

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PSD TEKNİĞİ KULLANILARAK METALİK
YAPILARDA YORULMA HASARININ TAHMİNİ
ÜZERİNE BİR YÖNTEM GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İzzet ÖZCAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM ve İMALAT
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Mehmet FIRAT

Temmuz 2021

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PSD TEKNİĞİ KULLANILARAK METALİK
YAPILARDA YORULMA HASARININ TAHMİNİ
ÜZERİNE BİR YÖNTEM GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İzzet ÖZCAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM ve İMALAT

Bu tez 09.07.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı

Üye

Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

İzzet ÖZCAN

29.07.2021

ÖNSÖZ

Lisans eğitiminden, yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, bu tez çalışması boyunca değerli bilgilerini paylaşan ve bu tezin ortaya çıkarılmasında yardım ve desteğini esirgemeyen, danışman hocam Prof. Dr. Mehmet FIRAT'a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, tez çalışmamda yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. T.Arda AKŞEN'e teşekkür ederim.

Doğrulama çalışmalarında yazılım desteği sağladığı için DTA Mühendislik firmasına ve Mustafa YOSUN'a teşekkür ederim. Ayrıca, tez çalışmamda verdiği katkılardan dolayı Nurol Makine ve Sanayi firmasına ve yöneticim Onur AKBULUT'a teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak hayatım boyunca beni her daim destekleyen ve hiçbir zaman beni yalnız bırakmayan çok değerli aileme ve arkadaşlarıma en içten sevgi ve saygılarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	v
TABLolar LİSTESİ	vi
ÖZET	vii
SUMMARY	vii

BÖLÜM 1.

GİRİŞ	1
1.1. Yorulma.....	1
1.2. Yorulmanın Tarihçesi.....	2
1.3. Yorulmaya Sebep Olan Etkenler.....	5
1.4. Yorulma Hasarının Hesaplanması.....	6
1.4.1. Yüksek çevrimli yorulma (Gerilme-ömür yaklaşımı).....	8
1.4.2. Düşük çevrimli yorulma (Gerinim-ömür yaklaşımı).....	13

BÖLÜM 2.

TİTREŞİM YORULMASI	16
2.1. Titreşim.....	16
2.1.1. Titreşimin zaman alanında incelenmesi.....	17
2.1.2. Titreşimin frekans alanında incelenmesi.....	17
2.2. Dinamik Yükleme Çeşitleri.....	18
2.2.1. Deterministik yükleme	19
2.2.2. Rastgele yükleme.....	19
2.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Titreşim Analizleri.....	20

2.3.1 Modal analiz.....	21
2.3.2. Frekans cevap analizi.....	24
2.3.2.1. Faz kayması ve sönüm kavramı.....	24
2.3.2.2. Direkt tabanlı analizler.....	28
2.3.2.3. Modal tabanlı analizler.....	29
2.3.3. Rastgele titreşim analizi.....	31
2.3.3.1. Güç spektral yoğunluğu (PSD)	32
2.3.4. Zorlanmış Hareket	33
2.3.4.1. SPCD metodu.....	33
2.3.4.2. Büyük kütle (large mass) metodu.....	33
2.4. Rastgele Titreşim Yüklerinden Yorulma Hasarının Hesaplanması...	34
2.4.1 Güç spektral yoğunluğu momentinin hesaplanması.....	35
2.4.2 PSD eğrisinin temel istatistiksel parametreleri.....	35
2.4.3 Hasar hesaplama metotları.....	37
2.4.3.1. Dar bant (Narrow-band) metodu.....	38
2.4.3.2. Dirlik metodu.....	38
2.4.3.3. Eşdeğer sinus dalgası.....	39

BÖLÜM 3.

ÇENTİKLİ METALİK YAPILARIN TİTREŞİM YORULMASI.....	40
3.1. Numunenin Özellikleri ve Sonlu Elemanlar Modeli.....	40
3.2. Numunenin Numerik Modal Analizi.....	43
3.3. Numunenin Rastgele Titreşim Analizi.....	47
3.4. Titreşim Yorulması Hasarının Hesaplanması.....	50
3.4.1. Hasarın sonlu elemanlar yazılımı (HyperLife) ile hesaplanması.....	50
3.4.2. Hasarın sonlu elemanlar yazılımı (Simcenter 3D) ile hesaplanması.....	52
3.4.3 Hasarın teorik yöntem ile hesaplanması.....	59
3.4.3 Hasarın fiziksel test sonucu.....	60

BÖLÜM 4.	
TARTIŞMA VE SONUÇ	63
KAYNAKLAR	65
EKLER.....	68
ÖZGEÇMİŞ	71

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

b	: Viskoz sönüm katsayısı
b_{kr}	: Kritik viskoz sönüm katsayısı
c	: Yorulma süneklik üssü
C_1	: Viskoz sönüm
db_s	: Dakika başına sayım
D_{f1}	: Dirlik metodu kapalı formülasyonu
D_{f2}	: Dirlik metodu kapalı formülasyonu (gamma fonksiyonu ile)
D_{PM}	: Pamgren-Miner hasar değeri
EN	: Gerinim – Ömür Eğrisi
E(P)	: Tepe dönüş noktalarının sayısını
$E(Z)$: Sıfıt (orjin) nokatasından geçiş sayısı
f_i	: i 'inci doğal frekans
HFD	: Hızlı Fourier Dönüşümü
FRF	: Frekans cevap fonksiyonu
G	: Yapısal sönüm katsayısı
k	: Sertlik, katılık
K_E	: Elemental sönüm katsayısı
$K_{,m}$: Grafiğin eğimi
K_t	: Gerilme konsantrasyon faktörü
m	: Yorulma dayanım üssü
N	: Ömür
N(S)	: Gerilme döngüsünün histogram fonksiyonu
PDF	: Olasılık yoğunluğu fonksiyonu
PSD	: Güç spektral yoğunluğu
$P(\sigma_g)$: Dirlik gerilme genliği
$P_{NB}(\sigma_g)$: Narrow Band gerilme genliği
P/V	: Peak/Valley- Tepe/Çukur

rms	: Ortalama Kare Kök
rpm	: Dakika başına devir
SN	: Gerilme-Ömür eğrisi
SPC	: Tekil noktadan kısıt
SPCD	: Zorlanmış hareket
t	: Zaman
T	: Periyod
u	: Deplasman
MÇG	: Maksimum çekme gerilmesi
\dot{u}	: Hız
{u}	: Fiziksel deplasman vektörü
Q	: Sönüm faktörü
X	: Titreşim deplasmanı
X_0	: Maksimum deplasman, genlik
$x(t)$: Genel Koordinatlar
ω	: Dairesel frekans
ω_d	: Sönümlü dairesel frekans
ω_n	: Sönümsüz dairesel frekans
ε	: Gerinim
ε'_f	:Yorulma süneklik katsayısı
δ	: Sönüm oranı
δ_i	: i'ninci modal deplasman
$\delta(\omega)$: Modal koordinatlar
σ_a	: Akma gerilmesi
σ_k	: Maksimum çekme gerilmesi
$\sigma_{kırılma}$: Kırılma dayanımı
$\sigma_{k,\text{çentikli}}$: Çentikli numunenin kopma dayanımı
σ_g	: Gerilme genliği
σ_{ort}	: Ortalama gerilme
$\sigma_{ort,k,std}$: Standart test numunesinin ortalama kopma dayanımı
σ_{min}	: Minimum gerilme

σ_{maks}	: Maksimum gerilme
σ_y	: Yorulma dayanımı
$\sigma_{y,\text{Çentikli}}$: Çentikli numunenin yorulma dayanımı
$\sigma_{y,\text{Çentiksiz}}$: Çentiksiz numunenin yorulma dayanımı
σ'_f	: Yorulma dayanım katsayısı
$\{\emptyset\}$: i'ninci mod şekli
γ	: Düzensizlik faktörü
Γ	: Gamma fonksiyonu

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Araç güç aktarma komponenti (Ulusal Mühendislik Laboratuvarı fotoğrafı).....	1
Şekil 1.2. Aloha Airlines Boeing 737, 28 Nisan 1988'deki kazası, Honolulu uluslararası havalimanı, Hawaii.....	4
Şekil 1.3. DC 10 uçak kazası. ayrılmış bir motorun parçası.....	4
Şekil 1.4. Pensacola kazası (Florida, ABD), 6 Temmuz 1996.....	5
Şekil 1.5. Yorulma analizinin süreci.....	5
Şekil 1.6. Tek eksenli yorulma yüklemesi altında yorulma hasarını tahmin etmek için kullanılan gerilmelerin tanımı.....	6
Şekil 1.7. Değişken genlikli yükleme.....	6
Şekil 1.8. Yorulma hasarı türleri.....	7
Şekil 1.9. Wöhler eğrisi.....	8
Şekil 1.10. Düzeltme faktörlerinin SN grafiğine etkileri.....	9
Şekil 1.11. Hiagh diyagramı.....	9
Şekil 1.12. Master diyagramı.....	10
Şekil 1.13. Ortalama genlik eşitliklerinin karşılaştırılması.....	10
Şekil 1.14. Yağmur akış sayma metodu uygulaması.....	11
Şekil 1.15. Hasar hesaplama modeli.....	12
Şekil 1.16. Manson-Coffin-Morrow ilişki ile elde edilen gerinim-ömür eğrisi....	15
Şekil 2.1. Bir buhar türbininin yatak kaidesi için periyodik hareket.....	16
Şekil 2.2. Basit bir sarkacın küçük salınımları, harmonik fonksiyon.....	17
Şekil 2.3. Bir makine parçası için tipik bir zaman alanlı titreşim profili örneği...	17
Şekil 2.4. Titreşim profili (zaman ve frekans alanında).....	18
Şekil 2.5. Deterministik yükleme tipi.....	19
Şekil 2.6. Rastgele yükleme tipi.....	19
Şekil 2.7. Örnek sistem ve sonlu eleman modeli	20

Şekil 2.8. Plakanın kısıtsız modal analizi sonucu - Rijit modları (HyperMesh OptiStruct çözücüsü).....	23
Şekil 2.9. Plakanın kısıtlı olarak gerçekleştirilen modal analiz sonucu (HyperMesh-OptiStruct çözücüsü).....	23
Şekil 2.10. Eksik sönümlü sistemin grafiği.....	25
Şekil 2.11. Yükleme ile cevap arasındaki faz geçikmesi.....	26
Şekil 2.12. Faz kaymasının karmaşık sayılar ile gösterimi.....	26
Şekil 2.13. Yapısal Sönüm ile Viskoz Sönüm grafiği.....	27
Şekil 2.14. Cevabın genliği ile sönümün elde edilmesi.....	30
Şekil 2.15 Rastgele titreşim grafiği.....	31
Şekil 2.16 Rastgele sinyal türleri.....	33
Şekil 2.17. Frekans ve zaman alanında hasar hesaplama süreci.....	34
Şekil 2.18. PSD eğrisi moment hesabı.....	35
Şekil 2.19. İstatistiksel parametre hesaplama süreci.....	36
Şekil 2.20. SN Eğrisi.....	37
Şekil 2.21. Olasılık yoğunluğu fonksiyonu.....	38
Şekil 3.1. Çekmeye zorlanan çentikli bir numune örneği (a) Meydana gelen gerilme (b) Fotoelastik Fotoğraf.....	40
Şekil 3.2. Çentikli numunenin geometrik detayları (mm).....	41
Şekil 3.3. Numunenin sonlu elemanlar modeli.....	42
Şekil 3.4. Modal analiz tanımlamaları.....	43
Şekil 3.5. Alüminyum numunenin modal analiz sonucu mod şekilleri.....	45
Şekil 3.6. Çelik numunenin modal analiz sonucu mod şekilleri.....	46
Şekil 3.7. Frekans cevap analizi tanımlamaları.....	48
Şekil 3.8. Rastgele titreşim analizi tanımlamaları.....	48
Şekil 3.9. Alüminyum numunenin RMS segalman von mises gerilmesi.....	49
Şekil 3.10. Çelik numunenin RMS segalman von mises gerilmesi.....	49
Şekil 3.11. Alüminyum numunenin PSD gerilme – frekans grafiği	50
Şekil 3.12. Çelik numunenin PSD gerilme – frekans grafiği.....	50
Şekil 3.13. HyperLife yorulma analizi tanımlamaları.....	51
Şekil 3.14. Numunelerin SN grafiği (a) MÇG:320.3 MPa, (b) MÇG:653.7 MPa..	51

Şekil 3.15. Alüminyum numune için HyperLife yazılımı ile elde edilen hasar ve ömür değeri.....	52
Şekil 3.16. Çelik numune için HyperLife yazılımı ile elde edilen hasar ve ömür değeri.....	52
Şekil 3.17. Simcenter 3D yazılımında modal analiz (Large Mass Yöntemi)....	53
Şekil 3.18. Alüminyum numunenin modal analiz sonucu mod şekilleri Simcenter 3D.....	54
Şekil 3.19. Alüminyum ve çelik numunelerinin baskın modlardaki modal gerilmeleri.....	55
Şekil 3.20. Alüminyum ve çelik malzemelerinin SN eğrileri	56
Şekil 3.21. Simcenter 3D yorulma analizi tanımlamaları.....	57
Şekil 3.22. Alüminyum numunede hasara neden olan maksimum gerilme	57
Şekil 3.23. Çelik numunede hasara neden olan maksimum gerilme	58
Şekil 3.24. Alüminyum numune için Simcenter 3D yazılımı ile elde edilen hasar ve ömür sonuçları	58
Şekil 3.25. Çelik numune için Simcenter 3D yazılımı ile elde edilen hasar ve ömür sonuçları	59
Şekil 3.26. Oluşturulan Python kodu ile hasar hesaplama iş akışı	60
Şekil 3.27. Numunenin sarsıcı tabla testinin kurulumu	61
Şekil 3.28. Sarsıcı testinde kullanılan PSD ivme girdisi	61
Şekil 3.29. Fiziksel test sonucu numunelerde gerçekleşen çatlak görselleri	62
Şekil 4.1. Teorik ve numerik analiz sonuçları ile fiziksel test sonuçlarının grafiksel karşılaştırılması.....	64

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1. Yorulmanın tarihçesinde gerçekleşen olaylar.....	3
Tablo 1.2. Yorulma ile ilgili atılan adımlar ve aşamalar.....	3
Tablo 3.1. Alüminyum ve çelik malzemenin mekanik özellikleri.....	39
Tablo 3.2. Alüminyum ve çelik numunenin 2000 Hz'e kadar olan doğal frekansları ve özdeğerleri.....	41
Tablo 3.3. Alüminyum numunenin modal katılım faktörleri.....	42
Tablo 3.4. Çelik numunenin modal katılım faktörleri	42
Tablo 3.5. Alüminyum numunenin modal efektif kütle (%) değerleri.....	42
Tablo 3.6. Çelik numunenin modal efektif kütle (%) değerleri.....	42
Tablo 3.7. Modal test ile elde edilmiş modal sönüm değerleri	44
Tablo 3.8. Sarsıcı testi için uygulanan PSD ivme girdisi.....	45
Tablo 3.9. Numunenin 2000 Hz'e kadar olan doğal frekansları ve özdeğerleri.....	52
Tablo 3.10. Alüminyum malzeme için teorik hasar ve ömür sonuçları.....	60
Tablo 3.11. Numunelerin fiziksel test sonuçları.....	61
Tablo 4.1. Teorik ve numerik analiz sonuçları ile fiziksel test sonuçlarının karşılaştırılması.....	62

ÖZET

Anahtar kelimeler: Numerik Analiz, Rastgele Titreşim Yorulması, Güç Spektral Yoğunluğu (PSD)

Yorulma kavramı otomotiv, savunma, havacılık, uzay, makine ve sanayi gibi tüm endüstriyel uygulama alanlarında oldukça önem arz etmekte ve hayatımızın her alanında öne çıkmaktadır. Üretilen parçaların çalışma şartlarında maruz kaldıkları yüklemelere karşı dayanıklı ve uzun ömürlü olması beklenmektedir. Tasarım kriterleri de bu yönde geliştirilmektedir.

Yorulmaya neden olan üç temel etken vardır. Yorulmaya neden olabilecek ilk etken ürünün geometrisidir. İnce formlu tasarımlar veya ani kesit daralmaları içererek çentik gibi yorulmaya doğrudan etkileyen geometrik detaylardır. İkinci etken, kullanılan malzemenin mekanik özellikleridir. Üçüncü etken ise yükleme türüdür. Yapının maruz kaldığı deterministik ya da rastgele yüklemeler yorulmaya neden olan en yaygın yükler türleridir. Bu üç etken dikkate alınıp, uygun yorulma hesaplama metodları kullanılarak yapıların yorulma hasarı ve buna karşılık ömür değerleri elde edilmektedir.

Bu çalışmada ise çentikli geometriye sahip test numunelerine uygulanan rastgele titreşim yüklemeleri sonucunda numunelerin titreşim yorulması hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Alüminyum ve çelik olmak üzere iki farklı malzemeden üretilen test numuneleri için ilk olarak iki farklı sonlu elemanlar yazılımları ile modal analizler, rastgele titreşim analizleri ve yorulma hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Daha sonra titreşim yorulması için hasar hesaplama metodlarından biri olan Dirlik metodu kullanılarak Python yazılımında kod oluşturulmuştur. Numunelerin, rastgele titreşim analizi sonucu elde edilen frekansa bağlı PSD gerilme çıktısı veya aynı şekilde testten de elde edilebilen frekansa bağlı PSD gerilme çıktıları kullanılarak hasar ve ömür değerleri hesaplanmıştır. Yapılan numerik ve analitik çözümlerden elde edilen sonuçlar, daha önce gerçekleştirilmiş olan fiziksel testlerin sonuçları ile doğrulama amaçlı karşılaştırılmıştır.

A METHOD DEVELOPMENT ABOUT FATIGUE DAMAGE ESTIMATION AT METALLIC STRUCTURES USING PSD TECHNIQUE

SUMMARY

Keywords: Fatigue Damage, Numerical Analysis, Power Spectral Density (PSD), Random Vibration Fatigue

The concept of fatigue is very important in industrial applications such as automotive, defense, avionics, aerospace, machine industry and it is become prominent in all fields of our lives. The products produced are expected to be durable and long-lasting against the loads they are exposed to under working conditions. Design criteria are also developed in this direction.

There are three main factors that cause fatigue. The first factor that can cause fatigue is the geometry of the product. They are geometric details that directly affect fatigue such as the notch effect, including thin-form designs or sudden section contractions. The second factor is the mechanical and fatigue properties of the material used. The third factor is the type of loading that the product is subjected to, such as fixed, regular (stationary) loading or random (non-stationary) loading. By taking these three factors into consideration, the damage and corresponding life values of the products are obtained by using appropriate fatigue calculation methods.

In this study, fatigue calculations of the sample were performed as a result of random vibration loading applied to the metallic test specimen which has notched geometry. Respectively, modal analysis, random vibration analysis and then fatigue calculations were performed numerically by using finite element software for the notched test specimen which is made of aluminum and steel material properties. Then, code was created in Python software by using contain formulations of Dirlik method which is one of the damage calculation methods for vibration fatigue. The damage and life values were calculated using the frequency-dependent PSD stress output obtained as a result of random vibration analysis with the finite element method or the frequency-dependent PSD stress output obtained from the test as well. For the verification of numerical and analytical calculations, it has been compared with the physical test result previously performed.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Yorulma

Yorulma terimi, ilgili yapının statik mukavemetinin altında zamanla değişen yüklemeler sonucu meydana gelen kademeli bozulmayı ve nihai hasarını ifade etmektedir. Dinamik olarak tekrarlı olan yüklemeler, uygulama sırasında hasara neden olan yüklemelerdir. Bu yüklemelere yorulma yüklemeleri de denilmektedir. Bu yüklemeler doğaları gereği döngüsel, çevrimseldir, ancak döngülerin tümü aynı genlikte veya açıkça farkedilebilir değildir. Bireysel döngülerin ayırt edilebildiği yorulma yükü çevrimsel yüklemeye olarak adlandırılır [1].



