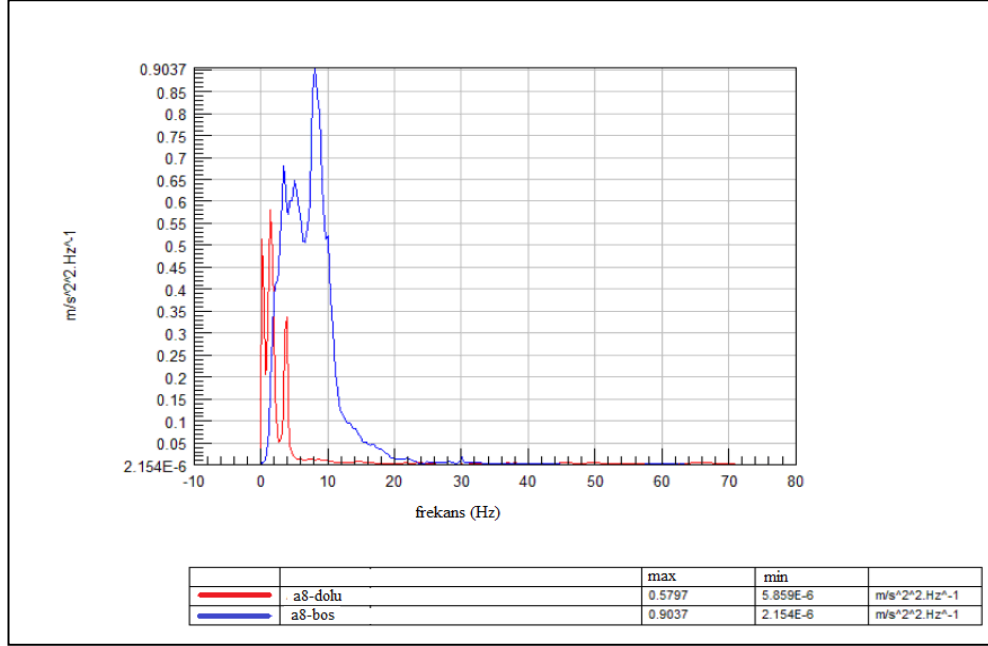
Şekil 4.14 : Boş araç a4 ve a8 noktası güç spektrum yoğunluğu.

Şekil 4.14'de boş araç için a4 ve a8 noktasının güç spektrum yoğunlukları görülmektedir. Grafik incelendiğinde dolu araç durumuna nazaran a4 noktasının genlik değerleri 12 Hz civarında maksimuma ulaşmaktadır. Elde edilen bu frekans yapının rezonansa girmesindeki en baskın frekans olup sonlu elemanlar modal analizde de görülmüştür. Ayrıca grafikten de 25 Hz'den baskın frekansların azaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.15 : A4 noktası boş-dolu araç güç spektrum yoğunluğu.

Yapılan bir diğer inceleme de belirlenen iki noktanın boş ve dolu durumlardaki spektrumlarının incelenmesidir. Şekil 4.15’de a4 noktasının boş ve dolu durumdaki spektrumları üst üste çizdirilmiş olup mavi ile gösterilen boş durumun spektrumları dolu hale göre daha yüksek çıkmaktadır. Kırmızı ile gösterilen mavi eğride sistemin frekanslarını titretirecek pik değerlerinin düşük olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.16 : A8 noktası boş-dolu araç güç spektrum yoğunluğu.

Benzer çalışma a8 noktası için de yapılmış olup Şekil 4.16’de dolu ve boş araç için güç spektrum yoğunlukları görülmektedir. Bu grafikte ise yine bol durumun güç spektrum yoğunlukları doluya kıyasla yüksek çıkmaktadır.

Güç spektrum yoğunluklarının elde edilmesinde kullanılan nCODE frekans spektrum yoğunluk hesaplamasındaki parametreler Şekil 4.17’de görülmektedir.

FrequencySpectrum Properties		
Name	Value	Description
General		
OutputType	Power	Specifies the type of spectrum to produce
AveragingMethod	Linear	Specifies the way to combine the data from multiple FFT buffers
AutoHistogramLabels	True	Specifies whether to automatically set the axis labels and units text on the output histogram
Buffer		
WindowType	Hanning	Specifies the window type to apply to each buffer
BufferSize	4096	Specifies the FFT buffer size
BufferOverlap	57	Specifies the overlap on the input data for each FFT analysis
AdvancedSettings		
DataNormalization	Buffer	Specifies the normalization to apply
NoiseFloor	-120	Specifies the value below which a spectral line will be set to zero (dB)
IncludeZeroPaddedBuffers	True	Specifies whether to include zero-padded buffers at the end of the signal
ENBWCorrection	Auto	Specifies whether to correct for equivalent noise band width

Şekil 4.17 : nCODE frekans spektrum parametreleri.

4.2.3 Göreceli hasarın belirlenmesi

Bir sonraki çalışmada sistemin hangi noktadan elde edilen verilerle tahrik edilmesi kararı gerekmektedir.

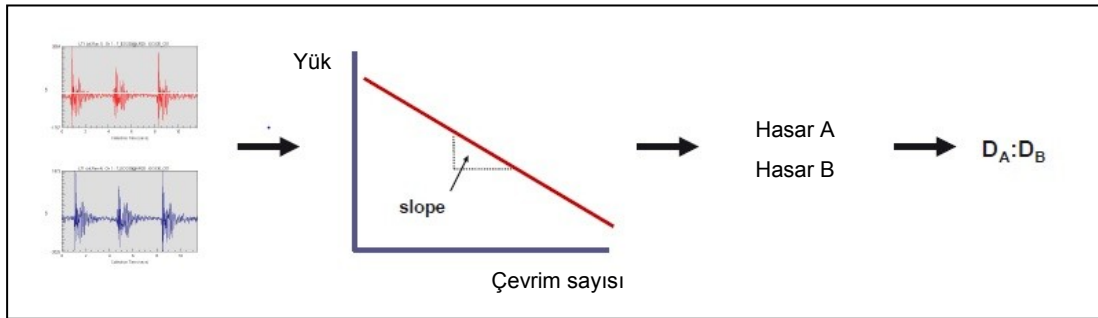
Aynı zaman titreşim kaynaklı yorulma analizi için giriş güç spektrum yoğunluğu da belirlenecektir.

nCODE yazılımı göreceli hasar teorisine göre, herhangi bir sonlu eleman modeline ihtiyaç duyulmadan herhangi bir gerilme-çevrim sayısı eğrisine göre zaman eksenindeki yükler birer birim uzama gibi düşünülerek iki hasarın karşılaştırmasını yapmaktadır.

Burada elde edilen değerler mutlak hasar değerleri olmayıp tamamen karşılaştırma amacıyla kullanılmaktadır. Şekil 4.18'te nCODE göreceli hasar adımları görülmektedir.

nCODE içerisinde yer alan bu modül sayesinde sonlu eleman modeli olmayan bir parçanın belirli noktalarından farklı yol şartlarına göre elde edilmiş zaman eksenindeki yükler sonucu oluşacak hasarlar göreceli olarak hesaplanır.

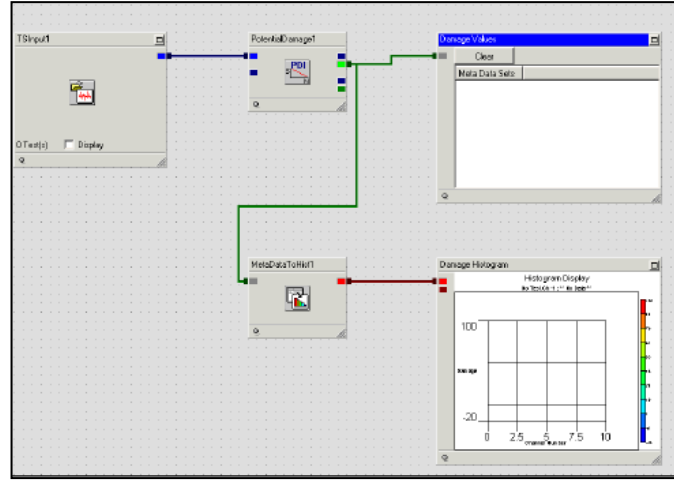
Basit anlamda hangi yolun hangi yoldan hasarlı olduğu sorusuna kısa bir cevap niteliğindedir. [29]



Şekil 4.18 : nCODE göreceli hasar adımları.

Şekil 4.19'de nCODE göreceli hasar modülü görülmekte olup a4 ve a8 noktası için yapılan analiz sonucunda boş araçlardaki titreşimin dolu araçlara göre daha fazla olduğu, a4 noktasının ise a8 noktasına göre daha fazla hasar verdiği ortaya çıkmıştır.

Bu nedenle a4 noktası titreşimleri gerek laboratuvar testi gerekse titreşim kaynaklı yorulma analizi için birer referans yük girdisi kabul edilmiştir.



Şekil 4.19 : nCODE göreceli hasar modülü.

4.3 Modal Analiz

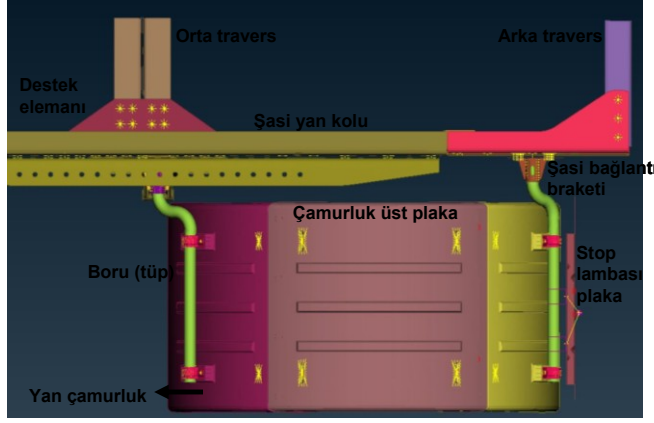
Bir yapıyı oluşturan alt sistemlerin tüm sisteme kattığı katılık matrisi ve o yapıya ait olan kütlelerin oluşturduğu kütle matrisinin etkileşimi sonucu o yapının özdeğerlerinin çıkartılarak doğal frekanslarının elde edilmesi modal analiz kapsamına girmektedir. Modal analiz sayesinde yapının doğal frekansları elde edilerek hangi frekans aralıklarında hangi alt sistemlerin etkin olarak titreştiği ortaya çıkmaktadır. Yapıdaki parçalar farklı frekans aralıklarında titreştiklerinden her bir parçayı rezonansa sokacak olan frekans değerleri de ayrıdır.

Titreşim kaynaklı yorulma analizinin ilk kısmı olan modal analiz sayesinde sistemin doğal frekansları elde edilmesi amaçlanmaktadır.

4.3.1 Sonlu eleman modeli

Örnek çalışma maksadıyla seçilmiş olan şasi bağlı parçalardan çamurluğun sonlu eleman modeli ön hazırlık programı olan ANSA 13.1.1 ile hazırlanmıştır. Otomotiv sektöründe tam araç modellerinin oluşturulması uluslararası platformda da yaygınca kullanılan bu paket programı sayesinde sonlu eleman ağı elde edilmiştir. Referans olarak seçilen çamurluk modelinde şasi yan kolu, I kolu braket, arka ve orta traversler, çamurluğu tutan boru (tüp), borunun şasiye bağlandığı braketler, plastik çamurluk, plastik çamurluk-boru braketleri, üst ve alt çamurlukları birbirine bağlayan kauçuk kayışlardan oluşmaktadır.

Şekil 4.20 ile üst plakalı çamurluk sonlu eleman modelinin üstten görünüşü yer almaktadır.



Şekil 4.20 : Üst plakalı çamurluk sonlu eleman modeli.

Modelleme yapılırken dikkat edilen hususlar ve yapılan çeşitli varsayımlar aşağıda belirtilmiştir.