Şekil 1.1. Araç güç aktarma komponenti (Ulusal Mühendislik Laboratuvarı fotoğrafı) [1]

Metalik yapıların yorulma hasarı, numuneye ya da komponente uygulanan tekrarlı yüklemenin sonrasında meydana gelen hasardır. Herkesin gözlemleyebileceği en basit yorulma hasarı, yumuşak bir çelikten üretilmiş ataşın tekrar tekrar bükülmesiyle gerçekleşir. Bu tür hasara neden olan fenomen, bir buçuk asırlık çalışmalara ve büyük bir araştırma yatırımına rağmen oldukça karmaşıktır ve fiziksel temeli henüz tam olarak anlaşılammıştır. Yorulmadan kaynaklanan kırılmaların, beklenmedik yorulma hasarları nedeniyle birçok insan hayatını kaybetmiştir. Yakın yıllarda bu olgunun

anlaşılmasında önemli gelişmeler gerçekleşmiştir. Artık tasarım mühendisleri kullanım süresi boyunca tekrarlı yüklere maruz kalan komponentleri kırılmadan tasarlarken gerektiğinden fazla boyutlandırma yapmadan ve kırılma riski olmayan iyi bir tasarım elde etmesine olanak sağlayan araçlara sahiptir [2].

Yapısal komponentlere etki eden değişken yükleme koşulları için yorulma hasarının tahmin edilmesi karmaşık bir konudur. En basiti ve en yaygın olarak kullanılan hasar modeli doğrusal hasar modelidir. Bu modelde Miner Kuralı referans alınmaktadır. Ancak, birçok durumda ömür tahmini için doğrusal hasar kuralının kullanılması ile yüksek doğrulukta sonuç elde edilemeyebilir. Çünkü bu yaklaşımda döngüsel yüklemelerin hasar birikimine etkisi hesaba katılmaz. Doğrusal hasar kuralının yayımlanmasından bu yana, yorulma ömrü tahmininin doğruluğunu arttırmak için birçok farklı yorulma hasarı teorisi önerilmiştir [3].

1.2. Yorulmanın Tarihçesi

Metalik malzemelerin yorulması, uzun yıllardır ilgi çekici bir konudur. Bu ilgi, buhar motorunun gelişiminin mekanik cihazların daha yaygın kullanımına kadar uzanmaktadır. Bu gelişimler, birçok bileşenin yorulma yüklerine maruz kaldığı ve yorulma hasarının yaygın bir olay haline gelmeye başladığı anlamına gelmektedir. Mühendislik açısından metal yorulmasının geçmişi iyi belgelenmiştir, ancak son zamanlarda referansların bulunması genellikle zordur. Metalik malzemelerin yorulması üzerine kitapların çoğu, genellikle mekanik tanımlamalara odaklanan tarihsel özeti içerir [1].

Deneyimler, normal çalışma koşulları sırasında yapıların veya makine parçalarının kırılmasının çoğunlukla yorulmadan kaynaklandığını göstermektedir. Yapısal bütünlük her zaman endüstriyel gelişmenin önünde bir engel olmuştur. Sonuçları, 19. yüzyılda makine endüstrisinin gelişimiyle görülmeye başlamıştır. Sanayi devrimi, özellikle de demiryolu taşımacılığının gelişimi belli sayıda ciddi kazalardan dolayı oldukça etkilenmiştir. Bir aks kırılmasının 60 kişinin ölümüne neden olduğu 1842 Versailles'da gerçekleşen tren kazası bu olayların birine örnek verilebilir. Tren

kazasındaki ölü sayısı, 1954'te meydana gelen iki Comet uçak kazasına yakındır. Yorulmanın geçmişine işaret eden bazı unutulmaz olaylar Tablo 1.1.'de ve günümüze kadar yorulma ile ilgili atılan adımlar ile aşamalar Tablo 1.2.'de gösterilmiştir [4].

Tablo 1.1. Yorulmanın tarihçesinde gerçekleşen olaylar [4]

Yıl	Olay
1842	Meudon Tren Kazası
1954	Comet uçak kazası
1988	Aloha B737 kazası
1989	DC 10 Sinoux Şehri kazası
1996	Pensacola kazası
1998	ICE. Eschede tren kazası
2006	Los Angeles B767 kazası

Tablo 1.2. Yorulma ile ilgili atılan adımlar ve aşamalar [4]

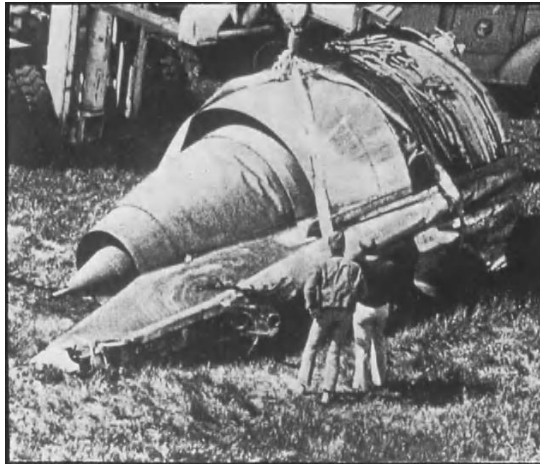
Yıl	Olay
1858	Wohler tarafından ilk yayın
1860-70	Wohler'in düz ve çentikli akslar üzerinde çalışmaları gerçekleştirmiştir. Burulma ve bükülme testleri ve ortalama gerilmenin etkileri incelenmiştir.
1881	Düşük çevrimli yorulma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. (Baschinger)
1910	Basquin Kuralı
1913	Çentik civarında gerilme dağılımları incelenmiştir.(Inglis)
1920	Çatlak ilerlemesi ile ilgili enerji dengesi çalışmaları (Griffith)
1930	Gerilme konsantrasyon faktörü ve sonsuz ömür sınır (Peterson)
1937	Neuber yaklaşımının çentiklere uygulanması
1939	İstatistiksel yaklaşım (Weibull Kuralı)
1945	Yorulma hasarı birikimi için Miner kavramı
1953-54	Düşük çevrimli yorulma (Manson – Coffin Kuralı)
1956	Gerilim enerjisinin yayılım oranının girişi (Irwin)
1960	Servo-hidrolik makine
1961	Paris Kuralı
1968	Etkili gerilme yoğunluğu faktörünün girişi (Elber)

Trenler ve diğerk birçok mekanik yapının yanı sıra, uçaklar da yorulma kaynaklı hasarlardan oldukça etkilenmiştir. İlk ciddi kaza, 1954'te iki Comet uçağının dâhil olduğu kazadır. Diğerk bir örnek ise, 1988'de bir Boeing 737'yi içeren Aloha kazasıdır. Hasardan dolayı gerçekleşen kazanın ciddi olduğu Şekil 1.2.'de görölmektedir. Bu kazaya, gövde içindeki montajlanan perçin bölgesinde yorulma ve korozyona bağılı çatlakların oluşması neden olmuştur [4].

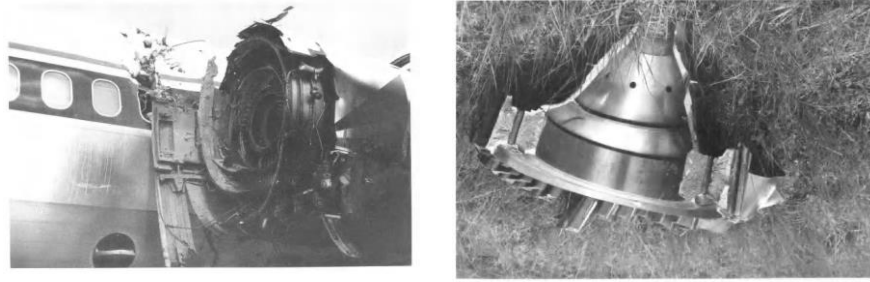


Şekil 1.2. Aloha Airlines Boeing 737, 28 Nisan 1988'deki kazası, Honolulu uluslararası havalimanı, Hawaii [4]

Diğerk bir örnek, 1989'da Iowa'daki Sioux City'de meydana gelen MacDonaldd Douglas DC 10 kazasıyla ilgilidir (bkz. Şekil 1.3.). Motorlardan birinin patlaması bu trajik kazaya neden olmuştur. Daha da yakın zamanda, uçak motorunun fanında meydana gelen delik ve deliğın neden olduğu çatlak başlangıcı nedeniyle motorlardan birinin parçalandığı Pensacola kazası meydana gelmiştir. (bkz. Şekil 1.4.).



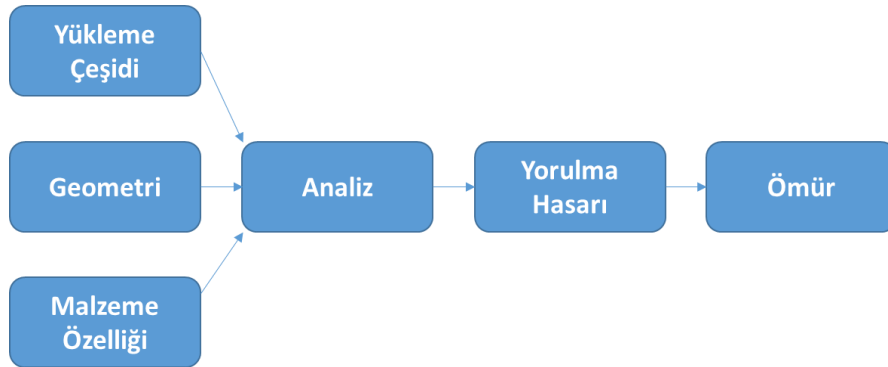
Şekil 1.3. DC 10 uçak kazası. Ayrılmış bir motorun parçası [4]



Şekil 1.4. Pensacola kazası (Florida, ABD), 6 Temmuz 1996 [4]

1.3. Yorulmaya Sebep Olan Etkenler

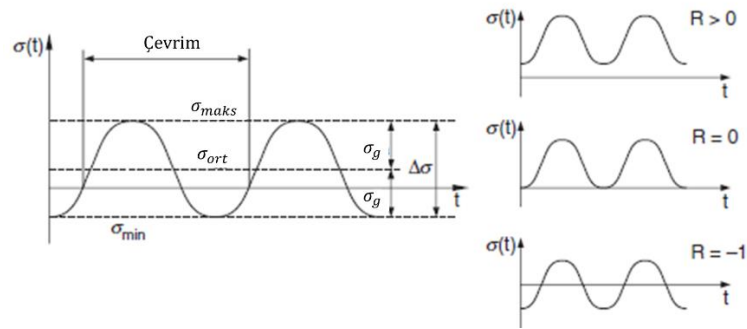
Numune ya da komponentlerde gerçekleşen yorulma hasarına üç temel etken neden olmaktadır. Bu etkenler yapıya uygulanan yükleme, malzemenin özelliği ve geometridir. Geleneksel olarak incelendiğinde yorulma analizinin süreci Şekil 1.5.'te gösterildiği gibidir. Yüklemenin tipi, buna bağlı malzemenin karakteristiği ve geometrik detaylar dikkate alınarak bu süreç daha fazla detaylandırılarak hasar tahminin doğruluğu arttırılmaktadır.



Şekil 1.5. Yorulma analizinin süreci

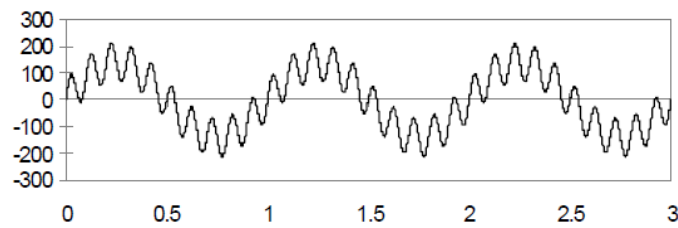
Yapıya yükün nasıl uygulandığının bilgisinin, tasarım ve analiz aşamasında dikkate alınması gerekir. Bu bilgi potansiyel yorulma türünün anlaşılmasına yardımcı olacaktır. Aşırı yüklemeler yapının esnemesine veya bükülmesine neden olabilir. Çevrimsel yüklerin yüksek gerilmelere sebep olması durumunda çatlak başlangıcını meydana getirebilir. Bu çevrimsel yüklerin devam etmesi halinde çatlağın ilerlemesi ve sonunda yapının hasara uğraması kaçınılmazdır [5].

Yorulma hasarı, tekrar etmesi halinde kırılmaya yol açabilecek yükleme döngülerin malzemeye uygulanmasıyla malzemedeki özelliklerin değişmesini ifade etmektedir. Tek eksenli yüklemde σ_{maks} , döngü sırasında maksimum gerilme genliği olarak tanımlanır. Gerilme oranı R, minimum gerilme σ_{min} ile maksimum gerilme σ_{maks} , arasındaki orandır. Yani $R = \sigma_{min}/\sigma_{maks}$. Gerilme genliği, σ_g , ile ortalama gerilme, σ_{ort} 'yi ayırt edilmesi gerekir [6].



Şekil 1.6. Tek eksenli yorulma yüklemesi altında yorulma hasarını tahmin etmek için kullanılan gerilmelerin gösterimi [6]

Yüklemeler Şekil 1.6.'da gösterildiği gibi sabit genlikli olabildiği gibi Şekil 1.7.'de gösterildiği gibi değişken genlikli de olabilmektedir. Bu durumda yorulma hasarında gerekli olan gerilme genliği, sayma metotlarından uygun olanı seçilerek hesaplanabilir. (Sayma metotları 2. Bölümde incelenmiştir.)



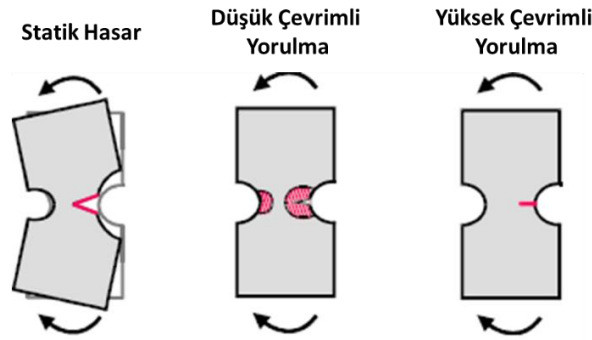
Şekil 1.6. Değişken genlikli yükleme [7]

1.4. Yorulma Hasarının Hesaplanması

Malzemeye çevrimsel yüklemelerin uygulanmasıyla lokal kalıcı hasar, çevrimsel yüklemelerin devam etmesi halinde çatlaklar veya tam kırılmalar meydana gelebilir [8].

Birçok makinelerde veya yapılarda yorulmadan kaynaklı çatlakların başlaması için geçen süre çatlakların ilerlemesi ve yapının kırılması için geçen süreden çok daha fazladır. Bu yüzden yapıların kullanım ömrü çatlakların başlaması için geçen süre ile neredeyse aynıdır. Yapılardaki çatlak başlama ömrünü tahmin etmek için iki temel yaklaşım geliştirilmiştir. Bunlar gerilme-ömür yaklaşımı ile gerinim-ömür yaklaşımlarıdır. Çatlakların ilerlediği ve yorulma hasarının son aşamalarını dikkate alan yaklaşıma ise kırılma mekaniği yaklaşımı denir.

Gerilme ömür yaklaşımı ile gerinim ömür yaklaşımı belirli noktalarda benzerlik göstermelerine rağmen birbirlerinden oldukça farklıdır. Her iki yaklaşımın da amacı, yapıdaki gerilmelerin veya gerinimlerin yapısal analizini ve temel malzeme testleri ile yapıların çatlak başlangıç ömrünü tahmin etmektir. Kullanılacak yorulma analizi yaklaşımının türü, yapı için beklenen yorulmanın türüne bağlıdır [9].



Şekil 1.7. Yorulma hasarı türleri [9]

Statik hasar, yapının yüksek deformasyona maruz kalmasıyla meydana gelir. Düşük çevrimli yorulma yani gerinim ömür yaklaşımı genellikle çentik ya da gerilme yoğunluğunun yüksek olduğu plastik bölgelerde gerçekleşir. Ayrıca düşük çevrimli yorulma çentiğin büyüklüğüne ve elastik olmayan malzemenin cevabına bağlıdır.

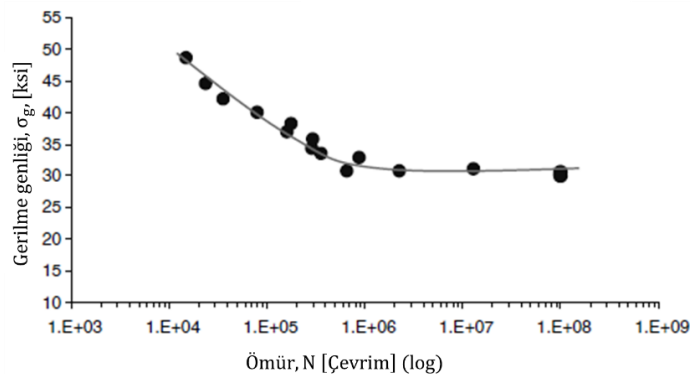
Yüksek çevrimli yorulmada ise oluşan gerilmelerin plastik bölgenin altında olduğu ve çentik büyüklüğü, üretim süreçleri ile artık gerilmelerin önemli bir rol oynadığı durumu temsil eder. Gerilme ömür yaklaşımı tipik olarak gerilmenin, malzemenin elastik sınırın altında veya çok az üzerinde olduğu durumlarda kullanıma uygundur [9].

1.4.1. Yüksek çevrimli yorulma (Gerilme-ömür yaklaşımı)

Yüksek çevrimli yorulma, 1990'larda USAF (Amerika Birleşik Devletleri Hava Kuvvetleri) savaş motorlarındaki bir dizi arızanın birincil nedeni olarak tanımlanmıştır. O zamandan beri arıza sayısı azalmıştır ancak tamamen ortadan kaldırılamamıştır [10].

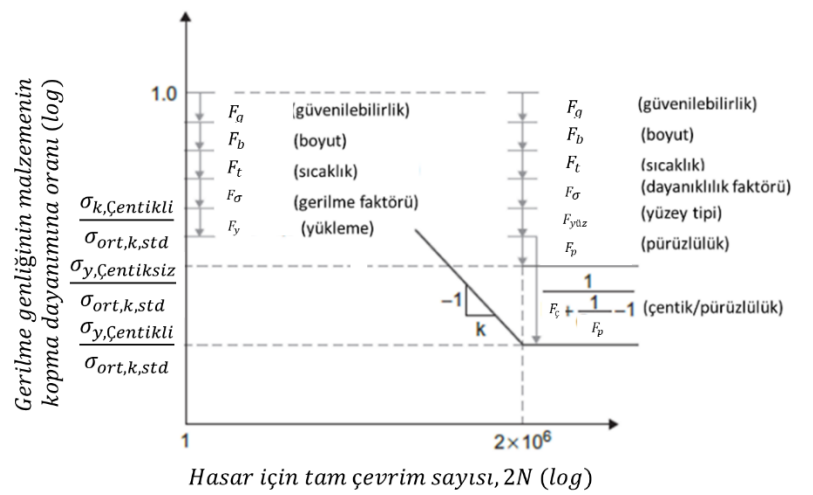
Gerilme-ömür yaklaşımı metal malzemelerdeki yorulmanın anlaşılması ve ölçülmesi için kullanılan ilk yaklaşımdır. Genellikle gerilmelerin malzemenin elastik bölgesinde meydana geldiği ve yorulma ömrünün uzun olduğu güç aktarma mili gibi tasarım uygulamalarında sıklıkla kullanılmaktadır. Oluşan gerilmelerin plastik bölgede olduğu düşük çevrimli yorulma uygulamalarında gerilme-ömür yaklaşımı doğru sonuç vermemektedir [11].