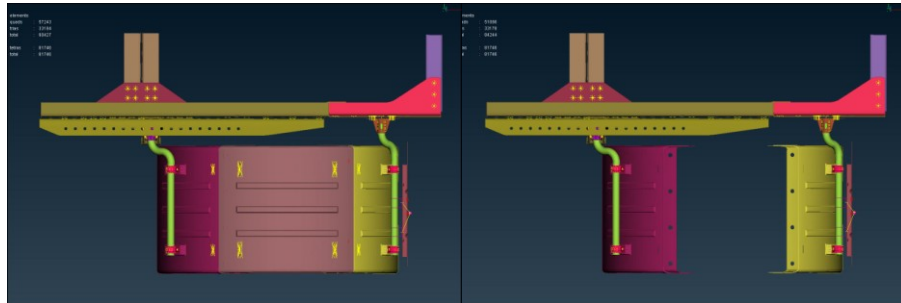
- Genel olarak ağ boyutu 7 mm olarak belirlenmiş olup lokal yerlerde gerilme değerlerinin doğruluğu bakımından 3 mm eleman boyuna inilmiştir.
- Eleman tipi olarak ABAQUS kare elemanlar S4R ile modellemeye gidilmiş olup kare eleman geçilemeyen yerler ABAQUS kütüphanesinde üçgen S3R elemanlarla modellenerek , üçgen elemanların yüzdesinin %5 i geçmemesine dikkat edilmiştir. Gerilme değerlerini yükselten üçgen elemanlardan keskin köşelerde, delik etraflarında kullanılmamasına özen gösterilmiştir.
- Şasi ve diğer parçaları birbirine bağlayan cıvata modellenmesinde katı modelleme tekniği sistemin çözüm zamanını uzatacağından tercih edilmemiştir. Özellikle hassas olarak cıvata üzerlerinde oluşacak kopmaların olmayacağı varsayılarak ABAQUS kütüphanesinde mpc/beam elemanlarla modellenmiştir.
- Parçalar üzerinde basma yüzeyini arttıran pul modellenmesinde genel olarak ilgili cıvata delik çapının iki katı kadar olan bölüm mpc/beam elemanları ile modellenerek herhangi bir öteleme ve dönmeye izin verilmemiştir.
- Şasi ile çamurluğu tutan borunun birleştiği noktada bulunan braket ile boru arasında yer alan doldurma kaynaklarının modellenmesinde ABAQUS kütüphanesinde C3D4 katı elemanlar kullanılmıştır.
- Üst ve alt çamurlukları birbirine bağlayan kayış modellenmesinde ABAQUS kütüphanesinde mpc/beam elemanlar kullanılmıştır.

- Sistemin dinamik karakterinin etkiyen kütlenin doğru olarak tanımlanabilmesi için araç çamurluğu üzerinde bulunan arka stop lambası ve plaka modellenmesi asılı kütle olarak düşünülmüştür. Bu anlamda stop lambası ve plakadan oluşan iki parçanın ağırlık merkezine toplam parça kütleleri kütle elemanı vasıtasıyla yerleştirilmiş olup ABAQUS kütüphanesinde mpc/beam elemanları ile bağlantı yerlerine tutturulmuştur.
- Sisteme rijitlik katması ve testi simüle etmesi amacı ile şasi yan kolları ve traverslerinin bir kısmı modele dahil edilmiştir.
- Sistemin sınır şartları ise şasi yan kolları ve traverslerin kesin noktalarından öteleme ve dönme serbestisizelerinin sınırlandırılmasıdır.

4.3.2 Üst plakalı ve plakasız modal analiz sonuçları

Modal analiz için iki adet sonlu eleman modeli hazırlanmıştır. Üst plakalı ve üst plakasız olarak ikiye ayrılan modeller Şekil 4.21’de görülmektedir.

Modal analiz için iki modelin seçilmesinin nedeni üst plakalı çamurluğun etkisinin yapının doğal frekanslarında meydana getireceği değişikliğin saptanmak istenmesidir. Ayrıca iki farklı kullanım durumu da bu yapı için mevcuttur.



Şekil 4.21 : Üst plakalı ve plakasız çamurluk sonlu eleman modelleri.

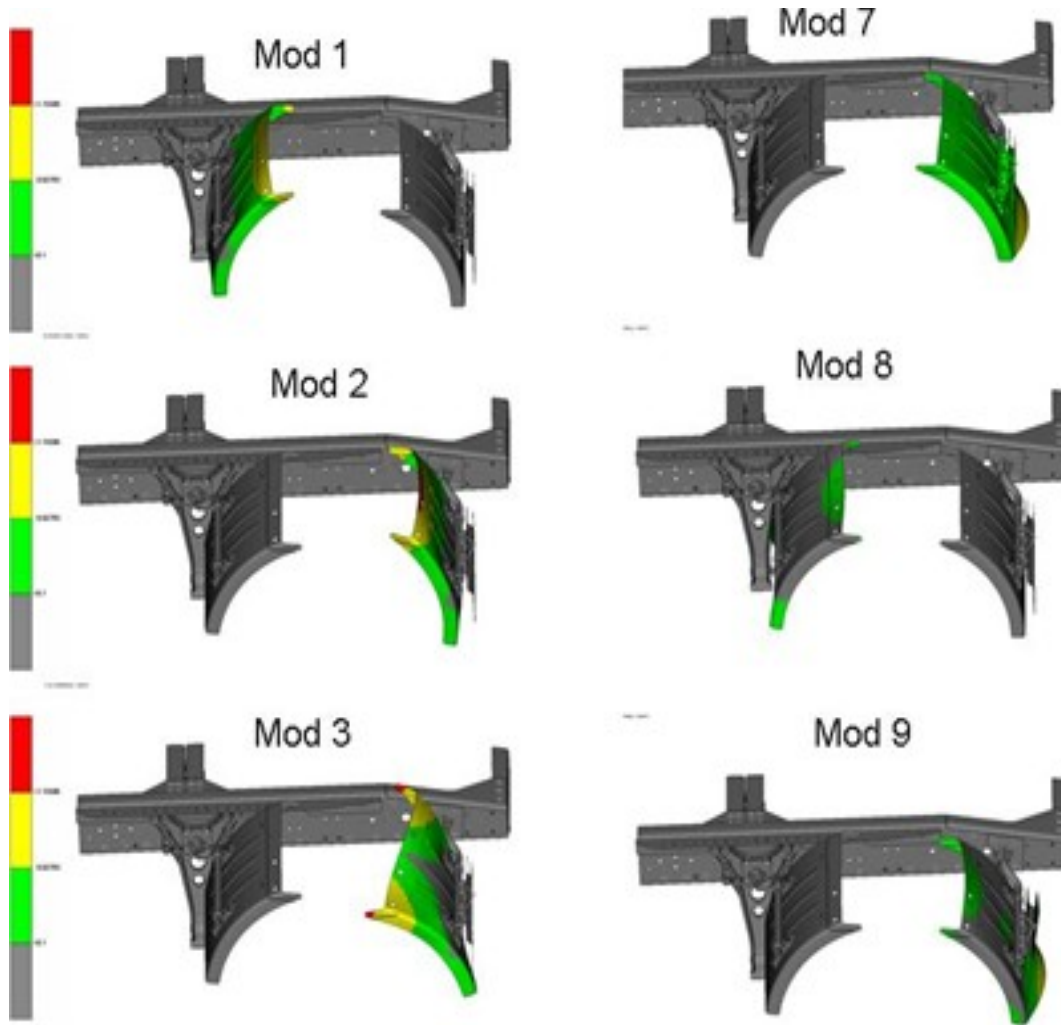
Bir sonlu eleman çözücüsü olan ABAQUS ile lanczos metodu kullanılarak yapının kabaca 100 Hz’e kadar olan modları bulunmuştur. Üst plakasız model için yapının 100 Hz ‘e kadar olan modları Çizelge 4.3’te görülmektedir.

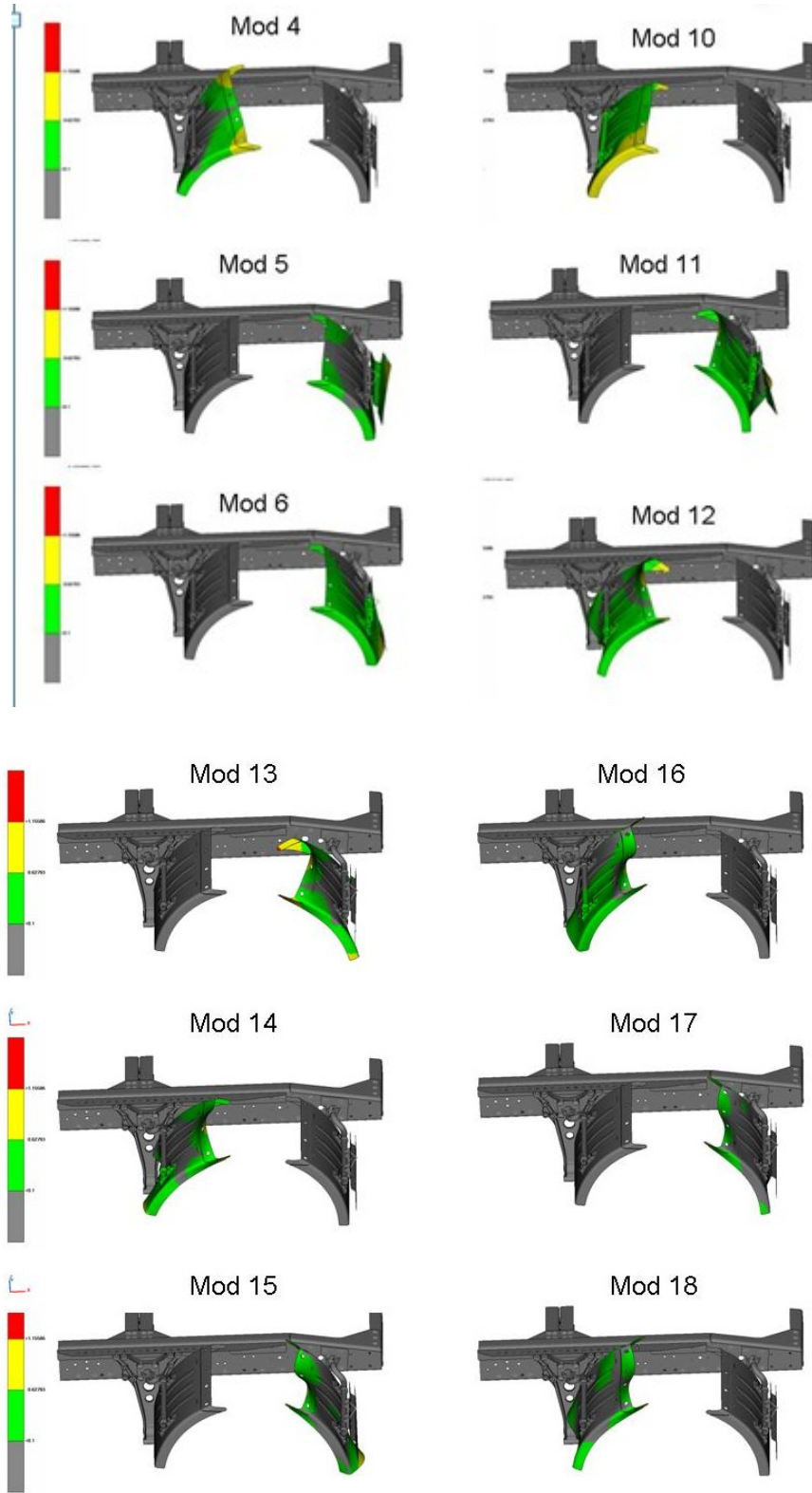
Çizelge 4.3 : Üst plakasız model 100 Hz’e kadar olan modlar.