Gerilme-ömür yaklaşımının temeli Wöhler S-N diyagramıdır. (Değişken gerilme, S ile yorulma ömrü, N) Bu diyagramı elde etmek için birkaç numune kullanıp, numunede hasar gerçekleşene kadar değişken yüklemelere maruz bırakılarak yorulma testi gerçekleştirilir. Yorulma testinde verilerin grafiği yarı-logaritmik ya da logaritmik olarak oluşturulur. Şekil 1.9.'da örnek bir çeliğe ait yarı-logaritmik olarak çizilen bir bükülme yorulması grafiği gösterilmiştir. Bu eğri SN eğrisi ya da Wöhler eğrisi olarak adlandırılmaktadır. Eğri log-log şeklinde logaritmik olarak çizildiğinde eğri doğrusal hale gelir. Eğrinin negatif eğimli bölgesi sonlu ömür bölgesi, yatay eğri bölgesi ise sonsuz ömür bölgesi olarak adlandırılır.



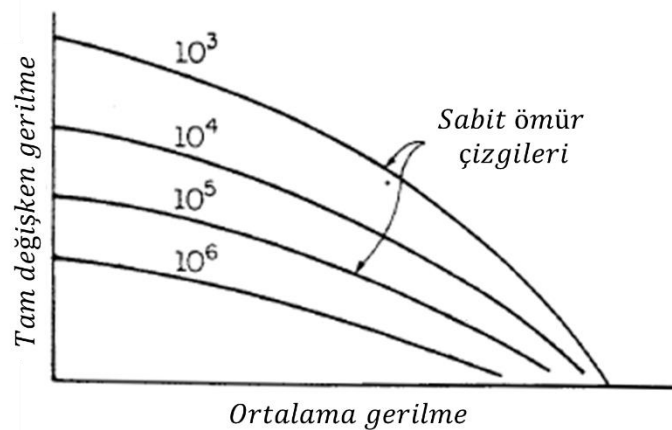
Şekil 1.8. Wöhler eğrisi [3]

Test verileri mevcut değilse, nihai gerilme mukavemetinin değişkenliğini hesaba katmak için istatistiksel bir analiz yapılamaz. İstatistiksel analizin yokluğunda, çeşitli güvenilirlik seviyeleri için önerilen güvenilirlik değerleri dikkate alınır. Bu düzeltme faktörleri ve SN grafiğine etkisi Şekil 1.10.'da gösterilmektedir [12].



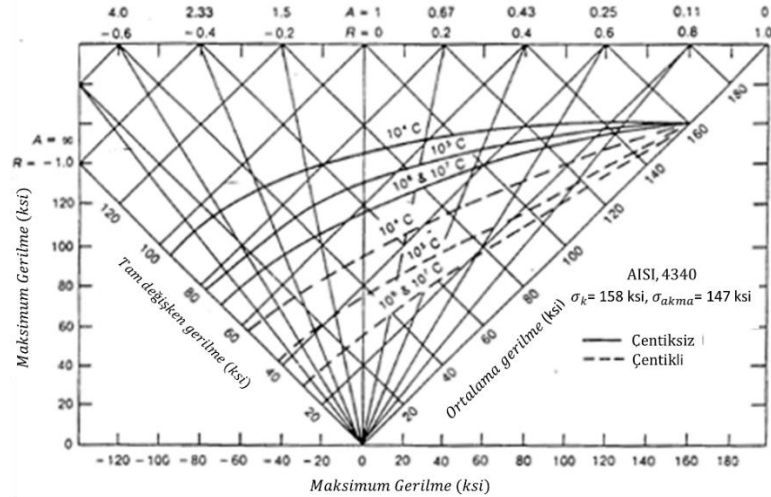
Şekil 1.9. Düzeltme faktörlerinin SN grafiğine etkileri [12]

Yükleme sonucu ortalama gerilmelerin sıfırdan farklı olduğu yorulma testi sonucunda sabit ömre sahip eğriler ile Haigh diyagramı çizilir. Bu diyagram doğru olmamakla birlikte Goodman diyagramı olarak da adlandırılır [11].



Şekil 1.10. Haigh diyagramı [11]

Test verileri ayrıca maksimum ve minimum gerilmeler için ekstra bir eksene daha sahip ana diyagram üzerine de çizilebilir. Haigh diyagramını oluşturmak için gereken testlerin pahalı olmasından kaynaklı sonsuz ömür bölgesini tanımlayan birkaç deneysel ilişki geliştirilmiştir.



Şekil 1.11. Master diyagramı [11]

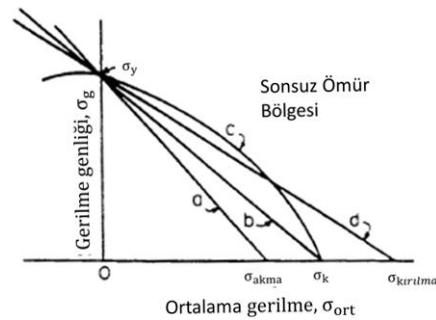
Ortalama gerilme genliklerinin hesaplanması:

$$a) \text{ Soderberg (USA: 1930): } \frac{\sigma_g}{\sigma_y} + \frac{\sigma_{ort}}{\sigma_k} = 1 \quad (1.1)$$

$$b) \text{ Goodman (England: 1899): } \frac{\sigma_g}{\sigma_y} + \frac{\sigma_{ort}}{\sigma_k} = 1 \quad (1.2)$$

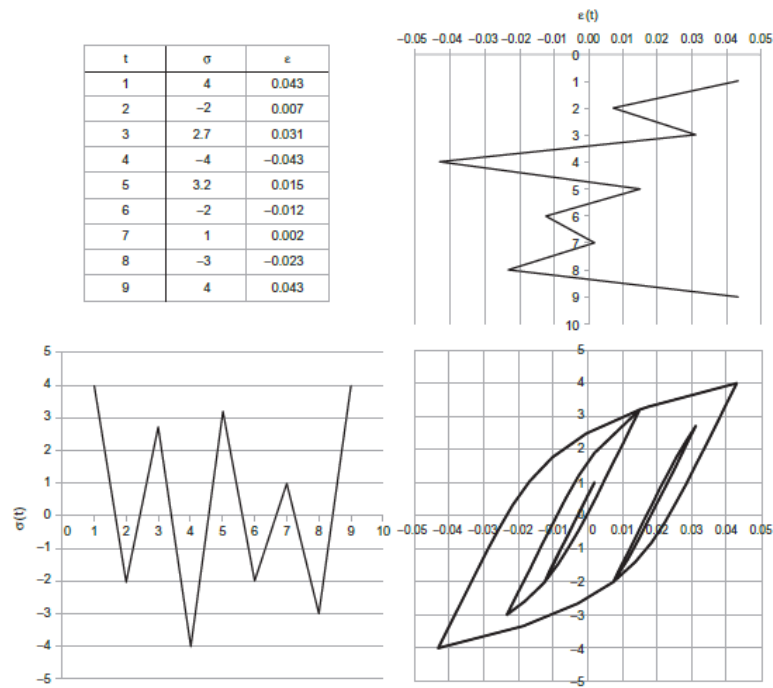
$$c) \text{ Gerber (Germany: 1874): } \frac{\sigma_g}{\sigma_y} + \left(\frac{\sigma_{ort}}{\sigma_k} \right)^2 = 1 \quad (1.3)$$

$$d) \text{ Morrow (USA: 1960): } \frac{\sigma_g}{\sigma_y} + \frac{\sigma_{ort}}{\sigma_{kırılma}} = 1 \quad (1.4)$$



Şekil 1.12. Ortalama genlik eşitliklerinin karşılaştırılması [11]

Yapılara uygulanan yüklemeler sabit genlikli olduğu durumlarda çevrimler kolay bir şekilde elde edilebilir. Ancak, bu yüklemelerin genlikleri zamanla değişiyorsa ortalama genlikleri elde etmek daha zordur. Bu durumda bazı sayma (count) metotları geliştirilmiştir. Bunlardan en yaygını yağmur akışı sayma metotudur. 1968'de Matsuishi ve Endo tarafından yayımlanan yağmur akışı sayma tekniği, kapalı yükleme ters çevrimleri veya döngülerini çıkarmak için kabul edilen ilk yöntemdir. Geliştirilen bu metot ile sabit genlikli yorulma verileriyle uyumlu, karmaşık bir yükleme dizisindeki etkileri tanımlanabilmektedir [3].



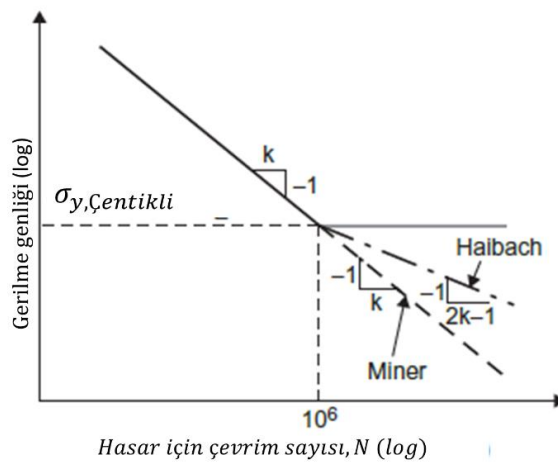
Şekil 1.13. Yağmur akış sayma metodu uygulaması [3]

Yağmur akışı algoritması; girdi süreci, yağmur akışı süreci ve görüntüleme süreci aşamalarından oluşur. Giriş süreci, gerinim dalgasını veya gerinim / zaman geçmişini örnekleyen, tepe çukur (P/V) farkını hesaplayan ve bunu girdiye gönderen bir kesme programıdır. Yağmur akışı işlemi, ilk giren P / V fark değerini giriş arabelleğinden alan ve yağmur akışı yöntemini çalıştıran yerleşik bir programdır. Görüntüleme işlemi, elde edilen döngü sayılarını veya birikmiş toplam hasarı gösterir [13].

Yapıya etkiyen yüklemeler sonucu gerilme genlikleri elde edildikten sonra yapıda gerçekleşen hasarı ve ömrü hesaplamak için bazı hasar modelleri geliştirilmiştir. Bunlar arasında en yaygın kullanılan model ise Palmgren – Miner (Palmgren, 1924; Miner, 1945) doğrusal hasar modelidir. Bu model, sabit genlikli gerilmeler ve döngü oranlarının toplamıyla kritik hasar değeri (D_{PM}) yani birikmiş hasarı hesaplamak için benimsenmiştir. Bu değer 1 olarak hesaplandığında, yorulma hasarının gerçekleştiği söylenebilir [14].

$$\sum \frac{n_i}{N_{f,i}} \geq D_{PM} \quad (1.5)$$

Malzemenin S-N eğrisinin, sabit genlikli gerilme durumunda yorulma ömrünü tahmin etmek için kullanılması beklenir. Palmgen-Miner hasar kuralı değişken genlikli yüklerin yapıya uygulanması durumunda gerilme genliklerinin bir kısmı yorulma hasarı sınırını aşarsa yorulma sınırının altındaki genlikler zarar verici hale gelebilir. Bu nedenle, değişken genlikli yüklemeye geçmişine maruz kalan bir komponent için yorulma sınırının değiştirilmesine ihtiyaç vardır. Çünkü sabit genlikli yüklemekten elde edilen yorulma sınırı, tekrarlı ve aşırı yüklenmelerden olumsuz etkilenebilir. Miner kuralı ve Miner – Haibach modeli (Haibach, 1970) Şekil 1.14.'de gösterildiği gibi, yorulma sınırının altındaki tekrarlı ve aşırı yüklenmelerin etkisini içerecek şekilde oluşturulmuştur.



Şekil 1.14. Hasar hesaplama modeli [3]

Miner kuralı, sıfır gerilme genliğine yaklaşmak için aynı eğim faktörü 'k' ile S-N eğrisini genişletirken, Miner-Haibach modeli ise orijinal S-N eğrisini yorulma sınırının altında, daha düz bir eğim faktörü '2k-1' ile sıfır gerilim genliğine genişletir.

1.4.2. Düşük çevrimli yorulma (Gerinim-ömür yaklaşımı)

Tekrarlı yüklemeler sonucu meydana gelen birikmiş hasarın ilerlemesinde çevrimsel plastik deformasyon temel ve belirleyici faktör olarak kabul edilir. Yük uygulanan malzemenin tüm hacmi boyunca çevrimsel plastik deformasyonu, malzemenin mekanik özelliklerinde değişikliklere neden olur. Lokal olan plastik deformasyon, çekirdeklenme bölgelerinde mikro çatlakların oluşması için ön koşuldur. Çatlak bölgedeki plastik deformasyon ise yorulmadaki makro çatlakların davranışını belirler [15].

Bir önceki yaklaşımda komponentlerin gerilme-ömür yaklaşımı ile yorulma hasarı teorisi incelenmiştir. Bu yaklaşım ile komponentlerin yorulma analizleri, elastik gerilme ve gerinim durumlarında iyi sonuçlar vermektedir. Çoğu komponentlerde çevrimsel nominal elastik gerilmeler meydana gelmesine rağmen, yapıda olan çentiklerden, kaynaklardan ve diğer gerilme yığılmasına neden olan süreksizlerden dolayı yapıda lokal plastik deformasyonlar meydana gelmektedir. Bu koşullar altında çalışan komponentler için 1950 yıllarının sonunda lokal gerilmeleri yorulma parametresi olarak değerlendiren ve etkili bir şekilde yorulma tahmini gerçekleştiren gerinim-ömür yaklaşımı geliştirilmiştir [3].

Çatlak ilerlemesi bu yaklaşımda hesaba katılmaz. Bu yaklaşımda malzemenin yorulma hasarı, elde edilen gerilmenin, malzemenin eşdeğer gerilmesini aştığı durumda gerçekleşir. Bu yüzden gerinim-ömür yaklaşımı çatlakın başlangıcını tahmin eden metot olarak düşünülür [11].

Gerinim-ömür yaklaşımı genellikle ön tasarım aşamasında iken kullanılır. Gerilme-ömür yaklaşımında olduğu gibi sayma metotları ve ortalama gerilme hesaplama

metotları uygulanır ancak ömür ve hasar tahminleri için gerinim-ömür eğrisi dikkate alınır [3].

Gerinim-ömür yaklaşımında, küçük laboratuvar numuneleri çatlak tespit edilene kadar sabit genlikte ve tam değişken yüklemeler ile oluşan gerinimler gözlenerek test edilir. Neredeyse tamamen elastik olan düşük gerilme seviyeleri için, yorulma ömrü davranışı, gerilme genliği ile doğru orantılıdır. Bu durumda tamamen elastik bölge için Denklem 6'daki Basquin eşitliği kullanılır [9].

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_d (2N_i)^b \quad (1.6)$$

Burada,

σ'_d : Yorulma dayanım katsayısı

b: Yorulma dayanım üssü

Plastik gerinimlerin baskın olduğu yüksek yükleme seviyeleri için, yorulma ömrü, plastik gerinim genliği ile yakından ilişkilidir. Bu denklem Manson-Coffin-Morrow ilişkisini göstermektedir.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon'_d (2N_i)^c \quad (1.7)$$

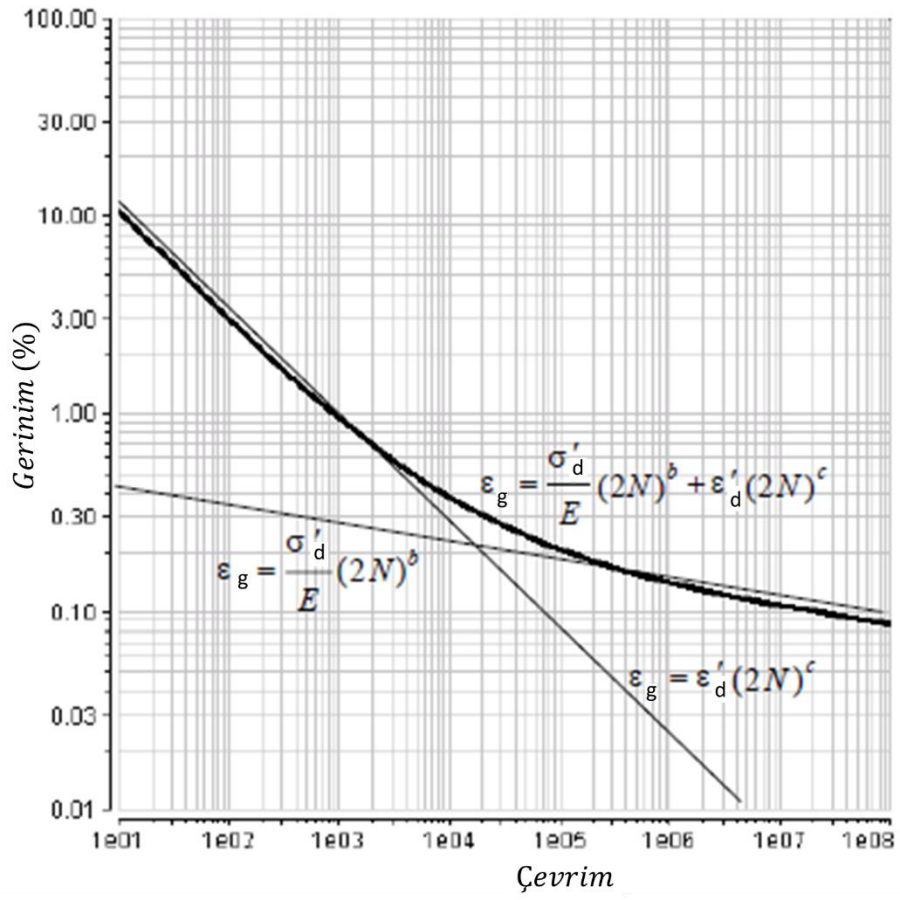
Burada;

ε'_d : Yorulma süneklik katsayısı

c: Yorulma süneklik üssü

Ne elastik ne de plastik durumların baskın olmadığı ortalama gerilme seviyeleri için, elastik ve plastik gerinim genliklerinin katkılarının toplamı için Denklem 1.8'deki gerinim-ömür eşitliği kullanılır.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_d}{E} (2N_i)^b + \varepsilon'_d (2N_i)^c \quad (1.8)$$



Şekil 1.15. Manson-Coffin-Morrow ilişkisi ile elde edilen gerinim-ömür eğrisi [9]

BÖLÜM 2. TİTREŞİM YORULMASI

2.1. Titreşim

Titreşim, periyodik veya belirli bir zaman sonra kendini tekrarlayan harekettir. Titreşim periyodu 'T' ile adlandırılır. Şekil 2.1.'de titreşimi periyodu 'T' ve maksimum yerdeğiştirme veya genliği 'X₀' olan titreşim profili gösterilmektedir. Periyodun tersi (1/T) titreşimin frekansı olarak adlandırılır. Birimi ise saniye başına çevrim birimi olan Hertz' tir. Harmonik fonksiyon, en basit periyodik hareket türüdür. Basit bir sarkacın küçük salınımları için harmonik fonksiyonu Şekil 2.2.'de gösterilmektedir. Böyle bir ilişki aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir [16].