MOD	Frekans (Hz)	MOD	Frekans (Hz)
1	14,77	20	56,5
2	14,84	21	59,29
3	17,97	22	61,55
4	18,03	23	67,88
5	18,74	24	69,24

6	23,17	25	69,3
7	25	26	69,98
8	25,47	27	72
9	26,51	28	77,46
10	34,51	29	81,14
11	34,71	30	86,18
12	37,53	31	86,27
13	38	32	88,15
14	39,62	33	89,97
15	41,74	34	90,53
16	45,51	35	92,41
17	48,44	36	93,34
18	50,19	37	93,51
19	55,11	38	97,33

Şekil 4.22’de plakasız model için çizelgede belirtilen frekanslardan 50 Hz’e kadar ilk 18 mod şekli görülmektedir. Görülen mod şekilleri yüz kez büyütülmüş mod şekil deformasyonlarının anlaşılır bir şekilde görülmesi hedeflenmiştir.





Şekil 4.22 : Plakasız model için 50 Hz'e kadar mod şekilleri.

Mod şekilleri incelendiğinde ilk mod olan 14,77 Hz'de sol taraftaki çamurlukta boru eksenine boyunca eğilme meydana gelmektedir. Yol yükleri de incelendiğinde 10 Hz

civarlarında yer alan yol girdileri yapının ilk moduyla çakışmaktadır. Bu anlamda rezonans durumu söz konusu olup yapının dinamik olarak incelenmesi doğrudur.

Yapının ikinci modu ise arka çamurluk üzerinde mertebe olarak 14,85 Hz olup simetrik olarak ilk moda benzer şekilde boru etrafında bir eğilme meydana zorlanması meydana gelmektedir.

30 Hz altında yapının dokuz modu olup bunlardan 6 ve 7. modlar lokal modlar olup belirli bir noktada görülmektedir.

Şasi üzeri incelendiğinde ise herhangi bir moda rastlanmamaktadır. Bunun nedeni şasinin asılı parçalara göre daha rijit bir davranış göstermesidir.

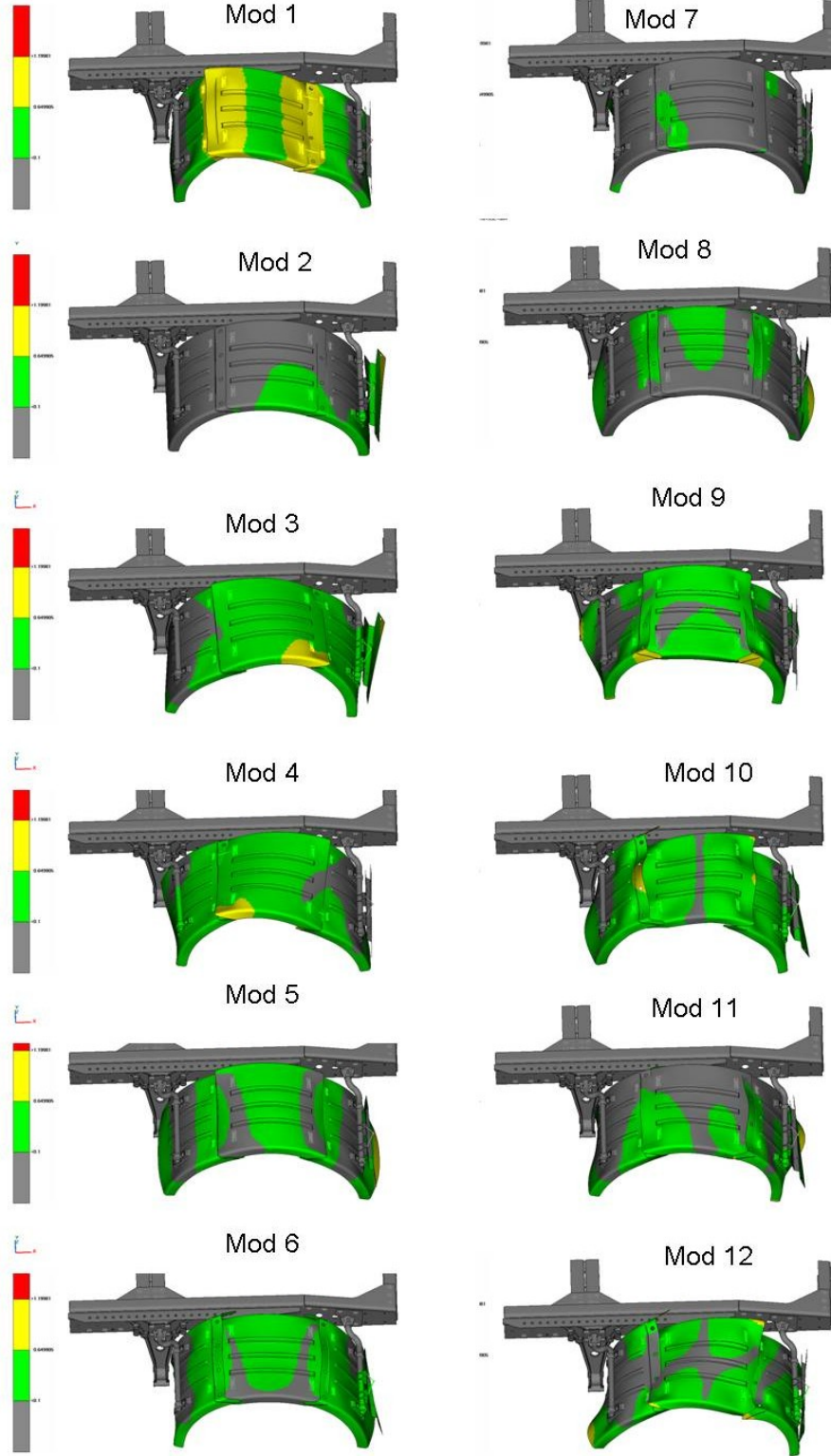
İkinci sonlu eleman modeli üstü plakalı olan model için de yine ABAQUS çözücüsü kullanılmış olup modal analiz için kabaca yapının 100 Hz e kadar olan mod şekilleri ve modları Lanchoz yöntemi kullanılarak elde edilmiştir.

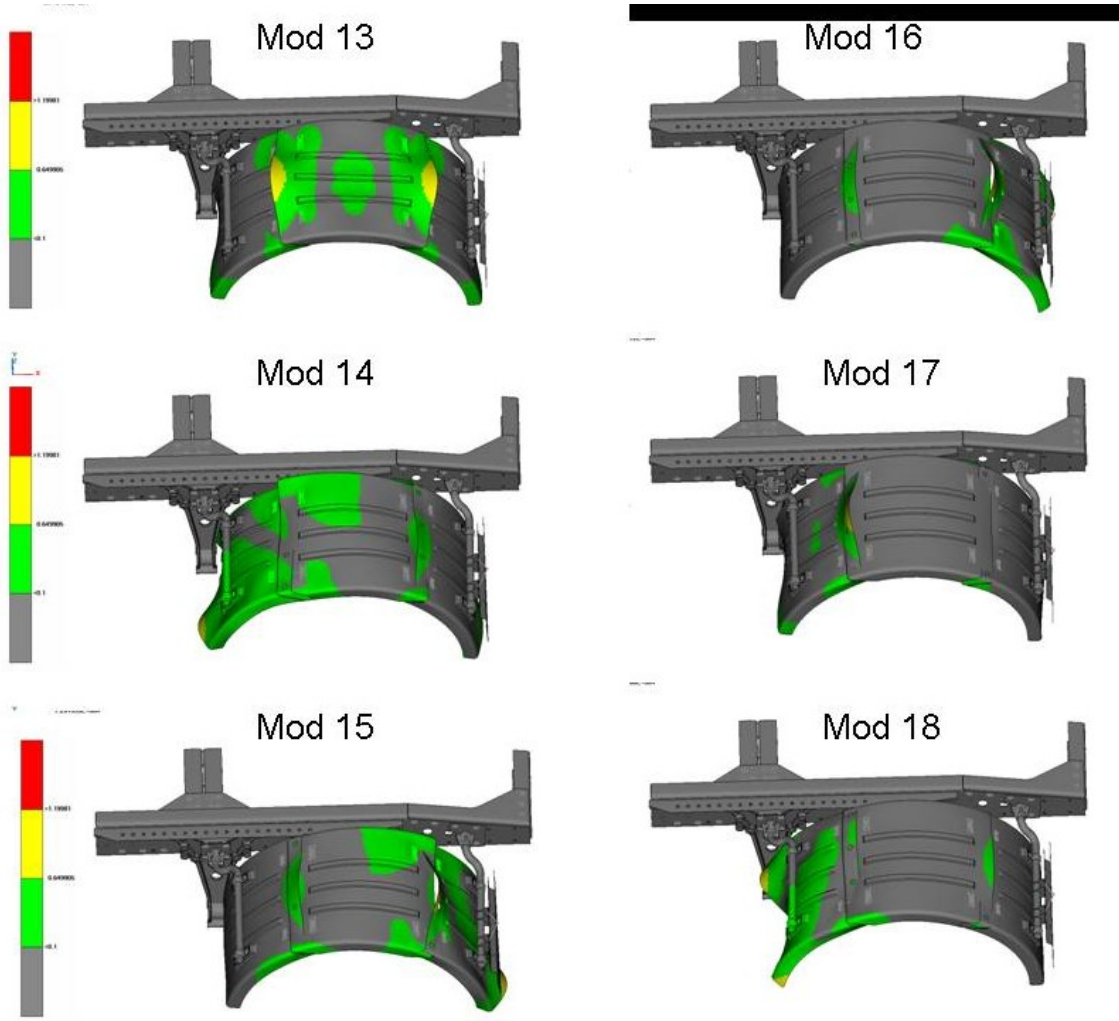
Üst plakalı model için yapının 100 Hz 'e kadar olan modları Çizelge 4.4'te görülmektedir.

Çizelge 4.4 : Üst plakalı model 100 Hz'e kadar olan modlar.

MOD	Frekans (Hz)	MOD	Frekans (Hz)
1	12,35	24	61,89
2	18,59	25	64,8
3	20,31	26	66,56
4	22,35	27	66,93
5	23,51	28	69,19
6	23,94	29	71,27
7	25,96	30	72,63
8	27,17	31	74,92
9	28,92	32	76,22
10	32,66	33	76,43
11	34,27	34	77,58
12	35,02	35	79,49
13	38,15	36	81,04
14	39,82	37	84,38
15	42,84	38	86,98
16	43,94	39	87,93
17	44,59	40	88,5
18	47,91	41	90,04
19	48,51	42	91,07
20	55,88	43	92,05
21	56,98	44	93,2
22	57,77	45	94,24
23	58,69	46	97,02

Şekil 4.23’de plakalı model için çizelgede belirtilen frekanslardan 50 Hz’e kadar ilk 18 mod şekli görülmektedir. Aynı şekilde mod şekillerinin daha belirgin bir şekilde görülmesi için görsel olarak deformasyonlar yüz kat büyütülmüştür.





Şekil 4.23 : Plakalı model için 50 Hz'e kadar mod şekilleri.

İki model karşılaştırıldığında; ilk modele göre yapının ilk frekansında 2 Hz'lik bir azalma söz konusu olup, üst kısma eklenen plaka ile deformasyon arka çamurluk üzerine de aktarılmıştır.

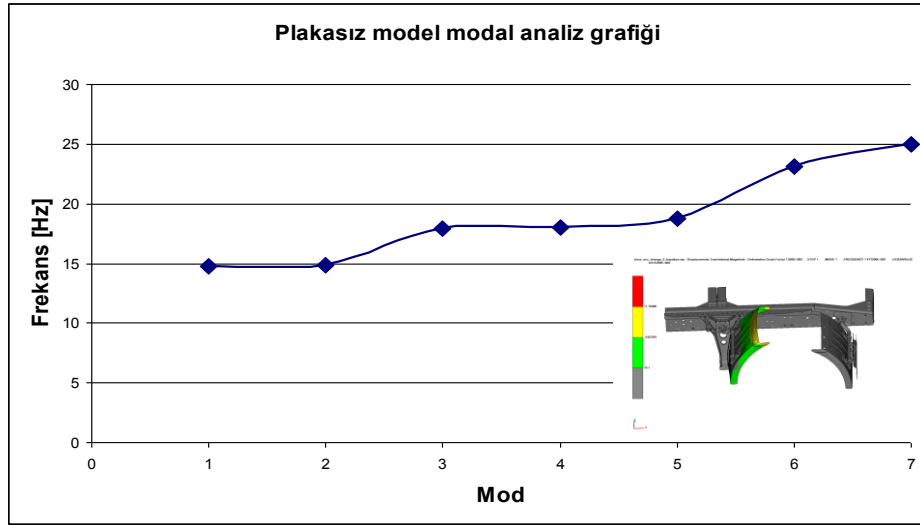
Yapının ikinci modundan da görüleceği üzere arka çamurluk üzerinde boru etrafında meydana gelen eğilme hareketi engellenmiştir. İkinci doğal frekans 18 Hz civarlarına taşınmıştır.

Diğer modlar ile ilgili olarak ise, 25 Hz'e kadar her bir modda ortalama görülen artışlar yapının doğal frekanslarını üst seviyelere taşımış olup rijitliğinin artmasına neden olmuştur.

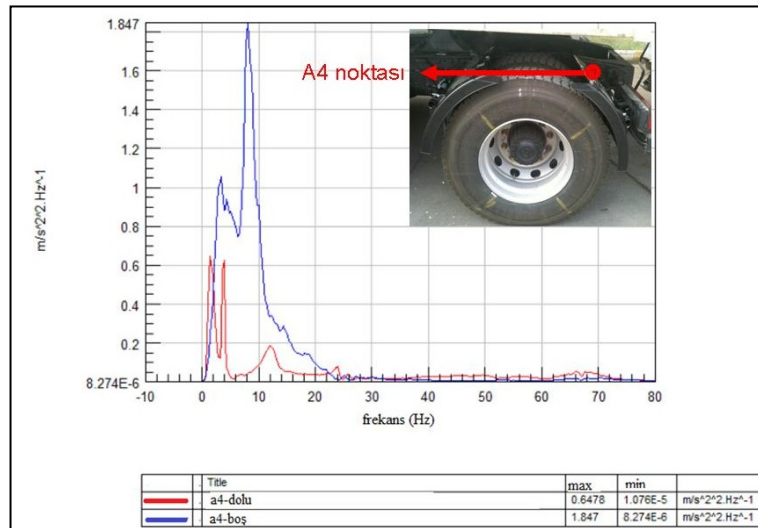
İlk modelde 100 Hz'e kadar 38 adet mod bulunurken, ikinci modelde 46 adet mod ile 100 Hz'e ulaşılmıştır. Bunun nedeni lokal modların sayısının artmasından kaynaklandığı ileri sürülebilir.

4.3.3 Modal analiz ve gerçek yol verisi güç spektrumu karşılaştırması

Üst plakasız model için sonlu elemanlar modal analiz sonuçlarının gösteren grafik Şekil 4.24'te görülmektedir. Bu grafikte x eksenini mod sayısı y eksenini ise analiz sonucu elde edilen frekans değerini göstermektedir. Üst plakalı model karşılaştırmasının yapılmasının nedeni ise bir önceki bölümde gösterilen veri toplama sırasında üst plakanın yol şartlarında kullanılmıyor olmasıdır. Şekil 4.25'te veri toplama sırasında elde edilen a4 noktası için güç spektrum yoğunluğu grafiği görülmektedir.



Şekil 4.24 : Plakasız model mod-frekans grafiği.



Şekil 4.25 : Dolu ve boş araç yol verisi güç spektrum yoğunluğu.

Her iki grafiğinin karşılaştırılması yapıldığında yoldan gelen etkilerin sistemin davranışına etkide bulunduğu ve dinamik hareketlerin yapıyı zorladığı ortaya

çıkmaktadır. Sonlu elemanlar analizine göre 25 Hz e kadar olan ilk 7 mod yapıda meydana gelen hasar için kritik kabul edilebilir. Sonlu elemanlar modal analizi sonucu elde edilen ilk mod olan 14, 77 Hz ile yol verisi sonucu a4 noktasındaki 11 Hz civarındaki pik nokta rezonans etkisi olduğunun göstermektedir. Dinamik etkilerin incelenmesi için yoldan gelen frekansın yapının doğal frekansının teorik olarak dörtte birinden büyük olması kabulü yapılması da bu problem için etkilerin doğruluğunu ispatlamaktadır.

Yol verisine göre 11 Hz civarında oluşan birincil pik zamanla azalmakta ve 25 Hz'den yapının frekansı çok düşmektedir. Bu nedenle yapıda yol verileri göz önünde bulundurularak 25 Hz'e kadar olan kısmın dominant olması beklenmektedir.

4.4 Frekans Cevabı

Titreşim kaynaklı yorulma analizinde gerçek yol üzerinden toplanmış olan ivme verileri güç spektrum yoğunluk fonksiyonu haline getirilerek sanal sistem ile etkinleştirilir. Bu anlamda modal analizi yapılarak her bir doğal frekansı bulunan yapının, bu modlarda kendi ağırlığı yani birim yerçekimi ivmesi altında hareketinin saptanması gerekir.

Bir sonlu eleman çözücüsü olan ABAQUS programıyla yapının birim yerçekimi ivmesinde ilgili doğal frekanslarda titreştirilerek kararlı durum frekans analizi yapılmıştır. Bu analiz yapılırken üst plakalı sonlu eleman modeli kullanılmış olup analiz iki aşamalı olarak yapılmıştır. İlk aşamada ABAQUS lancsoz metodu ile sistemin doğal frekansları bulunmuş, ikinci aşamada ise bu doğal frekanslarda sistemin kendi ağırlığı altında (z ekseninde) her bir eleman üzerinde bulunan düğüm noktalarında gerilme değerleri elde edilmiştir.

Titreşim kaynaklı yorulma hesabında gerilmelerin frekans içerikleri, gerilme aralık sayılarının (yağmur damlası sayma yöntemine göre sayılmış) olasılık yoğunluk fonksiyonlarından ($p(S)$) oluşmaktadır.

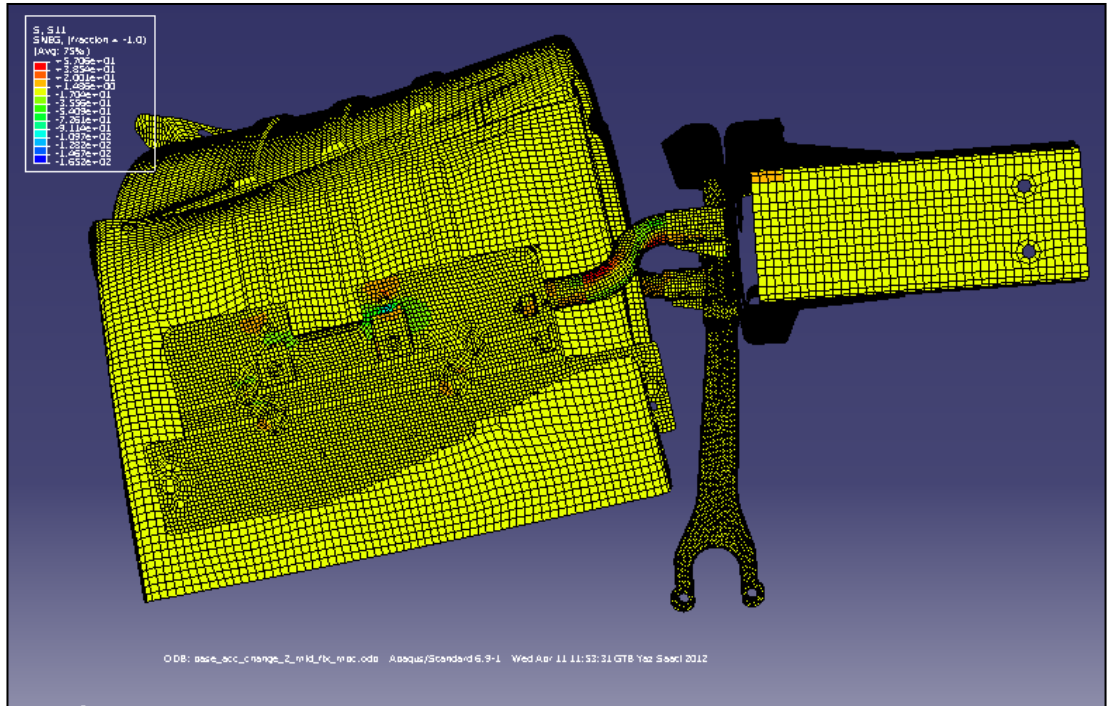
Kararlı durum frekans analizi için 100 Hz'e kadar olan kısım incelenmiş olup 1 Hz frekans aralıklarında ilgili bandın taranması ve gerilme değerlerinin sistemin doğal frekanslarındaki pik değerlerinin elde edilmesi hedeflenmiştir.

Dinamik sistem için en önemli parametrelerden biri olan sönüm katsayısı analiz için % 5 kabul edilmiştir.

Modelde yer alan her bir eleman üzerindeki düğüm noktaları için frekans-gerilme eğrileri çıkartılmış olup, analiz sonucu oluşan dosya içerisinde sonuçlar yer almaktadır. Elde edilen her bir düğüm noktasındaki gerilme değerleri titreşim kaynaklı yorulma analizi için noktasal yorulma değerlerinin hesaplanmasında kullanılmıştır.

Üst plakalı modelde kritik görülen noktalar üzerindeki sistemin kendi ağırlığında kararlı durum frekans analizi sonucuna göre frekans-gerilme değerleri çıkartılmıştır.

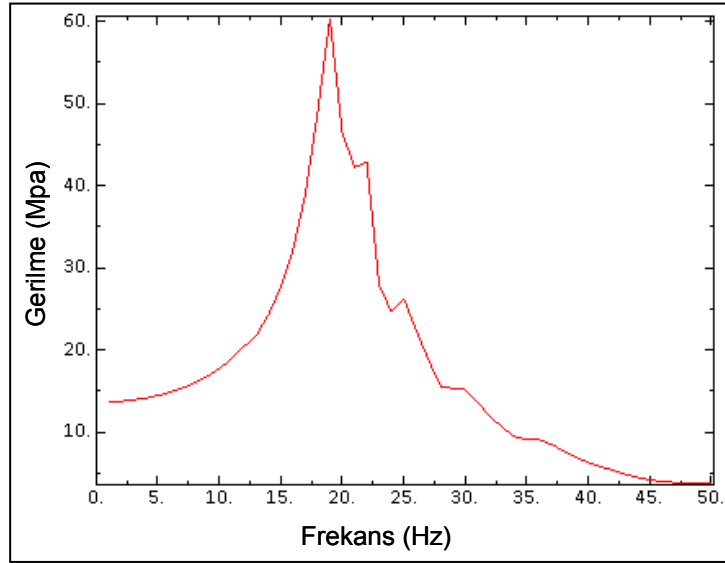
Şekil 4.26'te yapının ikinci modu olan 18.59 Hz için birim ivme frekans analizi cevabı yer almaktadır. ABAQUS ekranından alınmış şekil üzerinde 19 Hz civarındaki zorlanma boru üzerinde z eksenini boyunca bir eğilme yaratarak boru üzerinde kırmızı ile görülen noktalarda gerilmelerin artmasına neden olmuştur. Özellikle boru büküm yerlerinde oluşan gerilmeler görülmektedir. Boru üzerindeki gerilmeler bu frekans için dominant olduğu söylenebilir.