$$X = X_0(\sin\omega t) \quad (2.1)$$

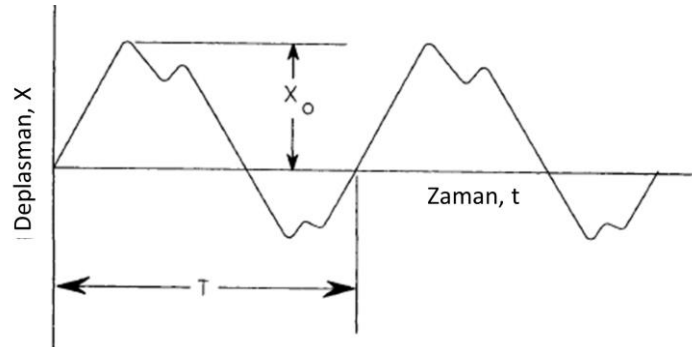
Burada;

X = Titreşim deplasmanı

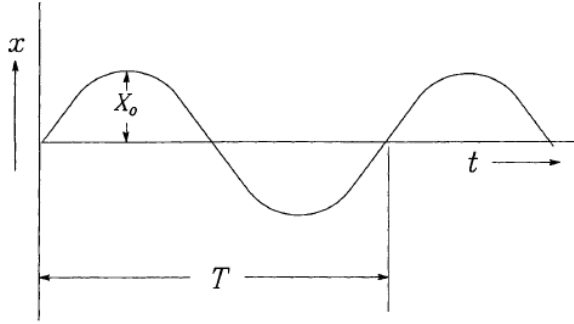
X₀ = Maksimum deplasman, genlik

ω = Dairesel frekans

t = Zaman



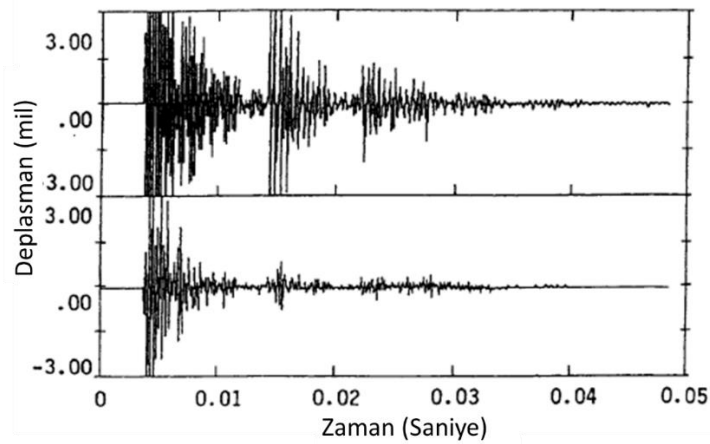
Şekil 2.1. Bir buhar türbininin yatak kaidesi için periyodik hareket [16]



Şekil 2.2. Basit bir sarkacın küçük salınımları, harmonik fonksiyon [16]

2.1.1. Titreşimin zaman alanında incelenmesi

Tüm doğrusal ve ileri-geri hareket eden mekanizmalar için zamana bağlı grafikler kullanılmaktadır. Bu grafikler, mekanizmaların çalışma koşullarındaki değişikliklerini incelemek için faydalıdır. Ancak, zaman alanı verilerinin kullanılması zordur. Bu tür bir grafikteki tüm titreşim verileri, herhangi bir zamanda toplam yer değiştirmeyi temsil edecek şekilde oluşturulduğundan herhangi bir titreşim kaynağının katkısını belirlemek zordur.



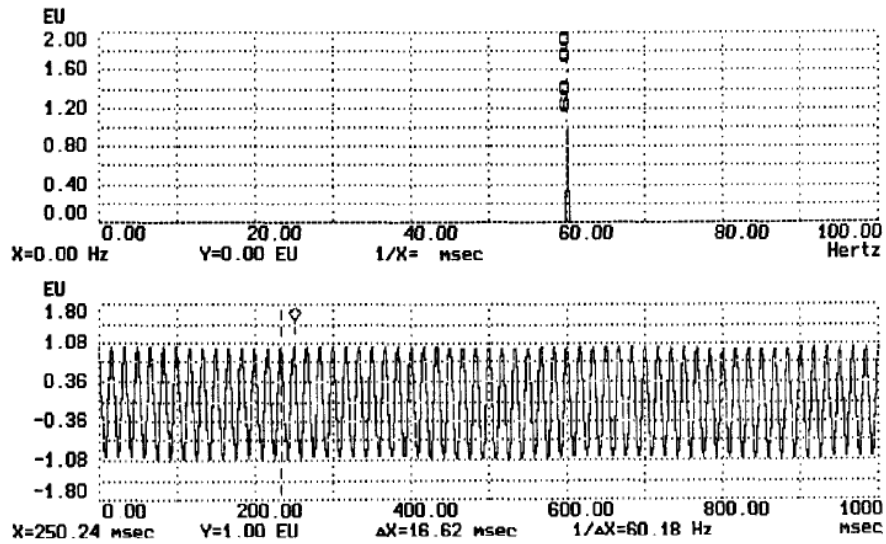
Şekil 2.3. Bir makine parçası için tipik bir zaman alanlı titreşim profili örneği [16]

2.1.2. Titreşimin frekans alanında incelenmesi

Basit harmonik titreşim fonksiyonları, dönen veya hareketli bileşenlerin dairesel frekanslarıyla ilgilidir. Bu frekanslar dakika başına devir (rpm) veya dakika başına

döngü (dbs) olarak ifade edilir. Bu frekansların belirlenmesi, herhangi bir makinenin çalışma koşulunun analiz edilmesinde ilk temel adımdır.

Frekans alanı verileri, Hızlı Fourier Dönüşümü (HFD) olarak adlandırılan matematiksel bir teknik kullanılarak zamana bağlı verilerin dönüştürülmesiyle elde edilir. HFD, karmaşık spektruma sahip her bir titreşim bileşeninin ayrı bir frekans tepe noktası olarak gösterilmesine izin verir. Frekans etki alanı genliği, birim başına yer değiştirme olabilir. Frekans etki alanı grafiği veya titreşim profilinin bir örneği Şekil 2.4.' te gösterilmektedir [16].



Şekil 2.4. Titreşim profili (zaman ve frekans alanında) [16]

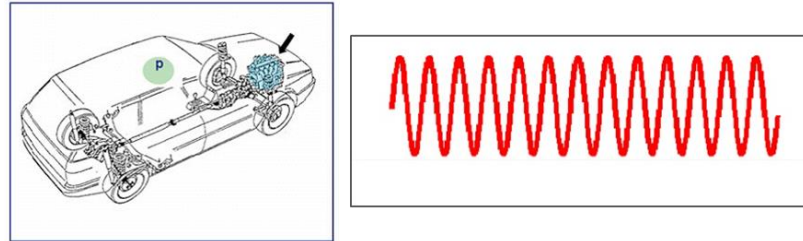
2.2. Dinamik Yükleme Çeşitleri

Yapıların maruz kaldığı tekrarlı yüklemelerin karakterini bilmek dayanım, yorulma ya da gürültü gibi problemlere karşı önlemleri almamıza yardımcı olmaktadır. Bu tekrarlı yüklemeler sabit (stationary) ya da değişken (non-stationary) olabilir. Yüklemelerin kaynağı hakkında bizlere fikir verir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile titreşim analizlerine geçmeden önce ölçüm cihazlarından elde edilen deterministik ve rastgele yüklemelerin farkının anlaşılmasına katkı sağlayacaktır [17].

2.2.1. Deterministik yükleme

Deterministik yükleme, bir veya daha fazla ilişkisiz uyarma kaynağı ile çoklu cevaplar arasındaki ilişkiyi temsil etmektedir. Şekil 2.5.'te aracın motor takozlarından elde edilen deterministik yükleme tipi örneği gösterilmektedir.

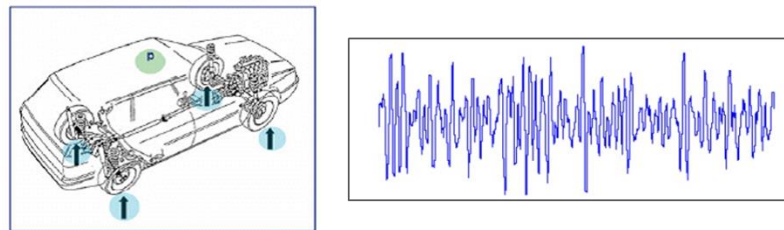


Şekil 2.5. Deterministik yükleme tipi [17]

Bu yükleme tipinde veri kaybı yoktur ve bir referans tüm yanıtları açıklar. Motor gürültüsü buna bir örnektir. Araç sadece motordan gelen yüklemeler ile uyarılıyorsa diğer tüm cevapların motor kaynaklı olduğu bilinir [17].

2.2.2. Rastgele yükleme

Rastgele titreşimler, yalnızca istatistiksel anlamda tanımlanabilen titreşimlerdir. Anlık büyüklüğün ne zaman gerçekleştiği bilinmemektedir.



Şekil 2.6. Rastgele Yükleme Tipi [17]

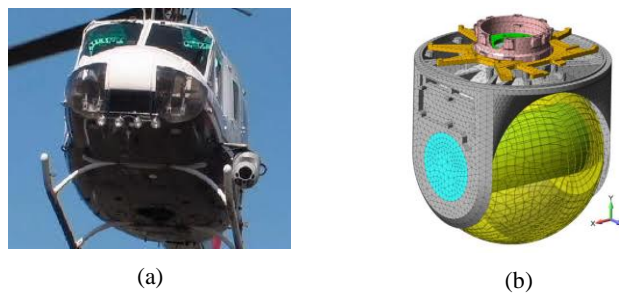
Oto-korelasyon ve çapraz korelasyon, uyarma/cevap sinyali ile diğer uyarma/cevap sinyali ve kendisi arasındaki bilgileri içerir. Rastgele titreşimlere araç tekerleklerine gelen yüklemeler örnek olarak verilebilir. Şekil 2.6.'da bu yükleme türüne örnek gösterilmiştir. Diğer örnekleri ise;

- deprem yer hareketi,
- okyanus dalgası genlikleri ve frekansları,
- uçaklarda ve yüksek binalarda rüzgâr basıncı dalgalanmaları,
- roket ve jet motoru gürültüsü nedeniyle akustik uyarmalardır [17].

2.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Titreşim Analizleri

Mühendislerin son zamanlarda rastgele titreşime olan ilgisi oldukça yüksektir. Bu titreşimler, kaydın tamamen rastgele olduğu veri tipidir. Jet uçakları ve roketle çalışan füzeler söz konusu olduğunda titreşim uyarma kaynakları, türbülanslı jet akışı bölgelerinde veya türbülanslı sınır katmanlarında görülür. Bu mekanizmalar tarafından üretilen titreşimlere genellikle rastgele titreşim denir [18].

Titreşim analizleri oldukça geniş bir konudur ve temel statik analizlerden sonra en yaygın sonlu elemanlar analiz tipidir. Bu analizler, çalışma koşullarında yapının veya sistemin doğrusal davranışına dayalı olan analizlerdir. Başka bir deyişle, gerilme/gerinim cevabı doğrusaldır ve uygulanan yük kaldırıldığında yapı orijinal formuna geri döner. Bu durum biraz kısıtlayıcı görünse de otomobiller, uçaklar, gemiler, uydular ve elektronik devre kartları gibi çok sayıda yapıyı kapsamaktadır [19].



Şekil 2.7. Örnek sistem ve sonlu eleman modeli a) Titreşimce zengin sistem, b) Doğrusal sonlu eleman modeli [19]

Yapıların titreşim analizleri doğal frekanslarını ve uygulanan zorlanmaların cevabını tahmin etmek için gereklidir. Yapının doğal frekansları elde edilmelidir çünkü, uygulanan yüklemenin frekansı ile yapının doğal frekanslarından biri çakışırsa

rezonans oluşur. Rezonans sonucunda yüksek titreşim genlikleri, dinamik gerilmeler ve gürültü problemleri oluşabilir.

Sonlu elemanlar yöntemi; sürekli yapıların, birbirine uyumluluk ve denge koşullarıyla binlerce elemanlarla örülen ağdan oluşur. Karmaşık yapılar bu nedenle daha küçük bu elemanların toplamı şeklinde modellenebilir. Sonlu eleman yönteminin temel avantajı genelliğidir; herhangi bir doğrusal ya da doğrusal olmayan sistemin doğal frekanslarını ve mod şekillerini, toplam deformasyonu ve uygulanan yüklere karşılık oluşan gerilmelerin hesaplaması gibi birçok ihtiyaç için kullanılabilir. Bununla birlikte, oldukça güçlü bir bilgisayar kapasitesi gerektiren sayısal bir tekniktir ve çıktıların girdideki küçük değişikliklere duyarlılığı dikkate alınır [20].

2.3.1. Modal analiz

Modal analiz, titreşim analizleri içerisinde teşhis, tasarım ve kontrolde önemli bir araçtır. Bazı sistemlerde, mekanik işlevsel bozukluklar, modal titreşimler ve rezonans gibi problemler uygulanan hareketin titreşim özelliklerinden kaynaklanabilir. Modal analiz ile sistemdeki şiddetli titreşimlerin kapsamını ve yerini belirlemek mümkündür. Bu nedenle önemli bir teşhis aracıdır [21].

Modal analiz, bir sistemin doğal frekansları, sönümlenme faktörleri ve mod şekilleri cinsinden doğal dinamik özelliklerini belirlemek ve bunları dinamik davranışı için matematiksel bir model ile ifade için kullanılmaktadır. Formüle edilmiş matematiksel model, sistemin modal modeli olarak adlandırılır. Bu model, yapının karakteristiğini ve modal verileri hakkındaki bilgileri içerir [22].

Doğal frekanslar ve normal modlar için hareket denkleminin çözümü, hareket denkleminin özel bir indirgenmiş biçimini gerektirir. Sönümsüz hareket denklemi aşağıdaki gibidir [23].

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (2.2)$$

Burada;

[M]: Kütle matrisi

[K]: Rijitlik matrisi

Denklem 2.2 'deki harmonik hareket denklemini çözmek için aşağıdaki Denklem 2.3 kullanılır.

$$\{u\} = \{\emptyset\} \sin \omega t \quad (2.3)$$

Burada;

$\{\emptyset\}$: özvektör ya da mod şekli

ω : dairesel doğal frekans

Harmonik çözüm sonrası Denklem 2.2, Denklem 2.4 gibi yazılabilir.

$$[K - \omega_i^2 M] \{\emptyset_i\} = 0 \quad i = 1, 2, 3, .. \quad (2.4)$$

Sistemin doğal frekansı;

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (2.5)$$

Doğal frekansların ve mod şekillerinin bir dizi özelliği çeşitli dinamik analizlerde faydalı olmaktadır [23].

$$\{u\} = \sum_i (\emptyset_i) \delta_i \quad (2.6)$$

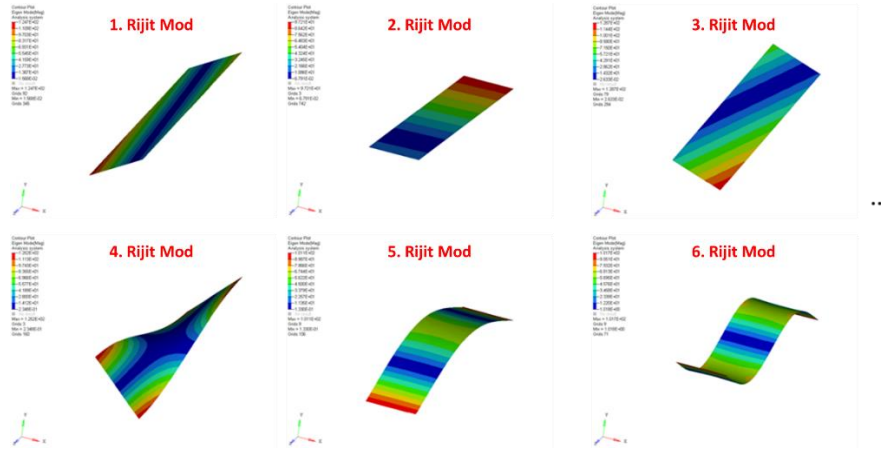
Burada;

$\{u\}$: Fiziksel deplasman vektörü

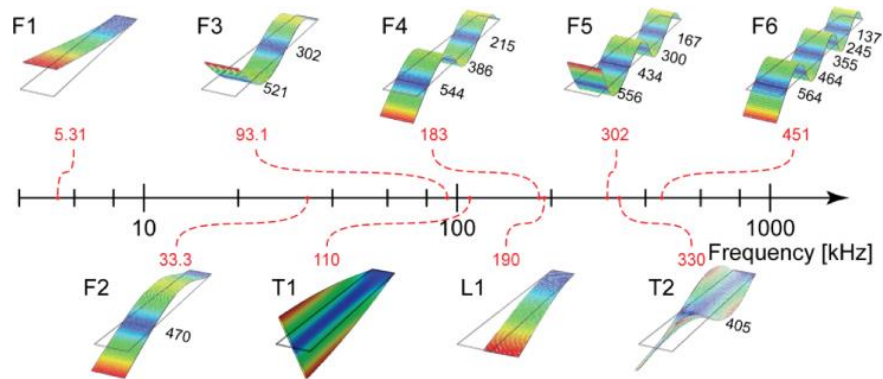
$\{\emptyset_i\}$: i'ninci mod şekli

δ_i : i'ninci modal deplasman

Modal analiz kısıtlı ve kısıtsız olarak gerçekleştirilebilir. Kısıtsız modal analiz ile yapının ilk olarak uzaydaki 6 eksen için 6 adet rijit modları elde edilir. Bu tür modal analiz için uzaydaki uzay aracı ve uydu örnek verilebilir [23].



Şekil 2.8. Plakanın kısıtsız modal analizi sonucu - Rijit modları (HyperMesh - OptiStruct çözücüsü)



Şekil 2.9. Plakanın kısıtlı olarak gerçekleştirilen modal analiz sonucu (HyperMesh-OptiStruct çözücüsü)

Sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilen modal analiz sonucunda elde edilen yapının doğal frekansları, mod şekilleri ve modal gerilmelerinin yanında modal katılım faktörü ile modal efektif kütle değerleri elde edilir. Modal katılım faktörü bir yapının modal gösterimi ile çalışılırken önemli bir araçtır. Belirli bir mod için titreşiminin ana yönü katılım faktörleri arasındaki ilişkiden gözlemlenebilir. Çok sayıda moda sahip olduğunda baskın modlar hakkında bilgi edilebilir [24].

Modal efektif kütle, bir titreşim analizinin doğruluğunu değerlendirmek için bir yöntem sağlar. Yüksek modal efektif kütlelere sahip modlar, uygulanan temel yüklemeye

ile kolayca uyarılabilir. Düşük modal efektif kütlelere sahip modlar ise bu şekilde kolayca uyarılamaz. Bu nedenle, sonlu elemanlar analizinde doğru bir sonuç için Modal efektif kütle değerinin yüzde 80 ile 90 arasında olması beklenmektedir [25].

2.3.2. Frekans cevap analizi

Frekans cevap analizi, sürekli bir dizi harmonik uyarıya maruz kalan bir sistemin doğrusal tepkisini tahmin eder. Yükleme, deterministik bir frekans içeriği olduğunda kararlı hal durumu için doğrusal dinamik analiz gerçekleştirilebilir. Bu durumun cevabı, belirli frekans aralığı boyunca frekansların taranmasıyla elde edilir. Sonuç olarak cevabın titreşim genliği ile faz açısı elde edilir [26].