Şekil 4.26 : Yapı ikinci modu kararlı durum frekans analiz ABAQUS çıktısı.

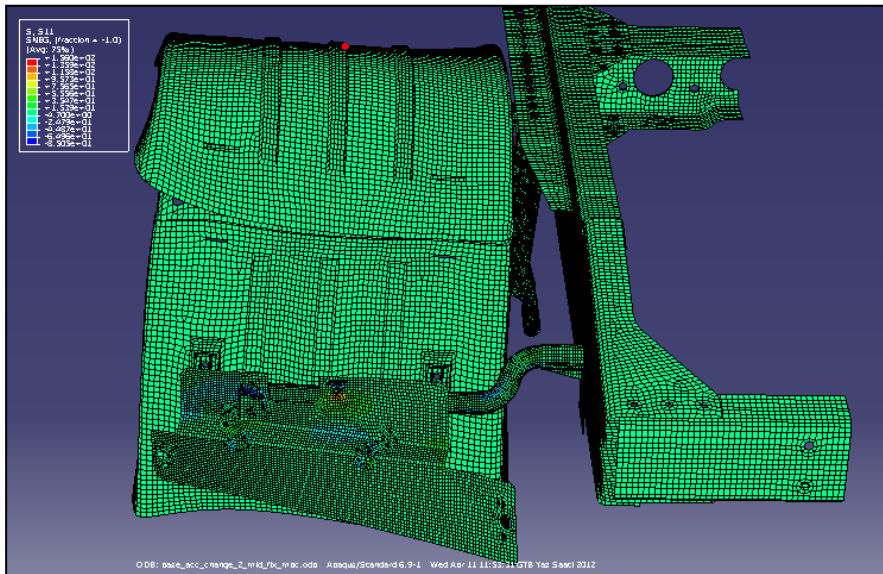
Analiz sonucuna göre boru üzerindeki 27361 nolu eleman üzerindeki 119130 nolu düğüm noktasının frekans bandı boyunca gerilme değişimleri Şekil 4.27'te görülmektedir. Grafiğin x eksenini frekans y eksenini ise gerilme değerini gösteriyor olup birim ivme için gerilme değeri olduğu belirtilmiştir. Dominant olarak kabul edilen 19 Hz civarında yapının gerilme değerleri boru üzerinde en fazla artarak

rezonans etkisi yaratmıştır.19 Hz'ten sonra azalan gerilme değerleri 50 Hz'den sonra sifıra doğru yaklaşmıştır.



Şekil 4.27 : Boru üzeri 119130 nolu düğüm elemanı frekans cevabı.

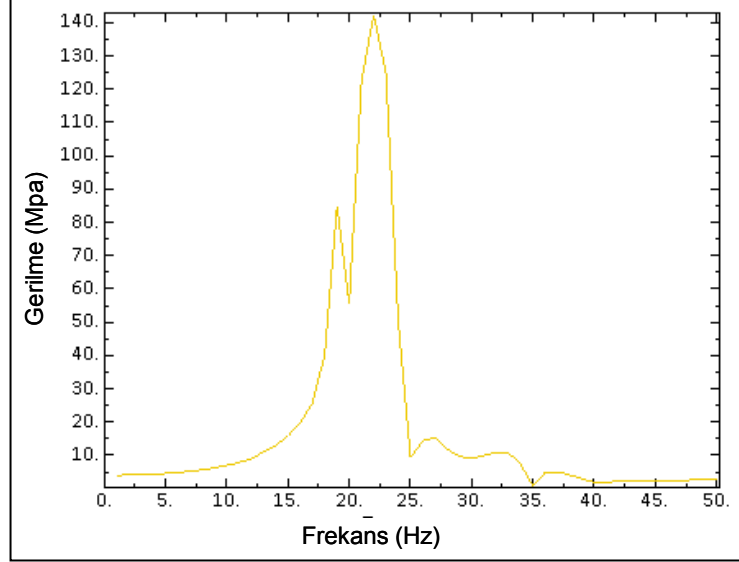
Yapının 5 ve 6. modları olan 23 Hz civarı incelendiğinde gerilme değerlerinin arka çamurluk üzerindeki stop lambası braket cıvataları etrafında arttığı ve kırmızı noktalar oluşturduğu Şekil 4.28'daki ABAQUS ara yüzünde görülmektedir. Bu bölgelerde meydana gelen gerilme artışının rezonans etkisiyle stop lambası ve plaka kütlelerinden kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 4.28 : Yapı 5. modu kararlı durum frekans analiz ABAQUS çıktısı.

Analiz sonucuna göre stop lamba plakası üzerindeki 204503 nolu eleman üzerinde 105221 nolu düğüm noktasının frekans bandı boyunca gerilme değişimleri Şekil

4.29'te görülmektedir. Grafik incelendiğinde 23 Hz civarındaki gerilme değerlerinin pik yaparak 142 Mpa'a ulaştığı ve 25 Hz'den sonra gerilme değerlerinin çok düştüğü görülmüştür.

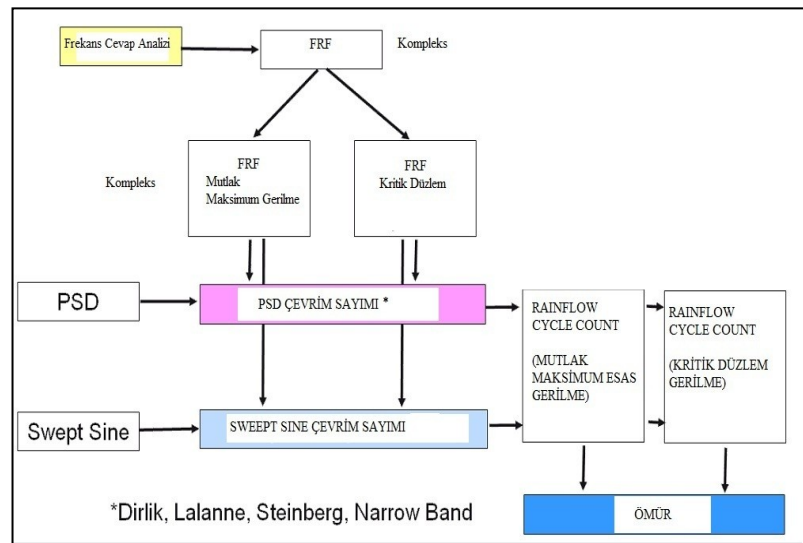


Şekil 4.29 : Stop lamba plakası 204503 nolu düğüm elemanı frekans cevabı.

4.5 Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi

4.5.1 Klasik sarsıcı ve sanal sarsıcı karşılaştırması

Titreşim kaynaklı yorulma analizi için DESIGNLIFE yorulma analiz programının titreşim kaynaklı yorulma analiz modülü kullanılmıştır. Bu modülün kullanım sebebi laboratuvar ortamında hidrolik yada elektrodinamik sarsıcılarla yapılan klasik testleri sanal ortamda simüle etme yeteneğine sahip olmasıdır.

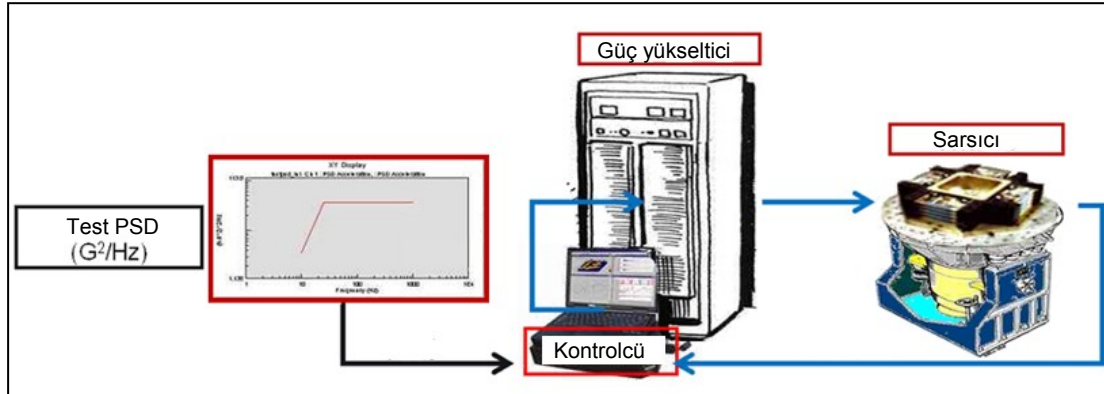


Şekil 4.30 : nCODE titreşim kaynaklı yorulma teori basamakları.

Şekil 4.30’da nCODE titreşim kaynaklı yorulma analiz modülü için gerilme ve ömür hesap döngüsü görülmektedir. Frekans cevap analizi ile kompleks gerilme değerleri mutlak maksimum gerilme yaklaşımına göre elde ediliyor olup, PSD gerilme değerleri Dirlik, Lalanne, Steinberg ya da Dar bant yaklaşımına göre belirlenip rainflow sayma yöntemine göre ömür hesabı yapılmaktadır.

Şekil 4.31’te laboratuarda sarsıcı testi için çevrim basamakları görülmektedir. Öncelikle test PSD kısmında rastlantısal PSD yüklemesi ya da direk sinüs dalgası uyarı olarak verilebilir. Özellikle askeri standartlarda testlerin sağlanabilmesi için her bir test için belirlenmiş sabit yükleme durumları söz konusudur. PSD değerleri birim ivme, kuvvet yada deplasman olarak sisteme bir yükleme fonksiyonu olarak girilebilir.

PSD fonksiyonu güç yükseltici bölümünde filtreden geçirilerek sarsıcı için ilgili sinyallerin üretimi gerçekleştirilir. Sinyallerin durumlarına göre geridönüş yapılarak bir kontrolcü sayesinde istenen PSD test düzeneğine verilmiş olur.



Şekil : 4.31 Klasik sarsıcı döngüsü[17].

Klasik sarsıcının yaptığı görevi sanal ortamda simüle etmek için DESIGNLIFE yorulma analiz programının titreşim kaynaklı yorulma modülü referans alınmıştır. Şekil 4.32’da sanal sarsıcı çevrimi görülmektedir. Sistem bir girdi ve çıktı döngüsü olarak çalışmaktadır. Sistemin girdi fonksiyonları aşağıda belirtilmiştir.

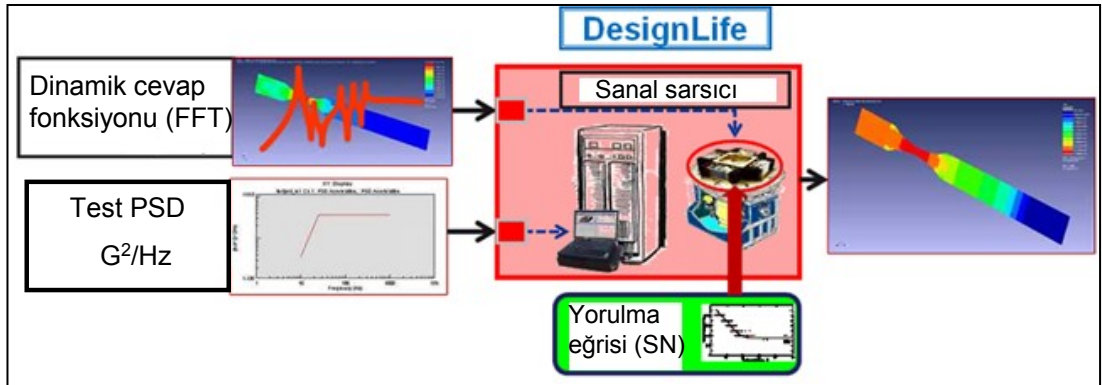
Dinamik cevap fonksiyonu kısmında direkt olarak sonlu eleman analizi sonucu elde edilen frekans cevap fonksiyonu kullanılmaktadır. Sistemin kendi ağırlığı altında birim ivme kararlı durum frekans analizi sayesinde her bir düğüm noktasında her bir frekans değeri için gerilme değerleri bu kısımda yer almaktadır. Çamurluk modeli için ABAQUS sonlu eleman çözücüsü kullanılarak yapılan modal analiz ve parçanın

ilgili modlardaki gerilme değerlerini hesaplayan ABAQUS kararlı durum frekans analizi sayesinde birim ivme için her bir düğüm noktasındaki gerilme değerleri elde edilmiş olup bir önceki kısımda iki nokta için örnek grafikler çıkartılmıştır.

Test PSD kısmında klasik sarsıcı için kullanılan yükleme durumu aynıdır. Çamurluk modelinde ise a4 noktası için toplanan ivmelerden elde edilen güç spektrum yoğunluk fonksiyonu bu kısımda girdi yük fonksiyonu olarak kullanılmıştır.

Sonlu elemanlar modelindeki her bir malzeme için yorulma eğrileri sistemin diğer girdi fonksiyonudur. Titreşim kaynaklı yorulma analiz programı gerilme-çevrim sayısı (S-N) eğrisini kullanmaktadır.

Designlife kutusunda ise sonlu elemanlar analizi elde edilen gerilme değerleri, malzemenin yorulma eğrileri ve gerçek yol şartı için elde edilen güç spektrum yüklemesi kullanılarak, 3. bölümde anlatılan Dirlik, Lalanne, Steinberg, Dar Bant yaklaşımına göre yorulma değerleri ve kritik noktalar analiz çıktıısı olarak elde edilir.



şekil 4.32 : Designlife sanal sarsıcı çevrimi[17].

4.5.2 Analiz döngüsü ve sonuçlar

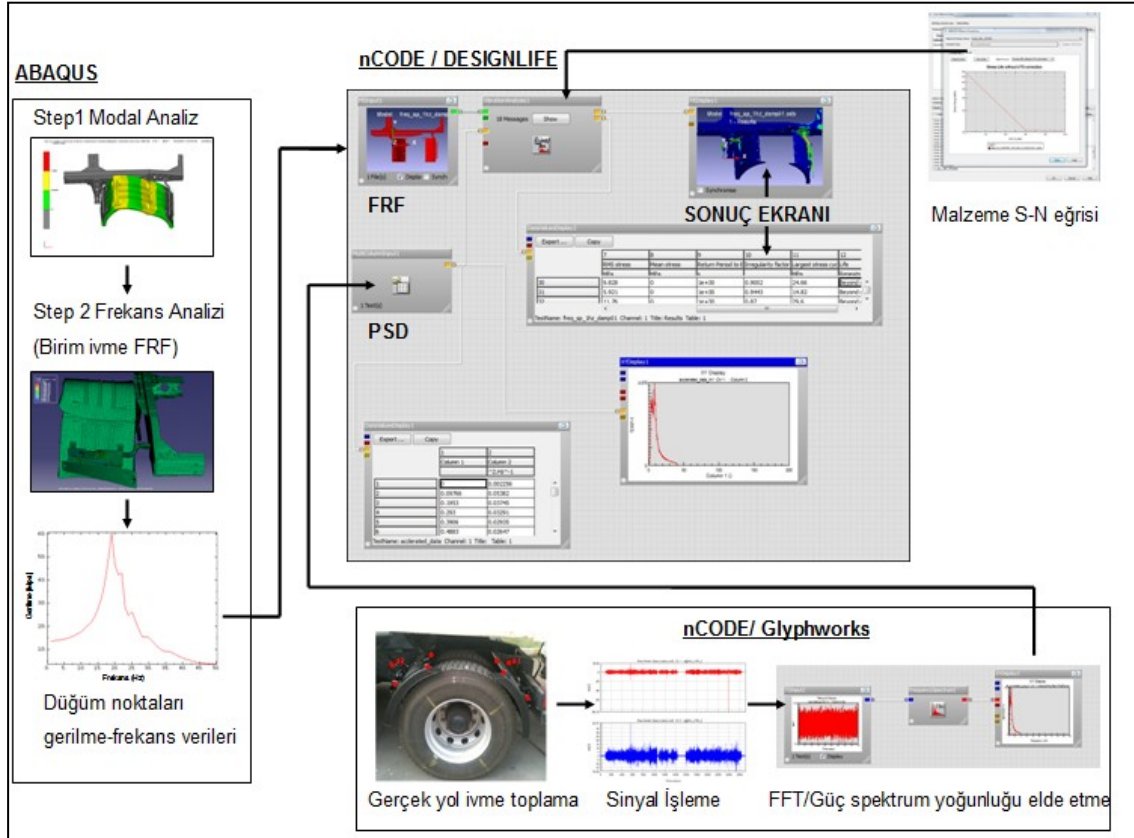
şekil 4.33’da görüleceği üzere titreşim kaynaklı yorulma analizi için yapılan çalışmaları özetleyen döngü görölmektedir. Orta kısımda yer alan ana kutucuk DESIGNLIFE yorulma analiz kutucuğudur.

Sol kısımda ABAQUS ortamında yapılmış olan analiz yer almakta olup modal analiz ve kararlı durum frekans analizinden oluşmaktadır. Herbir düğüm noktası için bulunan birim ivme için frekans-gerilme verileri DESIGNLIFE için frekans cevap fonksiyonlarını içermektedir.

Alt kısımda yer alan bölümde ise gerçek yol şartlarında çamurluk üzerine yerleştirilmiş 8 ivme ölçer ile yapılan veri toplama kısmı gösterilmektedir. Her bir

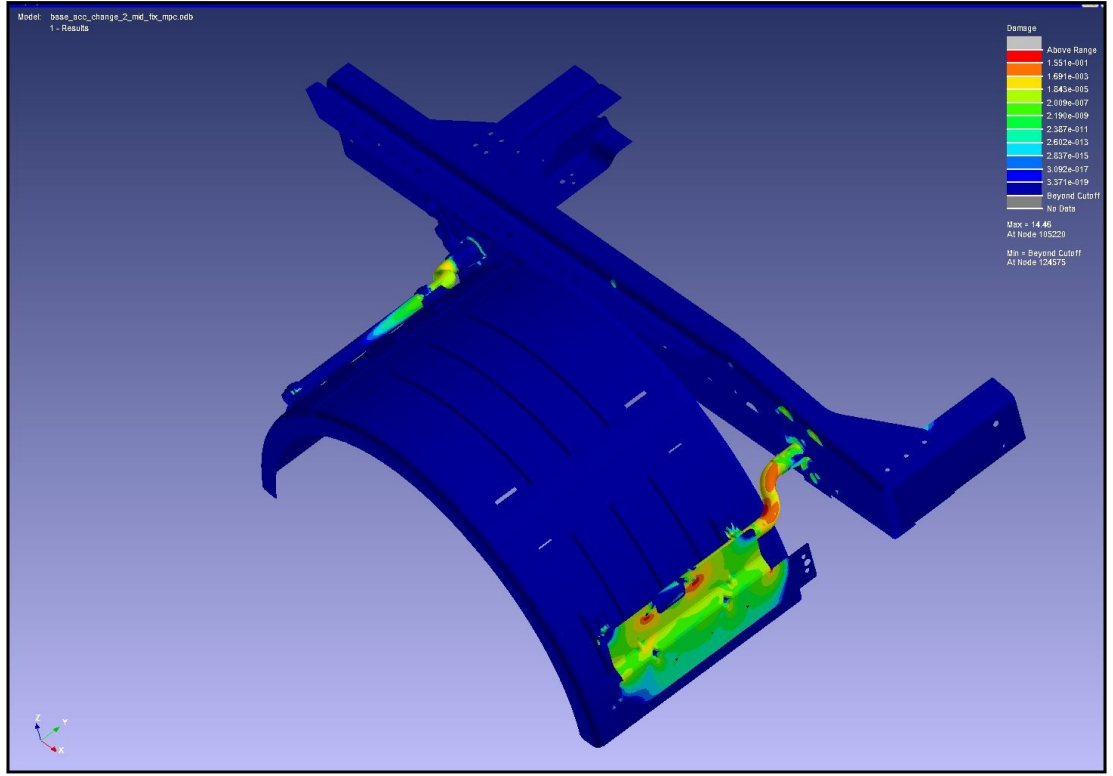
noktanın sistemde oluşturacağı yorulma etkisi NCODE göreceli hasar modülü kullanılarak belirlenmiş olup, önceki bölümlerde belirlenene a4 noktasının sistem için girdi yükleme fonksiyonlarını içermesi belirlenmiştir. Bu noktanın güç spektrum yoğunluk ifadesi de NCODE sinyal işleme programı sayesinde bulunmuştur. Bu kısımda PSD kısmı için girdi yükleme fonksiyonunu oluşturmaktadır.

Aynı şekilde parçaların gerilme-toplam ömür parametreleri de titreşim kaynaklı yorulma analizi için gerekli olup ana kutucuğa girdi olarak kullanılmıştır.



Şekil 4.33 : Titreşim kaynaklı yorulma analiz döngüsü.

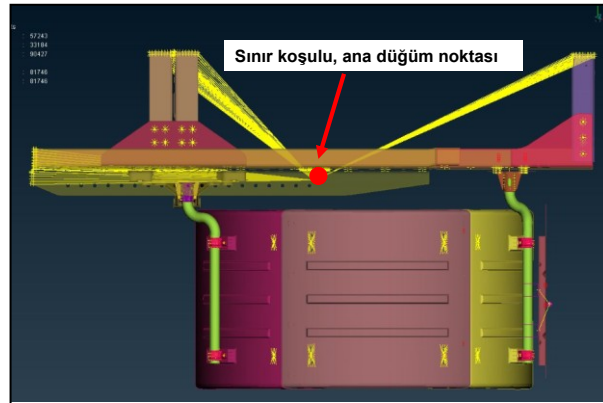
Şekil 4.34'de Lalanne PSD sayma yöntemine göre elde edilen yorulma analiz sonucu görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde hasarlı bölgelerin arka borunun şasi bağlantı yerleri ve borunun kıvrım yaptığı yerler olduğu gözlemlenmektedir. Ayrıca arka stop lambasının bağlanmış olduğu plaka üzerindeki delik etraflarında da hasarlanmalar görülmektedir. Sonlu eleman modelinde arka stop lambasını temsil etmesi bakımından plaka ağırlığı ve stop lambası ağırlığı iki sistemin ağırlık merkezine yer almaktadır.



Şekil 4.34 Titreşim kaynaklı yorulma analiz hasar noktaları.

4.6 Laboratuvar Testi

Laboratuvar ortamında titreşim kaynaklı yorulma analiz sonuçlarının doğruluğunun ve hasarlanma bölgelerinin belirlenmesi için Şekil 4.35'teki ABAQUS analizinde kullanılan sınır şartları göz önünde bulundurularak test düzeneği kurulmuştur.

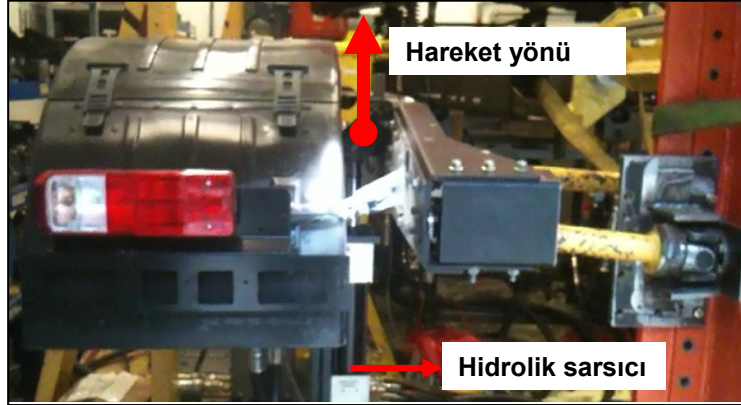


Şekil 4.35 : Sonlu eleman analizi sınır koşulları.