2.3.2.1. Faz kayması ve sönüm kavramı

Sönüm değerinin elde edilen cevaba etkisi oldukça fazladır. Sönüm değeri titreşim hareket denklemlerinden elde edilebilir. Serbest titreşim hareketinin formu Denklem 2.7 'deki gibi ifade edilir [23].

$$m \cdot \ddot{u}(t) + b \cdot \dot{u}(t) + k \cdot u(t) = 0 \quad (2.7)$$

Sönüm üç farklı şekilde meydana gelebilir. Bunlar;

- Kritik sönümlü
- Aşırı sönümlü
- Eksik sönümlü

Kritik sönümleme, sönüm değerinin kritik sönümleme (b_{kr}) değerine eşit olduğu durumda meydana gelir. Kritik sönüm Denklem 2.8 kullanılarak elde edilir.

$$b_{kr} = 2\sqrt{km} = 2 m w_n \quad (2.8)$$

Bu koşul altında sistem, salınım olmaksızın üstel bir azalma eğrisini izleyerek durağan hale döner.

Aşırı sönümlenme durumunda ise sönüm değerinin, kritik sönüm değerinden büyük olur. Bu durumda sistem, ilk hareketine salınım hareketi yapmadan geri döner.

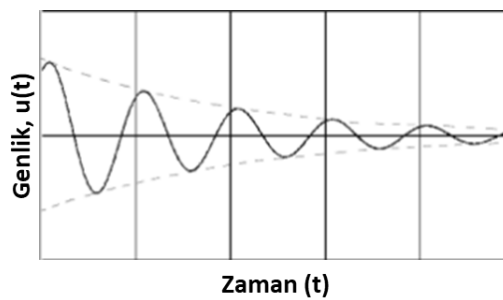
En çok karşılaşılan durum ise, sönüm değerinin, kritik sönüm değerinden küçük olduğu eksik sönümlü durumdur. Bu durumda sönümlü dairesel doğal frekans (w_d) değeri elde edilir. Sönümlü dairesel doğal frekans ile sönümsüz dairesel doğal frekansın birbiri ile ilişkisi Denklem 2.9 ile ifade edilmiştir [23].

$$w_d = w_n \sqrt{1 - \delta^2} \quad (2.9)$$

Burada δ sönüm oranını ifade etmektedir. Sönüm oranı, kritik sönümün yüzdesi olarak sönüm miktarını belirtmek için yaygın olarak kullanılır ve şu şekilde ifade edilir.

$$\delta = \frac{b}{b_{kr}} \quad (2.10)$$

Eksik sönümlü durumda titreşim cevabındaki genlik azalarak devam eder. Bu genlik değişimi sönümlemenin doğrudan bir fonksiyonudur. Daha fazla sönümlemeli sistemlerde titreşim daha hızlı yok olur [23].

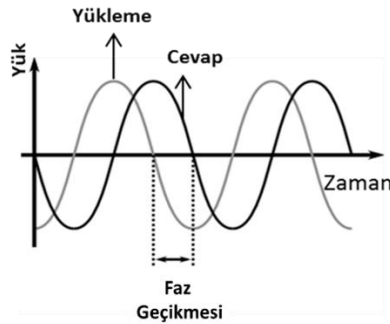


Şekil 2.10 Eksik sönümlü sistemin grafiği [23]

Frekans cevap analizi; uygulanan salınımlı tahrik sonucunda, bu tahriğin yapıda meydana getireceği deformasyonu hesaplamak için kullanılır. Salınımlı yüklemeler

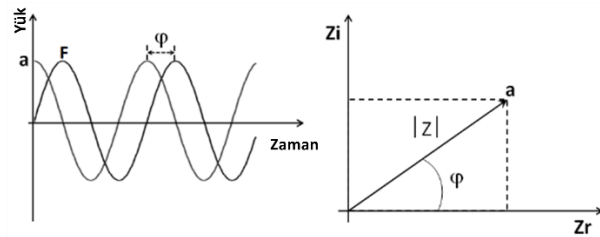
sinüzoidal yüklemeler cinsinden ifade edilebilir. Uygulanan tahrik ile oluşan cevap arasında meydana gelen zaman gecikmesine faz kayması adı verilir.

Yapılardaki sönümden dolayı uygulanan maksimum yükleme ile bu yüklemeye karşılık gelen maksimum deplasman aynı anda oluşmaz. Başka bir ifade ile sönüm, yapının frekans cevabında faz kaymasına sebep olur [23].



Şekil 2.11. Yükleme ile cevap arasındaki faz gecikmesi [23]

Bu faz kayması açı olarak ifade edilir ve karmaşık sayılar ile Şekil 2.12.'de gösterildiği gibi ifade edilebilmektedir. Bu yüzden sönüm ifadesi karmaşık sayılardan oluşmaktadır.



Şekil 2.72. Faz kaymasının karmaşık sayılar ile gösterimi [23]

Lineer elastik malzemeler için 2 farklı sönüm tipi vardır. Bunlar viskoz sönüm ve yapısal sönümdür. Viskoz sönüm, hız ile orantılı iken yapısal sönüm, deplasman ile orantılıdır. Viskoz sönüm kuvveti Denklem 2.11 ile elde edilir.

$$f_{viskoz} = b \cdot \dot{u} \quad (2.11)$$

b: viskoz sönüm katsayısı

\dot{u} : hız

Yapısal sönüm kuvveti ise Denklem 2.12 ile elde edilir.

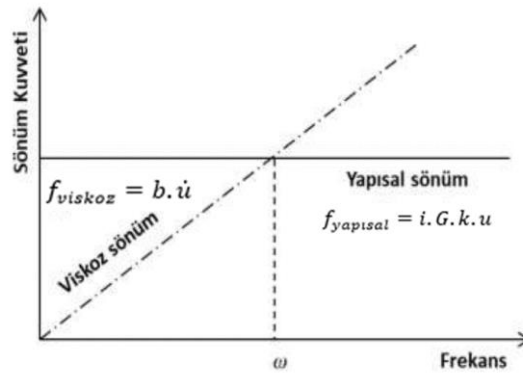
$$f_{yapısal} = i \cdot G \cdot k \cdot u, \quad (i = \sqrt{-1}) \quad (2.12)$$

G: yapısal sönüm katsayısı

k: sertlik

u: deplasman

Sabit genlikli sinüzoidal yer değiştirme cevabı için, yapısal sönümlenme kuvveti sabittir ve viskoz sönümlenme kuvveti yükleme frekansı ile orantılıdır. Şekil 2.13. yapısal sönüm ile viskoz sönümün frekansa bağlı davranışını ve sabit genlikli sinüzoidal hareket için iki sönümlenme kuvvetinin tek bir frekansta eşit olduğu durumu göstermektedir [23].



Şekil 2.83. Yapısal sönüm ile viskoz sönüm grafiği [23]

Yapısal sönüm kuvveti ile viskoz sönüm kuvveti yapının doğal frekansında birbirine eşitlenirse,

$$b = \frac{G k}{\omega_n} = G \omega_n m \quad (2.13)$$

$$b_{kr} = 2\sqrt{km} = 2 m \omega_n \quad (2.14)$$

Bu durumda viskoz sönüm oranı;

$$\delta = \frac{b}{b_{kr}} = \frac{G}{2} \quad (2.15)$$

2.3.2.2. Direkt tabanlı analizler

Sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen titreşim analizleri için kullanılan metotlardan biri direkt tabanlı yöntemdir. Direkt tabanlı yöntem ile gerçekleştirilecek titreşim analizi için harmonik hareket denklemi kullanılmaktadır. Harmonik hareket denklemi Denklem 2.16 'de gösterilmektedir.

$$([K] - \omega^2[M] + i\omega[C])\{\theta\} = F(\omega) \quad (2.16)$$

Bu harmonik hareket denkleminin çözümünde direkt tabanlı metot karmaşık sayıların kullanımına izin verdiği için viskoz sönüm kullanılabilir. Ayrıca yapının tamamı için yapısal sönüm tanımlanabilir [27].

$$([K] - \omega^2[M] + [GK + K_E - \omega C_1]i)\{x(\omega)\} = F(\omega) \quad (2.17)$$

C_1 : Viskoz Sönüm

G: Global Yapısal Sönüm

K_E : Elemental Sönüm Katsayısı

2.3.2.3. Modal tabanlı analizler

Sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen titreşim analizlerindeki bir diğer yöntem modal tabanlı analize dayalı yöntemdir. Bu yöntemde, yapının mod şekillerine göre ayrıştırılmış hareket denklemlerinin (modal sönümlü ya da sönümsüz) çözümü ile dinamik cevabı elde edilir. Mod şekilleri, yapının davranışını oluşturan parçalar şeklinde düşünülebilir. İlk adımda hareket denklemi genel koordinatlardan modal koordinat sistemine dönüştürülür [23].

$$\{x(t)\} = [\Phi](\delta(\omega))e^{i\omega t} \quad (2.18)$$

$x(t)$: Genel Koordinatlar

$\delta(\omega)$: Modal Koordinatlar

Mod şekli $[\Phi]$, problemi modal davranışlarına dönüştürmek için kullanılır. Sönümsüz hareket denklemi;

$$[M]\ddot{x} + [K]x = F(t) \quad (2.19)$$

Denklem 2.19 'in modal koordinatlara dönüşümü şu şekildedir.

$$-\omega^2[M][\Phi]\{\delta(\omega)\} + [K][\Phi]\{\delta(\omega)\} = F(\omega) \quad (2.20)$$

Modal koordinatlardaki hareket denkleminin iki tarafı da mod şeklinin tranpozu, $[\Phi]^T$ ile çarpılarak Denklem 2.21 elde edilir.

$$-\omega^2 m_i \delta_i(\omega) + k_i \delta_i(\omega) = f_i(\omega) \quad (2.21)$$

m : modal kütle matrisi

k : modal rijitlik matrisi

f : modal kuvvet vektörü

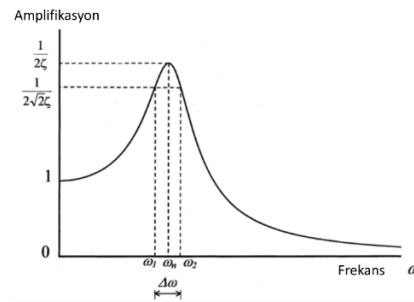
Sönüm değerleri sonradan tanımlanarak modal koordinatlardaki hareket denklemi Denklem 2.22 'deki gibi elde edilir ve direkt tabanlı yöntem gibi çözüm gerçekleştirilir.

$$-\omega^2[\Phi]^T[M][\Phi]\{\delta(\omega)\} + i\omega[\Phi]^T[C][\Phi] + [\Phi]^T[K][\Phi]\{\delta(\omega)\} = [\Phi]^T F(\omega) \quad (2.22)$$

Modal tabanlı frekans cevap analizine sönüm eklemenin diğer bir yolu, modal sönüm kullanmaktır. Modal sönüm, her bir moda ayrı ayrı uygulanan viskoz veya yapısal sönümlemedir. Böylece diğer sönümleme kaynaklarının yokluğunda hareket

denklemleri birbirlerinden ayrı olarak ele alınır. Diğer sönümleme kaynakları mevcut ise modal sönüm diğer sönümlerle birlikte hareket denklemlerine eklenir.

Yapının sönüm değerleri ise deneysel çalışmalar ile elde edilebilir. Yapının doğal frekanslarını, sönümünü ve mod şekillerini elde etmek için gerçekleştirilen modal test çalışması bu yöntemlerden biridir. Modal test genellikle çekiç kullanılarak darbe testi yöntemiyle ya da modal sarsıcı kullanılarak sarsıcı test yöntemiyle gerçekleştirilir. Yapının belirli noktalarına ivmeölçerler yerleştirilir ve yapıya çekiç ya da sarsıcı tabla ile frekans alanında birim yüklemeler uygulanır. Elde edilen ivme cevapları ile yapının transfer fonksiyonu yani frekans cevap fonksiyonu elde edilir. Veri işleme cihazları yardımıyla yapının mod şekilleri gözlemlenir. Yapının transfer fonksiyondaki cevabın genlikleri ile kalite faktörü diğer bir adıyla sönüm faktörü elde edilerek sönümler hesaplanır [28].



Şekil 2.94. Cevabın genliği ile sönümün elde edilmesi [28]

Kalite faktörü/sönüm faktörü Deklem 2.19 kullanılarak hesaplanır.

$$Q = \frac{\omega_n}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{1}{2\delta} \quad (2.23)$$

δ : Sönüm oranı

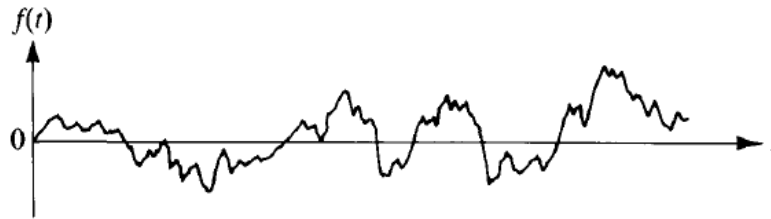
2.3.3. Rastgele titreşim analizi

Rastgele titreşimler, yalnızca istatistiksel anlamda tanımlanabilen titreşimlerdir. Anlık büyüklüğün ne zaman gerçekleştiği bilinmemektedir. Büyüklükler standar sapma, ortalama değer gibi istatistiksel olarak ifade edilir [29].

Rasgele titreşimlere bazılarının örnekleri aşağıda sıralanmıştır,

- Engebeli bir yolda ilerleyen bir aracın tekeri üzerinde oluşan yükler
- Deprem yer hareketi,
- Okyanus dalgası yükseklikleri ve frekansları,
- Uçaklarda ve yüksek binalarda rüzgâr basıncı dalgalanmaları ve
- Roket ve jet motoru gürültüsü nedeniyle akustik uyarma sayılabilir.

Rastgele değişen bir kuvvetin, $f(t)$, t 'ye (zamana) bağlı örnek bir grafiği Şekil 2.15.'de gösterilmektedir. Belirli bir zaman aralığı için $f(t)$ grafiğini çizmek mümkün olsa da, aralığın dışındaki herhangi bir değerde $f(t)$ 'nin kesin değerini tahmin etmek mümkün değildir. Bu nedenle $f(t)$ fonksiyonun zamana bağlı grafiğinin temel özellikleri istatistiksel kavramlar aracılığıyla açıklanabilir. Bu süreçleri tanımlamak için rastgele süreç teorisi kullanılmaktadır [27].



Şekil 2.15. Rastgele titreşim grafiği [27]

Rastgele yüklemeye ilgili problemler zamana bağlı yaklaşım veya güç spektral yoğunluğu (PSD) yaklaşımı kullanılarak çözülebilir. Zamana bağlı yaklaşım, rastgele girdiyi zaman verisi olarak alır ve uyarma süresi boyunca adım adım integrasyonlar gerçekleştirir. Bunun çözümü oldukça uzun ve hesaplama kaynaklarının yoğun kullanımını gerektirir.

2.3.3.1. Güç spektral yoğunluğu (PSD)

Rastgele sinyal, titreşimin şiddeti hakkında genel bir fikir verir. Ancak titreşimin yapı üzerindeki etkilerini anlamak için titreşimin frekans spektrumlarının belirlenmesi gerekir. Bu spektrumlar, rastgele titreşimleri tanımlamak için ideal bir araç olan güç spektral yoğunluğu (PSD) kullanılarak elde edilir [30]. PSD ile rastgele titreşimin tüm frekans aralığındaki gücü ifade edilir.

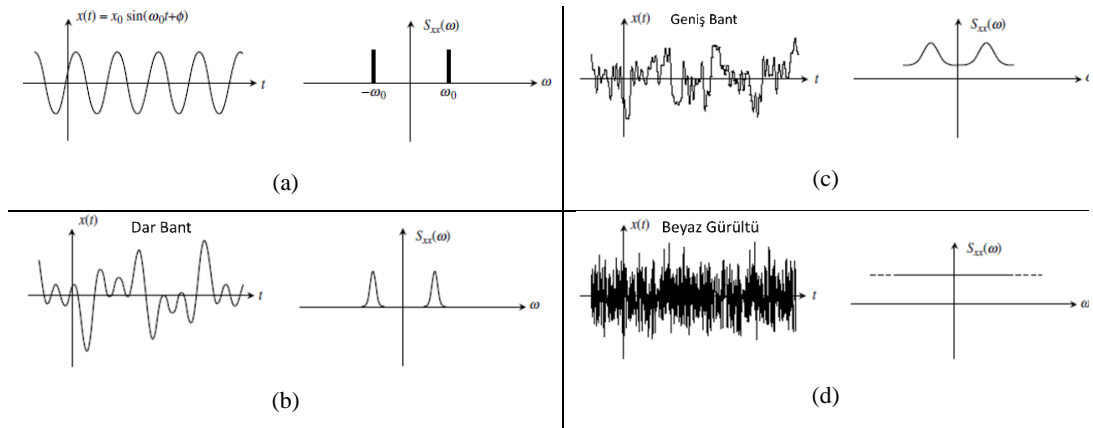
PSD'ler zamana bağlı sinyalin HFD metodu ile frekans alanına dönüştürülüp, karesi alınarak elde edilir. PSD genellikle güç olarak ifade edilir. Birimi ise ölçülen verinin frekansa bağlı karesi olarak kabul edilir (Birim^2/Hz) [31]. Örneğin ivme verisi için PSD ivme birimi " G^2/Hz " tir.

$$PSD_{genlik} = (FFT_{genlik})^2 \frac{1}{df}, df = \frac{S}{N} \quad (2.24)$$

N: Örnekleme sayısı

S: Örnekleme oranı

Şekil 2.16.'da frekansa bağlı enerji dağılımını gösteren dört tipik rasgele sürecin PSD eğrileri gösterilmektedir. Dar bantlı rastgele sürecin enerjisi, dar bir frekans bandında yoğunlaşırken (Şekil 2.16.b.), geniş bantlı rastgele sürecin enerjisi, Şekil 2.16.c.'de gösterildiği gibi oldukça geniş bir frekans aralığında dağıtılır. Beyaz gürültü sürecinin enerjisi sonsuz bir bölgeye eşit olarak dağıtılır. Bu tarz rastgele süreç modelinin kullanılması matematiksel kolaylıklar sağlar. Bununla birlikte, beyaz gürültü süreci fiziksel olarak mevcut değildir [28].



Şekil 2.16. Rastgele sinyal türleri [28]

2.3.4. Zorlanmış hareket

Zorlanmış hareket, frekansa bağlı ya da zamana bağlı analiz cevabı için yanıtın herhangi bir noktasına uygulanan yer değiştirme, hız ve / veya ivmeyi belirtir. Yaygın bir uygulaması, bir binaya uygulanan deprem uyarımıdır. Bu deprem örneğinde uygulanan yük yoktur. Bunun yerine, binanın tabanı zorlanmış bir yer değiştirme veya ivmelenmeye tabi tutulur. Bunu sonlu elemanlar yazılımında gerçekleştirmek için iki farklı yöntem vardır. Bu yöntemler SPCD Metodu ile büyük kütle metodudur [23].

2.3.4.1. SPCD metodu

SPCD metodu kullanılarak zorlanmış hareket uygulanmak istenildiğinde, zorlanmış hareketin uygulanması istenilen yere tekil noktadan kısıtlama (SPC) tanımlanır ardından deplasman, hız yada ivme gibi zorlanmış hareket verileri uygulanır. Kısıtlı olarak gerçekleştirilen modal analiz gibi titreşim analizlerinde yapının hem kısıtlı modları hem de normal modları hesaplanır [23].

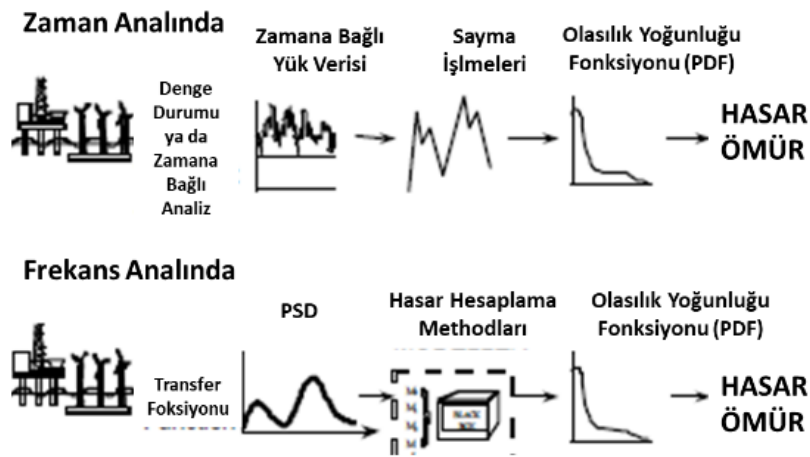
2.3.4.2. Büyük kütle (large mass) metodu

Bir yapıya zorlanmış hareket uygulanmak istenildiğinde bir önceki bölümde de incelediğimiz gibi hareketin uygulanacak noktası kısıtlanmalıdır. Ancak, yapıyı herhangi bir şekilde kısıtlamadan aynı zorlanmış hareketi gerçekleştirmek istediğimizde büyük kütle yöntemi kullanılabilir. Bu yöntem için yapının zorlanmış

hareket uygulanacağı noktaya yapıdan kat kat yüksek ağırlıkta, yaklaşık 1000 tonluk, kütle tanımlayarak, kütle tanımlanan yere uygulanmak istenilen yer değiştirme, hız ya da ivmeye eşdeğer kuvvet uygulanabilir. Böylelikle yapının hem kısıtlı modları, hem normal modları hem de statik telafi modları dikkate alınarak analizler gerçekleştirilir. Böylelikle analiz gerçekleştirilirken düşük frekanslarda gerçekleştirilecek numerik hesaplama hatalarından kaçınılabılır [23,32].

2.4. Rastgele Titreşim Yüklerinden Yorulma Hasarının Hesaplanması

Zamana bağlı rastgele titreşim yükleri ile yorulma analizleri gerçekleştirilmek istenildiğinde yükleme verisi ile sayma işlemleri gerçekleştirilerek ve olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF) elde edilerek yorulma hasarı ile ömrü elde edilebilir. Ancak rastgele titreşim yükleri frekansa bağlı olduğu durumda ise yorulma analizinin süreci farklılaşmaktadır. Bu durumda, rastgele titreşim analizi sonucu PSD eğrisi elde edildikten sonra, hasar hesaplama metodlarından uygun olanı seçilip olasılık yoğunluk fonksiyonu ile hasar ve ömür değerleri hesaplanır [7].



Şekil 2.107. Frekans ve zaman alanında hasar hesaplama süreci [7]

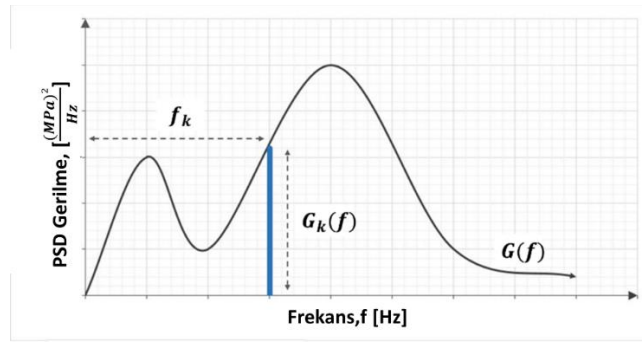
Yorulma ömrü hesabı için sinyalin iki parametresi çok önemlidir. Bunlar sinyalin çevrim aralığı ve kaç adet çevrimden oluştuğudur. Bu iki parametreden biri biliniyorsa yorulma hasarı ve ömrü hesaplanabilir [33].

2.4.1. Güç spektral yoğunluğu (PSD) momentinin hesaplanması

PSD'nin karakteristik özelliği PSD fonksiyonun belirli sayısındaki moment bilgisi ile elde edilir. Bu momentler yorulma hasarının hesaplanması için gerekli tüm bilgileri sağlar [7]. Spektral momentler Denklem 2.25 ile kolayca hesaplanır.

$$m_n = \int_0^{\infty} f^n S(f) df = \sum f_k \cdot S_k(f) df \quad (2.25)$$

Teoride PSD karakterisliğinin tamamı için hesaplanabilen tüm momentler gereklidir. Ancak, pratik uygulamalarda dört momentin (m_0, m_1, m_2, m_4) hesaplanması yorulma hasarı için yeterlidir.



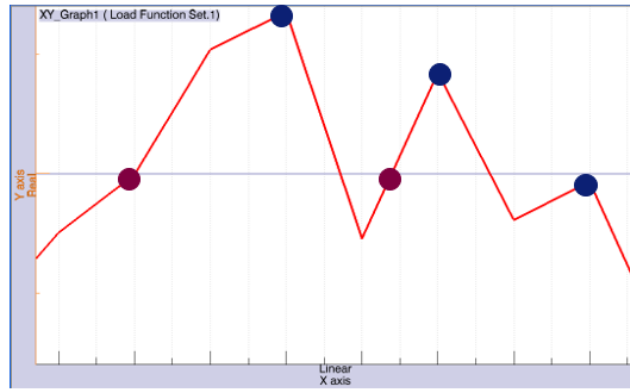
Şekil 2.118. PSD eğrisi moment hesabı [33]

PSD eğrisinin ortalama karekökü ise m_0 spektral momenti ile elde edilir.

$$rms = \sqrt{m_0} \quad (2.26)$$

2.4.2. PSD eğrisinin temel istatistiksel parametreleri

Rastgele titreşimler yalnızca istatistiksel parametreler ile tanımlanabilirler. Elde edilen PSD eğrisi için sıfır noktasından geçiş, tepe noktasından geçiş ve düzensizlik faktörü bu istatistiksel parametrelerdendir. Sıfır noktasından geçiş ile tepe noktasından geçiş parametreleri en önemli istatistiksel parametrelerdir. [9].



Şekil 2.129. İstatistiksel parametre hesaplama süreci [9]

Kırmızı noktalar yukarı doğru sıfır geçişleri, mavi noktalar ise üst dönüş noktalarını gösterir. Sıfır geçişi olmayan daha fazla dönme noktası olduğunda, sinyal daha düzensizdir. Temel istatistiksel analizler, PSD'den sıfır geçiş sayısı ($E(Z)$) ile üst dönüş noktalarının ($E(P)$) sayılarının tahmin edebileceğini gösterir.

$E(Z)$, yukarı doğru sıfır geçiş sayısını veya ortalaması sıfır olmayan bir sinyalin ortalama seviye geçiş sayısını temsil eder. $E(P)$, aynı örnekteki tepe sayısını temsil eder. Bunların her ikisi de tipik bir birim aralığı (1s) örneği için belirtilmiştir. Düzensizlik faktörü (γ) yukarı sıfır geçiş sayısının tepe sayısına bölünmesiyle elde edilir [9].

$$E(Z) = \sqrt{\frac{m_2}{m_0}}, \quad E(P) = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}}, \quad \gamma = \frac{E(Z)}{E(P)} = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 m_4}} \quad (2.27)$$

Momentler ve istatistiksel parametreler süreç hakkında genel bilgi verir; ancak, yorulma analizi için döngü dağılımına da ihtiyaç vardır.

$$\text{Olasılık}(\sigma_{g,min} < \sigma_g < \sigma_{g,maks} = \int_{\sigma_{g,min}}^{\sigma_{g,maks}} P(\sigma_g) d\sigma_g \quad (2.28)$$

T kadar test süresi boyunca yağmur akışı sayma metodu ile beklenen döngü sayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

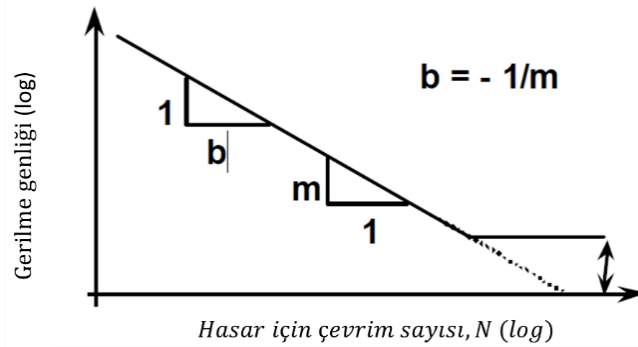
$$E(RFM(\sigma_{g,min,g,max}), T) = T \cdot E(P) \int_{\sigma_{g,min}}^{\sigma_{g,max}} P(\sigma_g) d\sigma_g \quad (2.29)$$

Bir sonraki adım ise $P(\sigma_g)$ 'yı bulmaktır [9].

2.4.3. Hasar hesaplama metotları

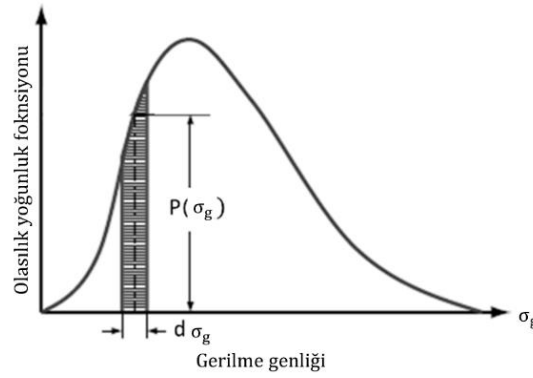
Rastgele yüklemelerden kaynaklı yorulma hasarını hesaplamak için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan en popüler olanları ve hesaplanması basit yöntemlerin birçoğu ilerideki bölümlerde incelenmiştir.

Şekil 2.20.'de gösterilen S-N eğrisi, analiz edilen komponentin malzeme özelliklerini modellemek için kullanılır. Sabit genlikli ve tekrarlı yükleme sonucu elde edilen bu grafik, logaritmik olarak çizildiğinde ömür ile gerilme aralığı arasında doğrusal bir ilişki gözlemlenir [7].



Şekil 2.20. SN Eğrisi [7]

Olasılık yoğunluk fonksiyonları (PDF'ler), sürekli bir eğrideki her bir bölmenin yüksekliğini temsil ederek, altında kalan alan 1'e eşit olacak şekilde histogramın normalleştirilmesiyle elde edilir.



Şekil 2.21. Olasılık yoğunluk fonksiyonu [3]

Bu durumda, $N(S)$ yani gerilme çevrimi için histogram, Denklem 2.30 'da ifade edilmiştir.

$$N(S) = E(P).T.P(\sigma_g) \quad (2.30)$$

2.4.3.1. Dar bant (Narrow-Band) metodu

Bendat 1964 yılında, yükleme sonucu elde edilen cevabın genliklerini tahmin etmek için dar bant çözümünü teorik olarak ele almıştır.

$$P_{NB}(\sigma_g) = \frac{2\sigma_a}{m_0} e^{-\frac{2\sigma_a^2}{m_0}} \quad (2.31)$$

Bu çözüm yalnızca belirli bir zaman aralığında başka bir ifade ile dar bantlı cevabın elde edildiği koşullar için uygundur. Öte yandan, araştırmalar dar bant çözümünün genellikle daha geniş bant koşullarının varsayımlarından daha emniyetli olduğunu göstermektedir [9].

2.4.3.2. Dirlik metodu

Dayanıklılık problemleri için, gündelik yaşantıda yükleme spektrumları genellikle dar banttan uzak olduğundan, çeşitli düzeltme yöntemleri geliştirilmiştir.

Dirlik methodu, yağmur akış aralıklarının olasılık dağılımı için ampirik bir kapalı form ifadesi olarak üretilmiştir. Yağmur akış aralıkları, Monte Carlo tekniği ile sinyallerin modellenmesi için kapsamlı bilgisayar simülasyonları kullanılarak elde edilir [34]. Formülün tamamı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$P_D(\sigma_g) = \frac{\frac{D_1}{Q}e^{-\frac{\delta}{Q}} + \frac{D_2\delta}{R^2}e^{-\frac{\delta^2}{2R^2}} + D_3\delta e^{-\frac{\delta^2}{2}}}{2\sqrt{m_0}} \quad (2.32)$$

Burada;

$$\delta = \frac{\sigma_a}{\sqrt{m_0}}, \quad D_1 = \frac{2(\delta_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2}, \quad D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 + R}, \quad D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad (2.33)$$

$$Q = \frac{5/4(\gamma - D_3 - D_2 R)}{D_1}, \quad R = \frac{\gamma - \delta_m - D_1^2}{1 - \gamma_m - D_1 + D_1^2}, \quad \delta_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \quad (2.34)$$

Dirlik yorulma hasarı şu şekilde hesaplanabilir.

$$D_{f1} = \left(\frac{1}{2^{m_A}}\right) \int_0^\infty S^m N(s) dS \quad (2.35)$$

Dirlik yorulma hasarının gamma fonksiyonu ile formülasyonu [35] ise Denklem 2.36'daki gibidir.

$$D_{f2} = A^{-1} E(P) m_0^{\frac{m}{2}} \left[D_1 Q^m \Gamma(1 + m) + \sqrt{2}^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{2}\right) (D_2 |R|^m + D_3) \right] \quad (2.36)$$

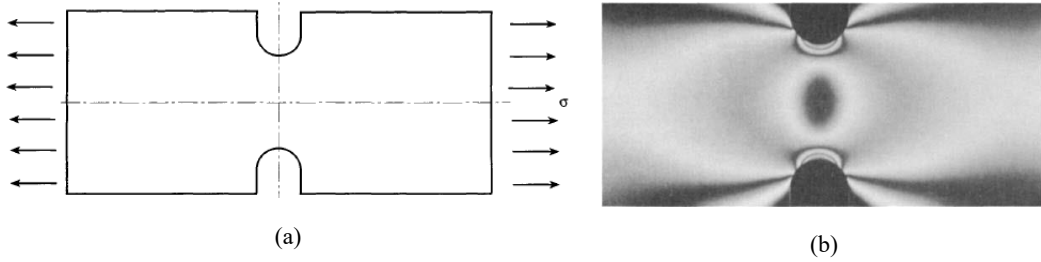
2.4.3.3. Eşdeğer sinus dalgası

Eşdeğer sinüs dalgası yöntemi hızlı bir genel bakış için kullanılabilir. Sadece aynı m_0 ve m_2 yi gösteren bir sinüs dalgasını tahmin eder [9].

BÖLÜM 3. ÇENTİKLİ METALİK YAPILARIN TİTREŞİM YORULMASI

Yapılarda, çeşitli gereksinimlerden dolayı bulunan ani kesit değişimi, delik ve çentik gibi geometrik değişimler yer alabilir. Bu geometrik değişikliklerin olduğu bölgelerde, yapının çalışma koşullarında etkiyen kuvvetin etkisi ile gerilme yığılmalarına meydana gelir. Genellikle mekanik yapılarda yorulma hasarı bu bölgelerde gerçekleşmektedir. Bu nedenle malzemenin dayanım ve yorulma hesaplamaları gerçekleştirilirken bu bölgelerin dikkate alınması gerekmektedir. Yapıda bulunan çentik bölgelerinde meydana gelen gerilmeler, deneysel ve ampirik hesaplamalarla elde edilen gerilme konsantrasyon faktörü ile dikkate alınır. Gerilme konsantrasyon faktörü, çentik bölgesinde meydana gelen maksimum gerilmenin, nominal gerilmeye oranıdır [36].

$$\text{Gerilme Konsantrasyon Faktörü} = K_t = \frac{\sigma_{maksimum}}{\sigma_{nominal}} \quad (3.1)$$



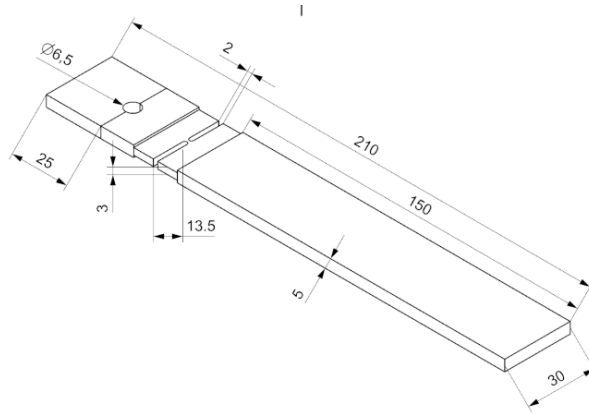
Şekil 3.1. Çekmeye zorlanan çentikli bir numune örneği (a) Meydana gelen gerilme (b) Fotoelastik Fotoğraf (Doz. Dr.-Ing. habil. K. Fethke, Universitat Rostock) [36]

3.1. Numunenin Özellikleri ve Sonlu Elemanlar Modeli

Bu çalışmada titreşim yorulma hasarının dirlik metodu kullanılarak teorik hesabı, sonlu elemanlar yazılımları ile numerik hesapları gerçekleştirilmiştir. Fiziksel test sonuçları literatürden referans alınmıştır [37]. Ardından elde edilen numerik ve analitik sonuçlar fiziksel test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Referans alınan makalede

çentikli numuneler için modal test ile sarsıcı table testleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen modal testler ile numunenin doğal frekanslarını ve modal sönüm oranları, sarsıcı testleri ile de numunenin titreşim yorulması hasarını elde edilmiştir.

Literatürden alınan çentikli numunenin geometrik boyutları Şekil 3.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Çentikli numunenin geometrik detayları (mm) [37]

Titreşim yorulma hasarının analitik ve numerik analizlerinde kullanılan alüminyum ile çelik malzemelerin mekanik özellikleri Tablo 3.1.'de gösterilmiştir.

Tablo 3.1. Alüminyum ve çelik malzemenin mekanik özellikleri [37]

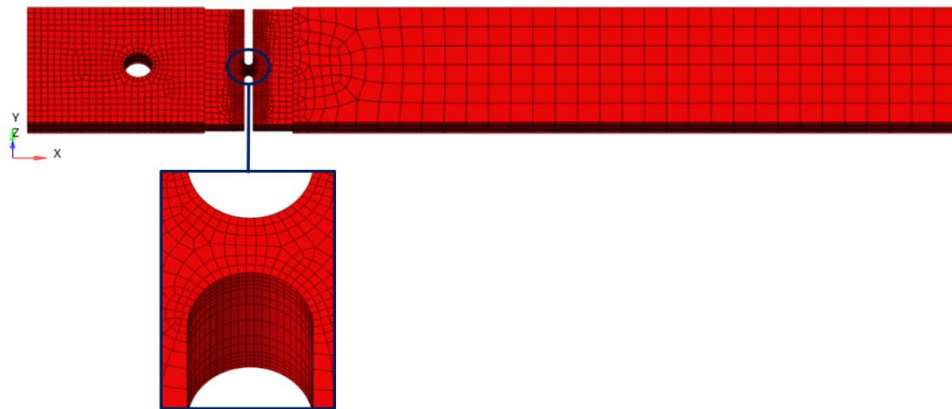
Malzeme Özellikleri	Alüminyum	Çelik
Elastisite modülü	68.300 MPa	200000 MPa
Poisson Oranı	0.33	0.27
Yoğunluk	$2.71 \times 10^{-9} \text{ t/mm}^3$	$8 \times 10^{-9} \text{ t/mm}^3$
Maksimum Çekme Gerilmesi	320.3 MPa	653.7 MPa

Numunenin sonlu elemanlar modelini oluşturmak için Altair HyperMesh yazılımı kullanılmıştır. Yüksek doğrulukta bir sonlu elemanlar analizi için analizi gerçekleştirilecek yapının geometrisinin simülasyon ortamında doğru bir şekilde temsil edilmesi gerekmektedir. Bunun yanı sıra kullanılan eleman tipleri analiz sonuçlarına doğrudan etkilediği bilinmektedir.

Yapının karmaşıklığı, modelin büyüklüğü ve gerçekleştirilecek analizin türü eleman tipinin belirlenmesinde belirleyici faktörlerdir. Dayanım analizlerinde genellikle hexa elemanların kullanılması tercih edilmektedir. Analizin doğruluğunu arttırmak için daha fazla hesaplama noktasından sonuç elde etmek adına eleman boyutu azaltılabilir veya ikinci dereceden eleman kullanılabilir. Bu durumda çözüm süresi de dikkate alınarak optimum eleman boyutu seçilmelidir. Bu çalışmada, ikinci dereceden hexahedral eleman tipi kullanılmıştır.

Numunenin çentik bölgesinde gerilme yığılması gerçekleşecektir. Bu bölgedeki sonuçları daha hassas bir şekilde elde edebilmek için numunenin diğer bölümlerine göre daha sıkı bir eleman ağı ile örülmelidir. Burada kullanılacak uygun eleman boyutu için ise farklı eleman boyutu kullanılarak yakınsama çalışması yapılmalıdır. Eleman boyutu küçüldükçe elde edilen gerilme değeri de artacaktır. Ancak belirli eleman boyutunda bu artış sabitlenecek ve yakınsama gerçekleşecektir.

Yakınsama çalışması sonrası Şekil 3.3.'te görüldüğü üzere numunenin çentik bölgesinde 0.12 mm'lik küçük eleman boyutu kullanılırken yapının diğer bölümlerinde olarak 5 mm'lik daha büyük eleman boyutu kullanılmıştır. Kalınlık boyunca ise 14 eleman kullanılarak modelleme gerçekleştirilmiştir.



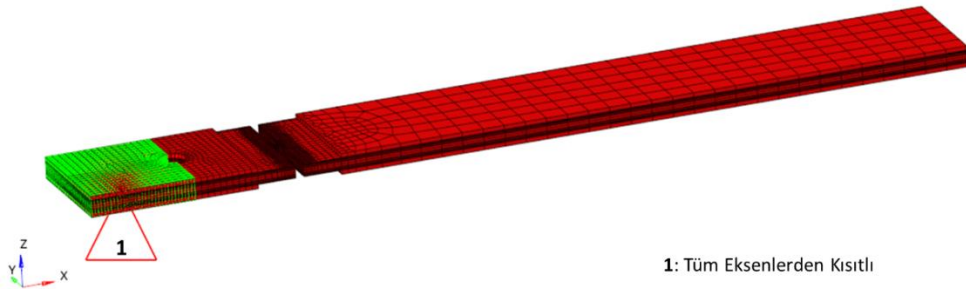
Şekil 3.3. Numunenin sonlu elemanlar modeli

3.2. Numunenin Numerik Modal Analizi

Numerik modal analiz çalışması ile yapının ilgili frekans aralığındaki modal özellikleri elde edilir. Bu modal özellikler ise; yapının doğal frekansları, mod şekilleri, modal katılım faktörleri ve modal efektif kütle değerlerinden oluşmaktadır.

Modal katılım faktörleri, yapının belirli bir moduna hangi yönde ne kadar katkı sağlandığını gösteren bir parametredir. Modal efektif kütle ise, belirli bir yönde belirli bir modda yer alan sistem kütle miktarını temsil eder. Bu değer toplam sistem kütlelerinin yüzdesi olarak verilir. Bu nedenle, yüksek efektif kütleyle sahip bir mod, o yönde sistem cevabına büyük katkı sağlayacak iken düşük efektif kütleyle sahip olan bir mod daha az katkı sağlayacaktır.

Bu çalışmada kullanılan numunenin 2000 Hz'e kadar olan modal özellikleri ile ilgilenilmektedir. Bu özelliklerin elde edilmesi için Altair'in OptiStruct çözücüsünden yararlanılmıştır. Analizdeki sınır koşulunu numunenin sarsıcı tablaya bağlanan konumları oluşturmaktadır. Modal analiz için sınır koşullarının tanımlanması Şekil 3.4.'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Modal analiz tanımlamaları

Alüminyum ve çelik numunenin modal analiz sonucu doğal frekansları, modal katılım faktörleri ve modal efektif kütle sonuçları aşağıdaki tablolarda sırasıyla gösterilmiştir.

Tablo 3.2. Alüminyum ve çelik numunenin 2000 Hz'e kadar olan doğal frekansları ve özdeğerleri

Mod	Alüminyum		Çelik	
	Frekans (Hz)	Özdeğer	Frekans (Hz)	Özdeğer
1	2.352E+01	2.185E+04	2.325443E+01	2.134868E+04
2	3.934E+01	6.110E+04	3.922526E+01	6.074232E+04
3	3.343E+02	4.414E+06	3.367035E+02	4.475637E+06
4	6.616E+02	1.728163E+07	6.591714E+02	1.715364E+07
5	1.898E+03	1.422983E+08	1.892455E+03	1.413875E+08

Tablo 3.3. Alüminyum numunenin modal katılım faktörleri

Mod	X-eks.	Y-eks.	Z-eks.	RX-eks.	RY-eks.	RZ-eks.
1	1.000E+00	1.000E+00	1.167E-08	1.664E-01	4.488E-08	1.000E+00
2	6.997E-05	1.167E-08	1.000E+00	1.000E+00	1.000E+00	1.169E-08
3	1.923E-06	1.274E-10	1.944E-05	6.791E-01	6.156E-06	2.471E-11
4	1.838E-03	2.760E-11	4.676E-01	4.676E-01	1.533E-01	3.730E-10
5	1.101E-02	1.652E-10	2.909E-01	2.909E-01	9.050E-02	2.235E-09

Tablo 3.4. Çelik numunenin modal katılım faktörleri

Mod	X-eks.	Y-eks.	Z-eks.	RX-eks.	RY-eks.	RZ-eks.
1	1.000E+00	1.000E+00	1.959E-09	1.664E-01	3.517E-08	1.000E+00
2	6.659E-05	1.958E-09	1.000E+00	1.000E+00	1.000E+00	1.970E-09
3	1.283E-06	5.691E-11	1.905E-05	6.791E-01	5.898E-06	4.642E-11
4	1.780E-03	3.523E-11	4.673E-01	4.673E-01	1.532E-01	3.684E-10
5	1.074E-02	1.773E-10	2.913E-01	2.913E-01	9.060E-02	2.186E-09

Tablo 3.5. Alüminyum numunenin modal efektif kütle (%) değerleri

Mod	X-eks.	Y-eks.	Z-eks.	RX-eks.	RY-eks.	RZ-eks.
1	2.595E-12	5.935E-01	8.115E-17	1.195E-02	1.930E-15	9.449E-01
2	1.270E-20	8.088E-17	6.696E-01	4.316E-01	9.585E-01	1.291E-16
3	9.591E-24	9.632E-21	2.251E-10	1.991E-01	3.632E-11	5.769E-22
4	8.765E-18	4.522E-22	1.302E-01	9.436E-02	2.252E-02	1.315E-19
5	3.145E-16	1.620E-20	5.039E-02	3.652E-02	7.849E-03	4.719E-18

Tablo 3.5. (Devamı)

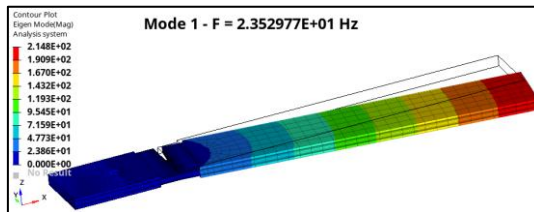
Mod	X-eks.	Y-eks.	Z-eks.	RX-eks.	RY-eks.	RZ-eks.
Toplam	2.595E-12	5.935E-01	8.562E-01	7.735E-01	9.888E-01	9.449E-01

Tablo 3.6. Çelik numunenin modal efektif kütle (%) değerleri

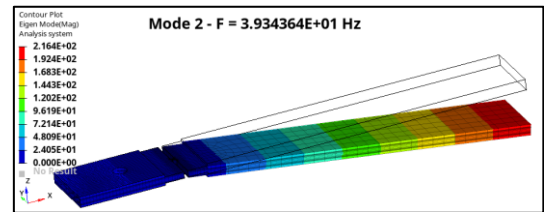
Mod	X-eks.	Y-eks.	Z-eks.	RX-eks.	RY-eks.	RZ-eks.
1	2.596E-12	5.935E-01	2.287E-18	1.195E-02	1.186E-15	9.449E-01
2	1.151E-20	2.275E-18	6.556E-01	4.317E-01	9.585E-01	3.669E-18
3	4.272E-24	1.922E-21	2.162E-10	1.991E-01	3.335E-11	2.036E-21
4	8.227E-18	7.367E-22	1.301E-01	9.427E-02	2.249E-02	1.282E-19
5	2.995E-16	1.866E-20	5.056E-02	3.664E-02	7.868E-03	4.517E-18
Toplam	2.597E-12	5.935E-01	8.663E-01	7.736E-01	9.888E-01	9.449E-01

Modal analiz sonucu elde edilen modal katılım faktörlerinin Z eksenindeki sonuçları incelediğinde, yapının Z ekseninde 2. , 4. ve 5. modlarda daha fazla katkı sağladığı gözlemlenmektedir.

Modal efektif kütle sonucundan ise Z eksenindeki toplam modal kütle oranının alüminyum için % 85.6'sının, çelik için % 86.6'sının tahrik edilebileceği gözlemlenmektedir. Başka bir deyişle 2000Hz'e kadar gerçekleştirilecek olan modal tabanlı titreşim analizinde 2000 Hz' e kadar olan modlar dahil edilebilir ve baskın mod olarak 2., 4. ve 5. modlar seçilebilir. Alüminyum ve çelik numune için gerçekleştirilen modal analiz sonucunda elde edilen mod şekilleri Şekil 3.5. ile Şekil 3.6.'da gösterilmiştir.

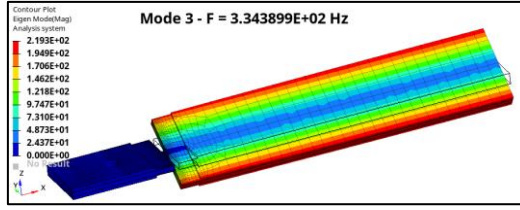


(a) 1. Mod Şekli

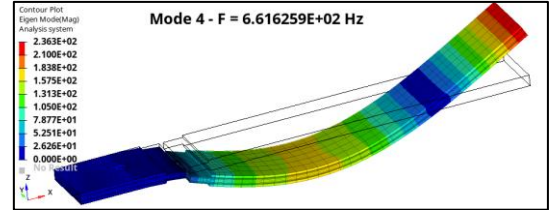


(b) 2. Mod Şekli

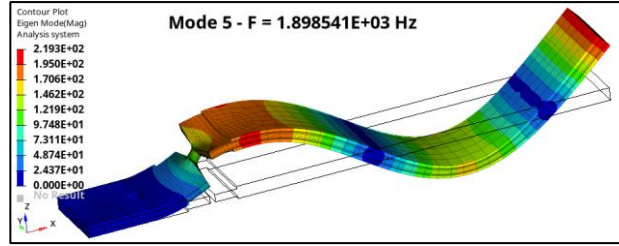
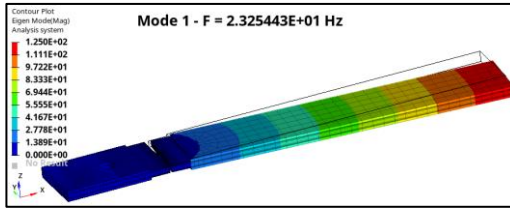
Şekil 3.5. Alüminyum numunenin modal analiz sonucu mod şekilleri



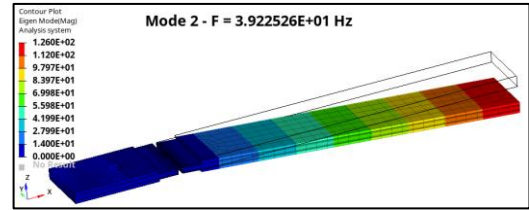
(a) 3. Mod Şekli



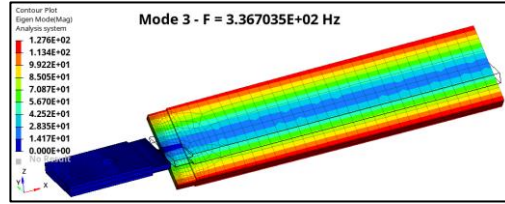
(b) 4. Mod Şekli

(c) 5. Mod Şekli
Şekil 3.5. (Devamı)

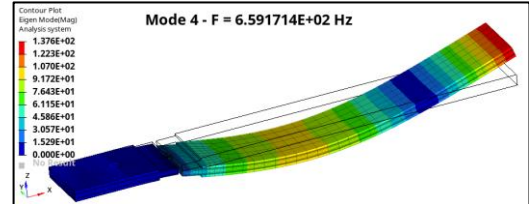
(a) 1. Mod Şekli



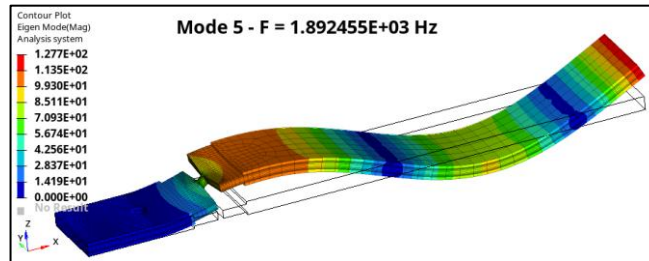
(b) 2. Mod Şekli



(c) 3. Mod Şekli



(d) 4. Mod Şekli



(e) 5. Mod Şekli

Şekil 3.6. Çelik numunenin modal analiz sonucu mod şekilleri

Ayrıca, numunenin deneysel modal testi gerçekleştirilmiş ve Z-ekseninde etkisi fazla olan modların modal sönümleri elde edilmiştir. Alüminyum ve çelik numune için elde edilen 2. , 4. ve 5. doğal frekansları ile bu doğal frekanslardaki sönüm oranları Tablo 3.7.'de gösterilmiştir.

Tablo 3.7. Modal test ile elde edilmiş modal sönüm değerleri [37]

Mod	Alüminyum		Çelik	
	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı (ζ) [%]	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı (ζ) [%]
2	38.490	1.14	39.795	2.16
4	635.053	0.48	641.045	1.80
5	1762.752	0.46	1746.366	1.12

3.3. Numunenin Rastgele Titreşim Analizi

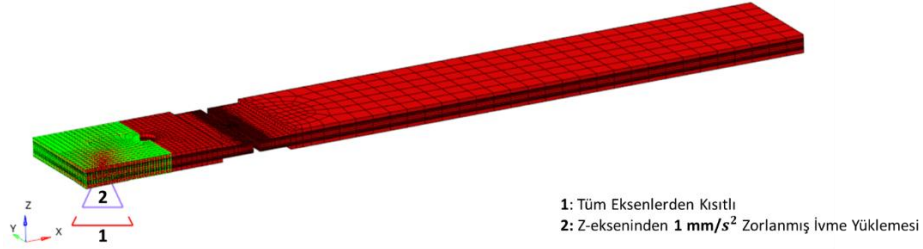
Sonlu elemanlar yazılımlarında titreşim yorulması farklı yöntemler ile hesaplanabilir. En çok tercih edilen yöntemlerden biri rastgele titreşim analizi sonucu elde edilen PSD gerilmeleri kullanılarak titreşim yorulması hasarının hesaplanmasıdır. Bu bölümde, OptiStruct çözücüsü kullanılarak modal tabanlı rastgele titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Numunenin fiziksel sarsıcı testi 4 Hz ile 2000 Hz aralığında gerçekleştirilmiştir [37]. Sarsıcı tarafından numunenin Z ekseninde uygulanan PSD ivme girdisi Tablo 3.8.'de verilmiştir.

Tablo 3.8. Sarsıcı testi için uygulanan PSD ivme girdisi [37]

Frekans [Hz]	PSD İvme $[(\text{mm}/\text{s}^2)^2/\text{Hz}]$
4	100000
2000	100000

Rastgele titreşim analizlerinde frekans cevap analiz sonuçları kullanılır. Bunun için öncelikle frekans cevap analizi gerçekleştirilir. Ardından PSD ivme girdisi ile bu analiz sonuçları birlikte kullanılarak rastgele titreşim analizi gerçekleştirilir.

Tablo 3.7.'deki deneysel modal analizden elde sönüm değerleri, ilgili frekanslardaki modlara yazılım içerisinde viskoz sönüm olarak tanımlanmıştır. SPCD Metodu ile gerçekleştirilmiş olan frekans cevap analizi tanımlamaları Şekil 3.7.'de gösterilmiştir.



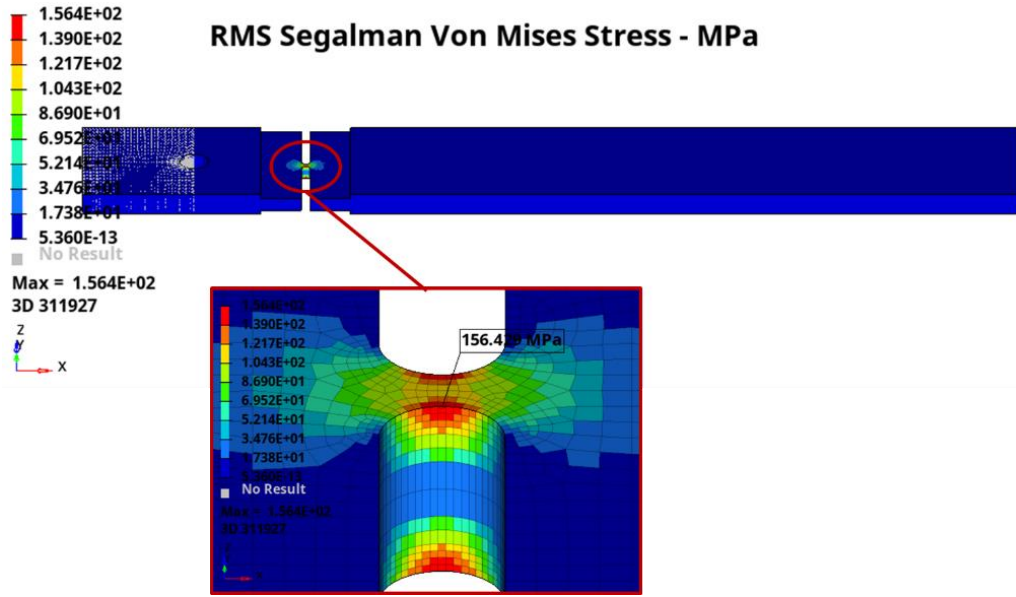
Şekil 3.7. Frekans cevap analizi tanımlamaları

Frekans cevap analizi tanımı ile PSD ivme girdisi kullanılarak rastgele titreşim analizi başlangıç şartı oluşturulmuştur. Rastgele titreşim analizinin HyperMesh yazılımında tanımlanması Şekil 3.8.'de gösterilmiştir.

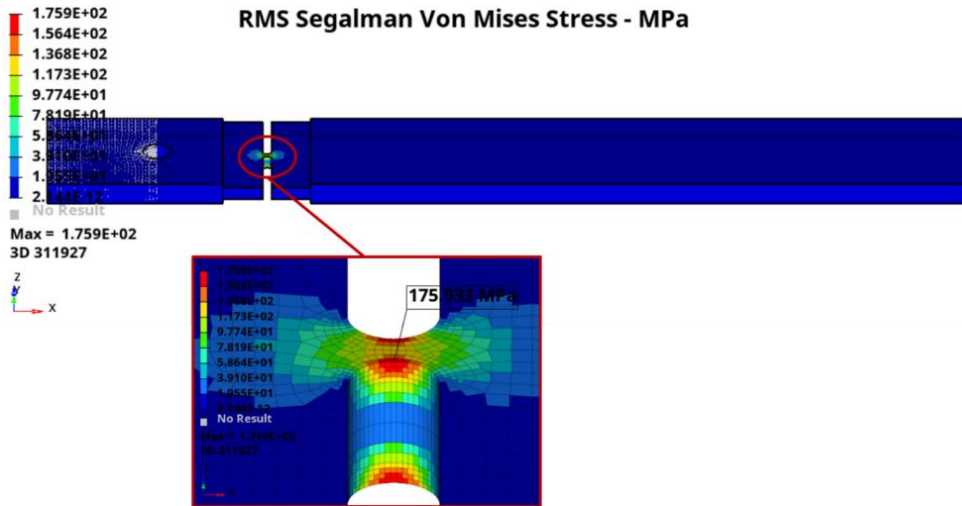
Name	RANDPS
ID	8
Color	■
Include	[Master Model]
Card Image	RANDPS
User Comments	Do Not Export
NUMBER_OF_RAN...	1
SID	8
⊕ J	(1) Frekans Cevap Analizi
⊕ K	(1) Frekans Cevap Analizi
X	1.0
Y	0.0
⊕ TID	(9) PSD İvme Girdisi
RANDT1	<input type="checkbox"/>

Şekil 3.8. Rastgele titreşim analizi tanımlamaları

4 Hz ile 2000 Hz frekans aralığında alüminyum ve çelik malzeme için gerçekleştirilen rastgele titreşim analizi sonuçları Şekil 3.9. ile Şekil 3.10.'da gösterilmiştir.

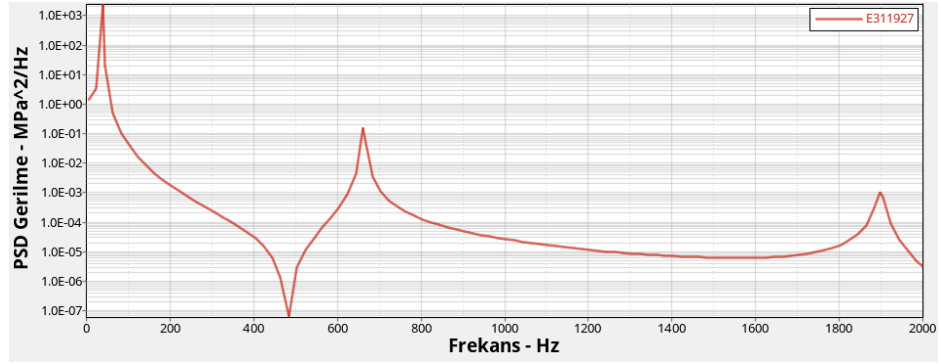


Şekil 3.9. Alüminyum numunenin RMS segalman von mises gerilmesi [MPa]

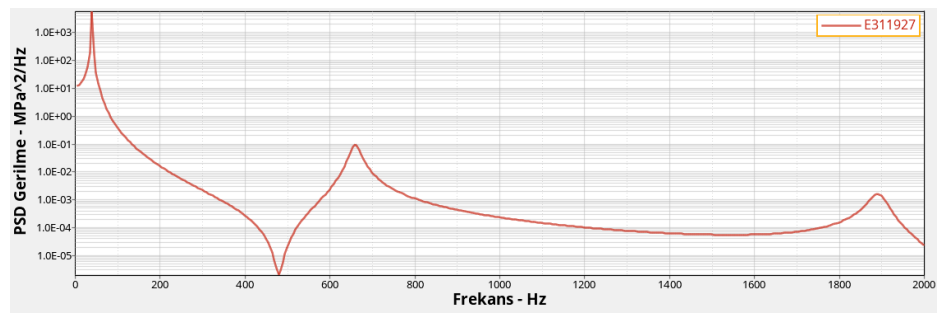


Şekil 3.10. Çelik numunenin RMS segalman von mises gerilmesi [MPa]

Rastgele titreşim analizi sonucunda, alüminyum numunenin çentik bölgesinde 156.429 MPa, çelik numunede ise 175.933 MPa RMS Segalman Von Mises gerilmesi meydana gelmiştir. Analizi sonucunda alüminyum ve çelik numunelerinin maksimum RMS gerilmelerinin olduğu elemanlardaki PSD gerilmesinin frekansa bağlı grafikleri Şekil 3.11. ile Şekil 3.12.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Alüminyum numunenin PSD gerilme – frekans grafiği



Şekil 3.12. Çelik numunenin PSD gerilme – frekans grafiği

3.4. Titreşim Yorulması Hasarının Hesaplanması

Titreşim yorulma hasarının teorik hesaplamaları, numerik hesaplamaları ve fiziksel test sonuçları bu bölümde incelenmiştir.

3.4.1. Hasarın sonlu elemanlar yazılımı (HyperLife) ile hesaplanması

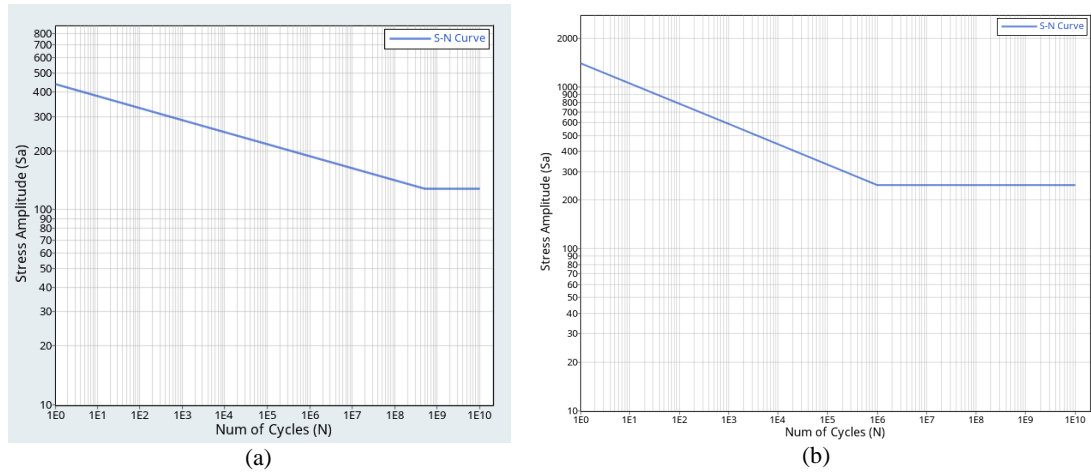
HyperMesh OptiStruct yazılımı ile gerçekleştirilen rastgele titreşim analizi sonuçları HyperLife yazılımına aktararak numerik olarak numenin titreşim yorulması hesaplanmıştır.

Titreşim yorulması için yüksek çevrimli (SN) yorulma analizi metodu seçilmiştir. Eşdeğer gerilme yaklaşımı olarak Von Mises gerilmesi seçilmiştir. Ortalama gerilme düzeltmesi kullanılmamıştır.

Stress Life (SN) :::::::::::::::::::::::::::::::::::: X	
Method	Uni Axial
FE Model Units	MPa
Stress Combination	von Mises
Certainty of Survival	0.5
Mean Stress Correction	NONE
Layer Selection	Worst
Type of Loading	Random (PSD Stresses)
Damage Models	DIRLIK
Stress Range Upper Limit	Calculated
	8.0
Stress Range Width	Calculated
	100

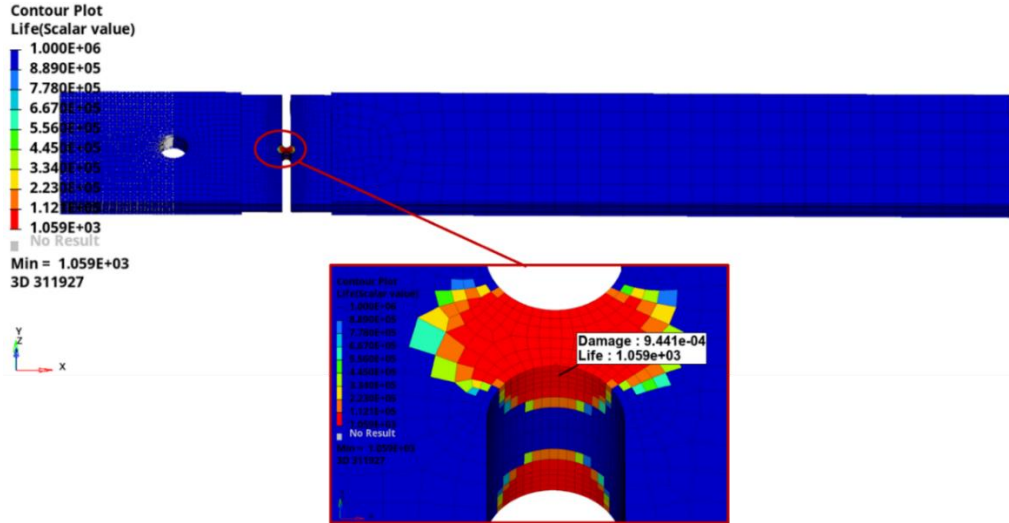
Şekil 3.13. HyperLife yorulma analizi tanımlamaları

Alüminyum ve çelik malzemelerinin yorulma parametreleri MÇG değerinden tahmin edilmiştir. 320.3 MPa MÇG değerine sahip alüminyum ve 653.7 MPa MÇG değerine sahip çelik malzemelerinin SN grafikleri Şekil 3.14.'te gösterilmiştir.

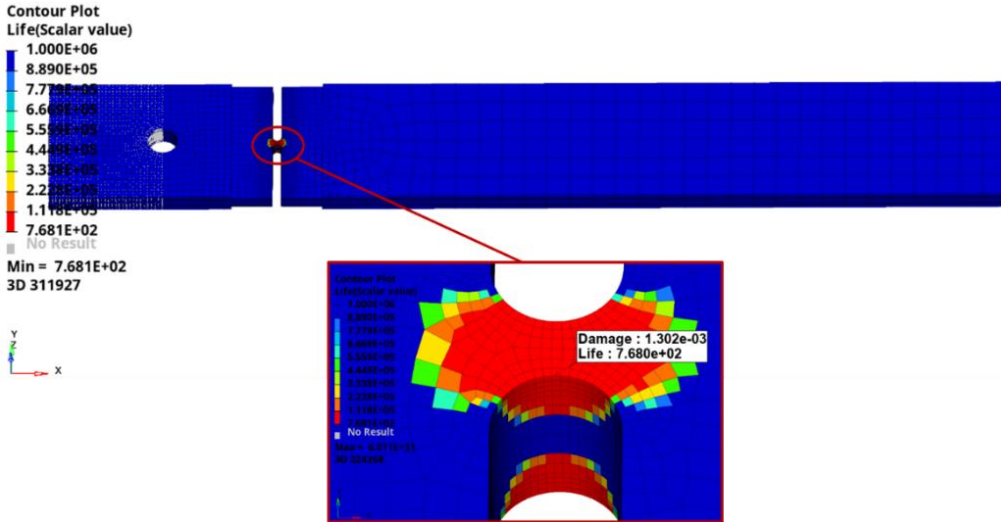


Şekil 3.14. Numunelerin SN grafikleri (a) MÇG:320.3 MPa, (b) MÇG:653.7 MPa

Yorulma analizlerinden elde edilen yorulma hasarı ve ömür sonuçları Şekil 3.15. ile 3.16.'da gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Alüminyum numune için HyperLife yazılımı ile elde edilen hasar ve ömür değeri



Şekil 3.16. Çelik numune için HyperLife yazılımı ile elde edilen hasar ve ömür değeri

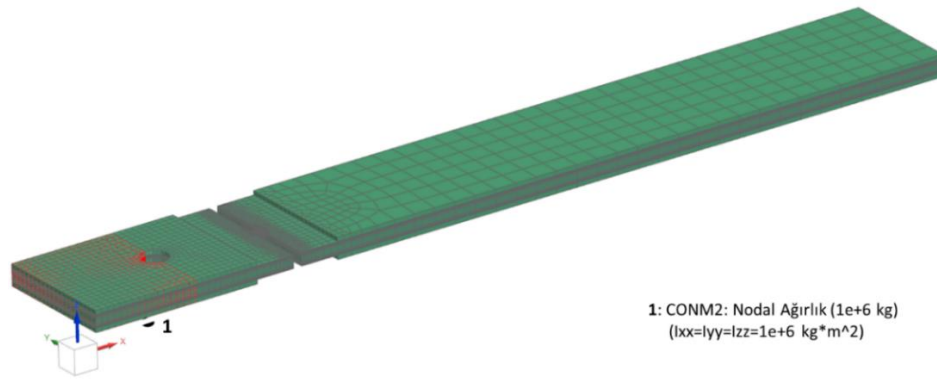
Numunelere uygulanan $10000 \text{ (mm/s}^2\text{)}^2/\text{Hz}$ 'lik PSD ivmesine karşılık oluşan yorulma hasar değeri alüminyum numune de 0.0009441 olarak elde edilmiştir. Elde edilen hasara karşılık ömür değeri ise 1059 çevrimdir. Çelik numune de ise hasar değeri 0.001302 , ömür değeri ise 768 çevrimdir.

3.4.2. Hasarın sonlu elemanlar yazılımı (Simcenter 3D) ile hesaplanması

SIEMENS Simcenter 3D yazılımı titreşim yorulması hesabını modal ayrışma yöntemiyle gerçekleştirmektedir. Modal analiz sonucu elde edilen modal gerilmeleri

ve modal katılım faktörlerini kullanarak frekans cevap fonksiyonunu elde edip, PSD girdisi ile yorulma hasarı hesaplamasını gerçekleştirir. Modal ayrışma sırasında oluşabilecek numerik hatalar ile karşılaşmamak için büyük kütle (large mass) yöntemi kullanılmıştır.

Büyük kütle yöntemi için PSD yüklemesinin uygulandığı noktaya 1000 ton ağırlığında ve X,Y,Z eksenlerinde $1000 \text{ ton} \cdot \text{m}^2$ ataletine sahip nodal ağırlık (yazılımında karşılığı "CONM2") tanımlanmıştır. Modal analiz için Simcenter 3D' de tanımlanan sınır koşulları Şekil 3.17.'de gösterilmiştir;



Şekil 3.17. Simcenter 3D yazılımında modal analiz tanımlamaları (Large Mass Yöntemi)

Büyük kütle yöntemi ile gerçekleştirilen modal analiz sonuçlarından elde edilen doğal frekanslar ve mod şekilleri Tablo 3.9. ve Şekil 3.18.'de gösterilmiştir.

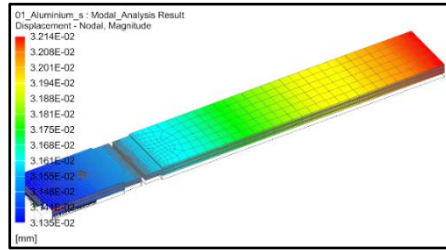
Tablo 3.9. Numunenin 2000 Hz'e kadar olan doğal frekansları ve özdeğerleri

Mod	Alüminyum		Çelik	
	Frekans (Hz)	Özdeğer	Frekans (Hz)	Özdeğer
1	9.020392E-06	-3.212259E-09	6.359046E-05	-1.596407E-07
2	3.080180E-06	-3.745519E-10	1.027064E-06	-4.164419E-11
3	2.423574E-06	-2.318849E-10	1.081791E-06	4.620044E-11
4	8.738484E-08	-3.014615E-13	2.338154E-06	2.158270E-10
5	2.889984E-07	3.297241E-12	2.209687E-05	1.927620E-08
6	3.741633E-07	5.526905E-12	2.859925E-05	3.229007E-08

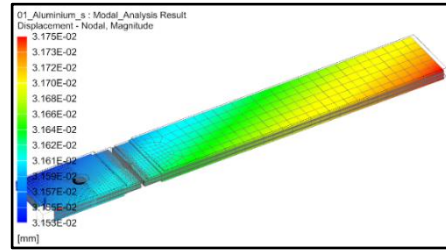
Tablo 3.9. (Devamı)

Mod	Alüminyum		Çelik	
	Frekans (Hz)	Özdeğer	Frekans (Hz)	Özdeğer
7	2.343559E+01	2.168260E+04	2.325595E+01	2.135148E+04
8	3.935551E+01	6.114639E+04	3.921980E+01	6.072541E+04
9	3.378495E+02	4.506156E+06	3.383711E+02	4.520082E+06
10	6.617531E+02	1.728828E+07	6.592071E+02	1.715550E+07
11	1.899537E+03	1.424477E+08	1.892769E+03	1.414344E+08

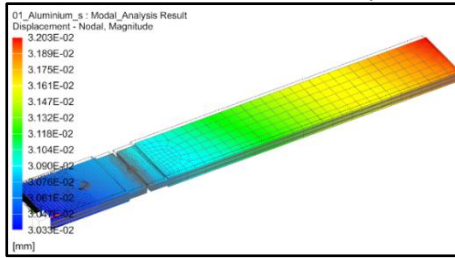
Büyük kütle metodu ile ilk 6 mod statik telafi modları olarak 0 Hz civarında meydana gelir. Büyük kütle metodu ve SPCD metodu ile elde edilen modal analiz sonuçlarını karşılaştırmak gerekirse; büyük kütle metodundaki numunenin yedinci ve sonraki esnek modları ile SPCD metodundaki esnek modlar (Tablo 3.2) birbirlerine oldukça yakındır.



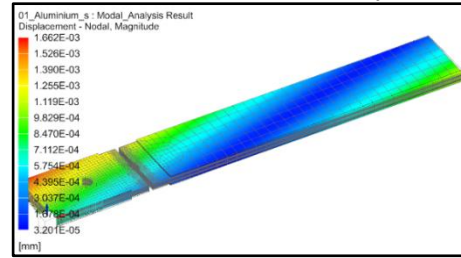
(a) 1. Statik Telafi Mod Şekli



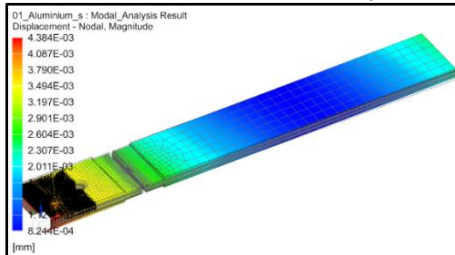
(b) 2. Statik Telafi Mod Şekli



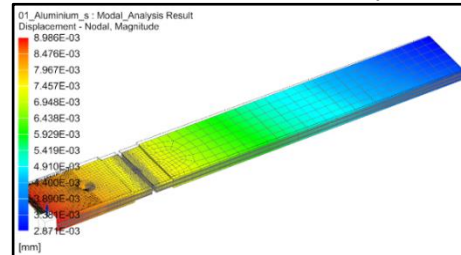
(c) 3. Statik Telafi Mod Şekli



(d) 4. Statik Telafi Mod Şekli

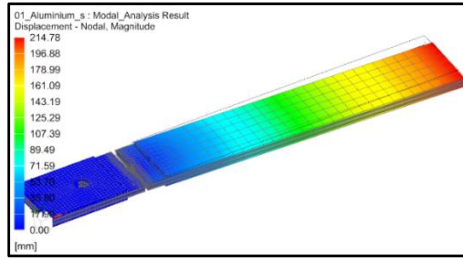


(a) 5. Statik Telafi Mod Şekli

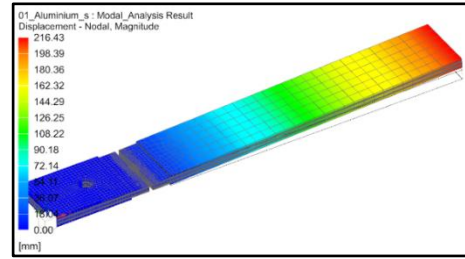


(b) 6. Statik Telafi Mod Şekli