Bunun için şasi yan kolu çamurluk bağlantı yerlerinden rijitliği sağlayacak şekilde kesilmiştir.

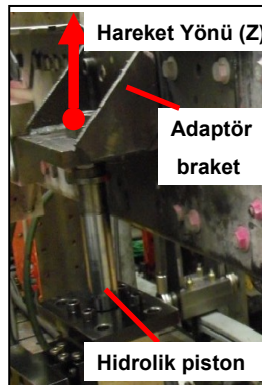
Ayrıca orta ve arka şasi traversi de gerekli rijitliğin sağlanılabileceği düşünüldüğü mesafeden kesilmiştir. Hidrolik sarsıcının etki noktası olan piston ucu şasi üzerine

yerleştirilen adaptör braket ile bağlanarak rijit bir sistem meydana getirilmiştir. Sarsının hareketinden sonra şasi eğilmelerinin bütün hareketi almasını engellemek ve çamurluk titreşim hareketini belirlemek amacı ile şasi yan kolu en uç ön ve arka noktalarından rijit duvara kollarla sabitlenmiştir. Kolların duvara bağlantı noktalar araç x ve z ekseninde ötelemeye fırsat tanımaktadır. Bu anlamda sarsıcıdan gelen girdi yükü rijit şasiyi burmak yerine komple sistem üzere belirlenen z yönünde bir hareket sağlamaktadır. Düzenek Şekil 4.36’da görülmektedir.



Şekil 4.36 : Test Düzeneği

Yol girdilerinin etkisinin şasiye bağlı çamurluk üzerindeki parçalardaki etkisinin gözlemlenebilmesi hidrolik sarsıcı zemin üzerine sabitlenmiş ve hareket etmesi engellenmiştir. Şasi yan kolu üzerindeki boş olan cıvata yerlerine Şekil 4.37’te görülen adaptör braket eklenmiştir. Bu parça da pistona sabitlenerek piston hareketi sonucu z eksenin boyunca, gerçek yol şartlarında a4 noktası için toplanan ivme verileri sisteme verilmiştir.



Şekil 4.37 : Piston ve adaptör braket test düzeneği.

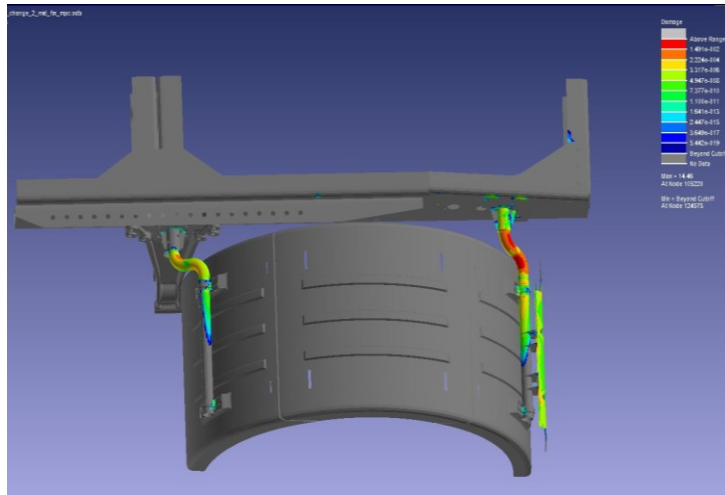
4.7 Laboratuvar Testi ve Bilgisayar Destekli Simülasyon Karşılaştırması

Şekil 4.38’da DESIGNLIFE titreşim kaynaklı yorulma analiz hasarlanma noktaları ve gerçek laboratuvar testi sonucunda meydana gelen hasarlanmalar verilmiştir.

Simülasyon sonuçları incelendiğinde hasarlanan noktalar arka şasi bağlantı yerine yakın büküm noktalarıdır. Buradaki hasarlanmanın nedenlerinden bir tanesi borunun kıvrımlı yapıda olarak süreksiz bir bölge yaratılması gösterilebilir. Ayrıca arka boru üzerine yerleştirilmiş olan stop lambası, stop lamba bağlantı braketleri ve plakadan dolayı oluşan ağırlık bu büküm noktasında hasarlanmaya neden olmuştur.

Birim ivme altında kararlı durum frekans analizi sonucunda benzer yerde görülen kritik noktalar için gerilme değerleri malzemenin akma değerinin altında olmasına rağmen bu bölgelerde tekrarlı yol yüklemeleri sonucu hasarlanmalar oluşmuştur.

Laboratuvar testi sonucu ile simülasyon sonucu karşılaştırıldığında benzer noktaların hasara uğradığı görülmektedir. Gerçek test düzeneğinde hasarlanan noktalar analiz sonucu ile aynı yerde olup boru büküm noktasında yer almaktadır. Şekil 4.36’da sağ kısımdaki resimlerde çamurluk tarafı için kırılma kesiti görülmektedir. Test doğruluğunun sağlanması açısından birden fazla numune ile yapılmış olup hasarlanan noktalar benzer yerlerde meydana gelmiştir.



Şekil 4.38 : Titreşim kaynaklı yorulma hasarı ve laboratuvar testi hasar bölgesi.

Yöntem benzer sonuçlar verdiği için dolayı sonlu elemanlar analizi üzerinde değişiklikler yaparak optimizasyon çalışmaları ile model model karşılaştırma yapılarak hızlı bir şekilde sonuçlara ulaşılabilir. Bu sayede gerek test maliyetleri

gerek süre gibi konularda hızlı çözümlere ulaşarak ürün geliştirme çalışma adımları kısaltılabilir.

Ayrıca nCODE ortamında titreşim kaynaklı yorulma analiz sonuçları ekler bölümünde Şekil 4.39’da yer almaktadır.

Export ...	Copy											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Node	Shell layer	Material Group	Property ID	Material ID	Damage	RMS stress	Mean stress	Return Period to E	Irregularity factor	Largest stress cyc	Life
							MPa	MPa	s		MPa	Repeats
93054	119660	Top	All entities	17	1	0.2688	190.3	0	0.07613	0.7836	471.9	3.721
93055	119576	Top	All entities	17	1	0.2688	189.7	0	0.08187	0.853	465.7	3.72
93056	119675	Top	All entities	17	1	0.2699	190.5	0	0.07998	0.824	468.2	3.705
93057	118913	Top	All entities	17	1	0.2723	189.9	0	0.08143	0.8572	466.2	3.673
93058	119575	Top	All entities	17	1	0.2748	190.3	0	0.0813	0.857	466.7	3.639
93059	119599	Top	All entities	17	1	0.2818	191.1	0	0.07864	0.8362	470.1	3.548
93060	118918	Top	All entities	17	1	0.2825	191.1	0	0.07572	0.8067	473	3.54
93061	118917	Top	All entities	17	1	0.2872	191.6	0	0.07524	0.8076	474	3.482
93062	105428	Top	All entities	22	1	0.2949	187.4	0	0.08091	0.9709	464.2	3.391
93063	119659	Top	All entities	17	1	0.2957	192.8	0	0.07252	0.7841	477.8	3.382
93064	119600	Top	All entities	17	1	0.3013	192.8	0	0.0753	0.8302	474.9	3.319
93065	118935	Top	All entities	17	1	0.3051	193.1	0	0.07516	0.8351	475.2	3.278
93066	102240	Top	All entities	22	1	0.3309	190.3	0	0.07666	0.9718	471.3	3.022
93067	118936	Top	All entities	17	1	0.3318	195.1	0	0.07021	0.823	481.8	3.014
93068	105748	Top	All entities	22	1	0.3323	190.1	0	0.0764	0.976	471.4	3.01
93069	118912	Top	All entities	17	1	0.3467	196.2	0	0.07032	0.8535	481.9	2.884
93070	118981	Top	All entities	17	1	0.347	196.3	0	0.06965	0.8453	482.6	2.882
93071	119007	Top	All entities	17	1	0.3591	197.2	0	0.06597	0.8334	486	2.785
93072	119009	Top	All entities	17	1	0.3593	197.2	0	0.06564	0.8295	486.4	2.783
93073	118905	Top	All entities	17	1	0.3764	198.4	0	0	0.8493	487.6	2.657
93074	118939	Top	All entities	17	1	0.3821	198.9	0	0	0.8231	491	2.617
93075	118937	Top	All entities	17	1	0.404	200.5	0	0	0.8329	493.6	2.475
93076	119686	Top	All entities	17	1	0.4117	201.3	0	0	0.84	494	2.429
93077	118903	Top	All entities	17	1	0.4121	200.9	0	0	0.8268	495.7	2.427
93078	119606	Top	All entities	17	1	0.4134	201.7	0	0	0.8096	497.2	2.419
93079	118940	Top	All entities	17	1	0.4181	201.3	0	0	0.8246	496.8	2.392
93080	118904	Top	All entities	17	1	0.4227	201.7	0	0	0.8317	496.8	2.366
93081	105750	Top	All entities	22	1	0.4246	196.5	0	0.06574	0.9759	487.1	2.355
93082	119676	Top	All entities	17	1	0.4351	203.3	0	0	0.8051	500.9	2.298
93083	118938	Top	All entities	17	1	0.44	202.8	0	0	0.8318	499.4	2.273
93084	119604	Top	All entities	17	1	0.455	203.9	0	0	0.8364	501.1	2.198
93085	119685	Top	All entities	17	1	0.5161	207.8	0	0	0.823	510.8	1.938
93086	119602	Top	All entities	17	1	0.5288	208	0	0	0.8275	512.2	1.891
93087	119567	Top	All entities	17	1	0.5485	209.2	0	0	0.8386	513.5	1.823
93088	119607	Top	All entities	17	1	0.565	210.4	0	0	0.8063	518.7	1.77
93089	119605	Top	All entities	17	1	0.5657	210	0	0	0.8373	515.8	1.768
93090	119689	Top	All entities	17	1	0.6015	212.3	0	0	0.8038	523.3	1.663
93091	106310	Top	All entities	22	1	0.6126	206.5	0	0	0.9733	511.8	1.632
93092	119565	Top	All entities	17	1	0.6754	215.5	0	0	0.8043	531.5	1.481
93093	119688	Top	All entities	17	1	0.6993	216.5	0	0	0.8034	534	1.43
93094	102244	Top	All entities	22	1	0.7108	210.6	0	0	0.9793	521.6	1.407
93095	119603	Top	All entities	17	1	0.7109	216.6	0	0	0.8248	533.1	1.407
93096	119684	Top	All entities	17	1	0.7152	217	0	0	0.8223	533.7	1.398
93097	105232	Top	All entities	22	1	0.7234	206	0	0	0.9457	528	1.382
93098	105429	Top	All entities	22	1	0.7565	212.5	0	0	0.9741	526.4	1.322
93099	119566	Top	All entities	17	1	0.7831	219.5	0	0	0.8228	540.2	1.277
93100	105230	Top	All entities	22	1	0.9465	212.5	0	0	0.9392	548.2	1.056
93101	105231	Top	All entities	22	1	1.51	226.6	0	0	0.9422	583.2	0.6625
93102	105747	Top	All entities	22	1	1.593	234.1	0	0	0.9759	581.7	0.6279
93103	105221	Top	All entities	22	1	8.792	295.2	0	0	0.973	731.1	0.1137
93104	105220	Top	All entities	22	1	14.46	315.3	0	0	0.978	780.9	0.06915

Şekil 4.39 : nCODE titreşim kaynaklı yorulma analiz sonuçları.

5. SONUÇLAR

Bir kamyon şasisine asılı olan çamurluk, yakıt tankı ve hava tüpleri gibi parçaların yoldan gelen yükleri direkt olarak taşıma görevi olmamalarına rağmen, şasiye ankastre olarak bağlandıklarından yoldan gelen uyartıların etkisinde kalarak hem kendi üzerlerinde hem de şasi üzerinde hasarlanmalara neden olmaktadır.

Bu çalışma kapsamında öncelikle yoldan gelen yüklerin belirlenebilmesi için araç asılı parçalarını rezonansa sokabilecek gerçek kullanım şartında belirlenmiş bir güzergahtan veri toplanmıştır. Veri toplama işi arka çamurluk ve şasi bağlantı noktalarına yerleştirilen 3 eksenli 8 adet ivme ölçer ile yapılmıştır. Laboratuvar ortamında testlerin de yapılacağı düşüncesi ile arka çamurluk ön ve arka boru-şasi bağlantı noktası sisteme girdi yük noktaları olarak belirlenmiştir. Boş ve dolu durum için yapılan veri toplama işlemlerinde aracın boş ve dolu olmak üzere iki noktanın güç spektrum yoğunlukları nCODE sinyal işleme programında elde edilmiştir.. Boş aracın hasar etkisinin daha fazla olduğu güç spektrum yoğunlukları incelenerek bulunmuştur. Ayrıca boş araç için arka çamurluk ön ve arka boru bağlantı noktaları (a4 ve a8) nCODE göreceli hasar modülü kullanılarak arka bağlantı noktasına gelen ivmelerin diğer noktaya oranla daha fazla göreceli hasar oluşturduğu saptanmıştır. Bu noktanın yoldan gelen frekans içeriği incelendiğinde 10 Hz civarlarında pik noktaya ulaştığı görülmüş, 25 Hz'den sonra da etkisinin iyiye azaldığı grafikten elde edilmiştir. Ayrıca bu noktanın güç spektrum yoğunluğu titreşim kaynaklı yorulma analizi için bir yük girdisi olarak belirlenmiştir.

Bir sonlu elemanlar modelleme programı olan ANSA ile şasi yan kollarının ve traverslerin bir kısmı ile arka çamurluk sonlu eleman modeli hazırlanmış olup sınır şartları, malzeme özellikleri tanımlanmıştır.

Sonlu elemanlar yazılım programı olan ABAQUS ile iki aşamalı analiz yapılmıştır. İlk aşama yapının doğal frekanslarını ve mod şekillerini belirleyen modal analiz lanczos metodu ile yapılmış olup, ikinci aşamada yapının kendi ağırlığı altında birim ivme kararlı durum frekans analizi yapılmıştır. Her bir doğal frekansta 100 Hz lik bir

banta kadar her bir düğüm noktasının gerilme değerleri saptanmıştır. Titreşim kaynaklı yorulma analizi için gerilme değerleri bu sayede belirlenmiştir.

Plakasız ve plakalı olarak hazırlanan iki sonlu eleman modeli için yapının ilk doğal frekansları sırası ile 12,35 Hz ve 14,77 Hz'dir. Bu sayede de yoldan gelen frekanslarla ile yapının doğal frekansları çakıştığından rezonans durumu söz konusu olup problemin dinamik olarak inceleme gereksinimi ortaya çıkartılmıştır.

ABAQUS kararlı durum frekans analizi ile birim ivme altında elde edilen herbir düğüm noktası gerilme-frekans grafikleri incelendiğinde, özellikle arka çamurluk boru-şasi bağlantısı büküm noktası üzerinde maksimum gerilmelerin gözlemlendiği ortaya çıkmış olup 19 Hz'de sistemi rezonansa uğratarak pik gerilme değerlerinin oluşmasına neden olduğu gözlemlenmiştir.

Titreşim kaynaklı yorulma problemlerinin çözümü için nCODE/DESIGNLIFE programının titreşim kaynaklı yorulma modülü kullanılmıştır. Bu modül bir sanal sarsıcı olarak çalışmakta olup komponent seviyesi titreşim bazlı yorulma testleri için simülasyon görevi görmektedir. Sistemin girdileri olan gerçek yol ivmesinden elde edilmiş güç spektrum yoğunluğu, sonlu eleman analizi düğüm noktaların birim ivme gerilme-frekans cevabı ve malzeme yorulma eğrileri ile Lalanne formülasyonu kullanılarak hasar sonuçlarına ulaşılmıştır. Elde edilen analiz sonuçlarına göre hasarlanması muhtemel noktalar arka çamurluk şasi bağlantısını sağlayan boru kıvrımında yer almakta olup frekans cevabı ile aynı sonuçlar vermesinden dolayı analizin tutarlı olduğu kabul edilmiştir. Sistemin dinamik davranışı için önemli bir parametre olan sönüm oranı %5 kabul edilmiş olup, yapılan iterasyonlar ile azalan sönüm oranı ile yapının hasarlanma dereceleri artmıştır.

Analizin tutarlılığının belirlenmesi ve gerçek yol şartı kullanımının laboratuvar ortamında temsil edilmesi için yapının test düzeneği hazırlanmıştır. Hidrolik sarsıcı ile gerçek yol şartı üzerinde belirlenen ve hasar oranı yüksek olan noktanın ivme değerleri kullanılarak yapı z ekseninde sarsılmıştır. Şasi üzerinde eğilmelerin olmaması için rijit duvardan kollar ile şasi kollarının desteklenmesi gerektiğine karar verilmiş ve y eksen ötelemesi haricinde diğer sınır şartları serbest bırakılmıştır. Bu sayede amacına uygun olarak hidrolik sarsıcıdan gerçek yol ivmeleri iki çamurluk ortasında şasi üzerine adapte edilen adaptör braket üzerinden piston vasıtası ile sisteme aktarılmıştır.

Laboratuvar testi sonucu ile titreşim kaynaklı yorulma analiz sonuçları karşılaştırıldığında hasarlanan parçanın arka çamurluk şasi bağlantısını sağlayan borunun kıvrımında meydana geldiği görülmüş olup analiz sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür. Bu sayede devamlı olarak test yapmak yerine hızlı çözüm sunan yöntem sayesinde optimizasyon adımları hızlandırılmış olup test maliyetlerinin de minimuma indirileceği öngörülmüştür.

Ayrıca Hereke rezonans test yolunda belirlenen 14,7 km lik yol boyunca toplanan verinin nCODE ortamında analizi sonucunda elde edilen pik frekanslardaki gerilmeler sonucu elde edilen hasarlanmalar gerçek durumda hasarlanma noktaları ile örtüşmektedir.

İleriki çalışmalarda yapılması gereken dinamik sistemler için en hassas konularda biri olan test sönüm oranının gerçeğe yakın şekilde belirlenerek analiz ve test hasarlanma noktalarına olan etkisinin belirlenmesidir.

KAYNAKLAR

- [1] **Basquin, O. H.**, 1910 "The Exponential Law of Endurance Tests" Am. Soc. Test. Mater. Proc., vol. 10, pp. 635-630.
- [2] **Bendat, J. S.**, 1964 "Probability functions for random responses", *NASA report on contract NAS-5-4590*
- [3] **Coffin, L. F. Jr.**, 1954 "A study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Metal" Trans. ASME, vol. 76, pp. 931-950.
- [4] **Dirlik, T.**, 1985 "Application of computers in Fatigue Analysis" Ph.D. Thesis, University of Warwick.
- [5] **Dowling, N. E.**, 1998: Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture and Fatigue, 2nd ed., Prentice Hall, New York.
- [6] **Manson, S. S., Halford G. R.**, 1981 "Practical Implementation of the Double Linear Damage Rule and Damage Approach for Treating Cumulative Fatigue Damage" Fracture, vol.17 no.2, pp. 169-172.
- [7] **Manson, S. S.**, 1951 "Behavior of Metals under Conditions of Thermal Stresses" Heat Transfer Symposium, University of Michigan Engineering Research Institute, pp. 9-75.
- [8] **Morrow, J.**, 1968 "Fatigue Design Handbook Advances in Engineering" , vol.4 Society of Automotive Engineers, Sec. 3.2, pp. 22-39.
- [9] **Peterson, R. E.**, Analytical approach to stress concentration effects in aircraft materials, Technical Report 59-507, U.S. Air Force –WADC Symposium on Fatigue Metals, Dayton, Ohio, 1959.
- [10] **Rice, S. O.**, 1954 "Mathematical Analysis of Random Noise" *Selected Papers on Noise and Stochastic Processes*, Dover, New York.
- [11] **Smith, K. N., Watson P., and Topper T. H.**, 1970 "A stress strain function for the Fatigue of Metals" vol. 5, no. 4, pp 767-778.
- [12] **Steinberg, D. S.**, 2000 "Vibration Analysis for Electronic Equipment" *John Wiley & Sons*, 3rd edition, USA.
- [13] **Bishop, N. W M., and Sherratt, F.**, 2000 "Finite Element Based Fatigue Calculations", NAFEMS, Germany.
- [14] **Smith, R. A.**, 1990: "The Versailles railway accident of 1842 and the first research into metal fatigue", Fatigue '90 MCE Publications vol. 4, pp. 2033-2041, Birmingham.
- [15] **Schmidt, H. J. B.**, 2008: "Fatigue and Damage tolerance", Course Lecture Notes, Ankara.
- [16] **Richard, C. R., Brian N. L., Drew, V. N., Henry, D. B., Dan, L.**, 1988: Fatigue Design Handbook, Society of Automotive Engineers, Inc.

- [17] **Liping, H.**, 2000: “Fatigue with Dynamics for Vehicle Durability CAE”, Fdynam, Best Practice 675.1.
- [18] **Dr. NWM Bishop, Dr.F. Sherratt.**, 2000: “Finite Element based Fatigue calculations” published by NAHEMS Ltd.
- [19] **Yung-Li Lee, Jwo P., Richard B. H., Mark E. B.**, 2005: “Fatigue Testing and Analysis.” Elsevier Buuerworth-Heinemann 200 Wheeler Road, Burlington.
- [20] **Dr. Andrew H.**, 2006: “Methods for Accelerating Dynamic Durability Tests” 9th International Conference on recent Advances in Structural Dynamics, Southampton, UK.
- [21] **Koçer, B.**, 2010: “Vibration fatigue analysis of structures under broadband excitation” The Graduate School of Natural and Applied Sciences Middle East Technical University.
- [22] **Ramberg, W., Osgood, W. R.**, 1943: “Description of stress-strain curves by three parameters,” NACA Technical Note No:902.
- [23] **Acar, E.**, 2002: “Thermo-Mechanical Fatigue Anaylsis of a Stationary Jet Engine” The Graduate School of Natural and Applied Sciences Middle East Technical University.
- [24] **Bishop, N., Woodward A.**, 2000: “Fatigue Analysis of a Missile Shaker Table Mounting Bracket” RLD Limited UK, MSCSoftware, UK.
- [25] **Bishop, N.**, 1999: “Vibration Fatigue Analysis in the Finite Element Environment” An invited paper presented to the 16th Encuentro Del Grupo Espanol de Fractura ,Torremolinos, SPAIN.
- [26] **Kreyszig, E.**, 2005: “Advanced Engineering Mathematics”, Seventh Edition. John Wiley & Sons.
- [27] **Halfpenny, A.**, 1999: “A frequency domain approach for fatigue life estimation from Finite Element Analysis” Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS), Dublin.
- [28] **Url-1:**<<http://www.fgg.uni-lj.si/kmk/esdep/master/wg12/10200.html>> 25.03.2011.
- [29] Designlife theory guide 5.1 DL000058-CP (03/09).
- [30] **Grimm, A.**, 1992: “Bibliography on heavy vehicle dynamics” The research information and publications center University of Michigan Transportation Research Institute

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyadı: Cüneyt AKARSU

Doğum Yeri ve Tarihi: Bulgaristan 06.02.1985

Adres: Hamitler Mah. Hikmet Sok. No:38 Osmangazi/BURSA

E-posta: cuneytakarsu@gmail.com / cakarsu1@ford.com

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü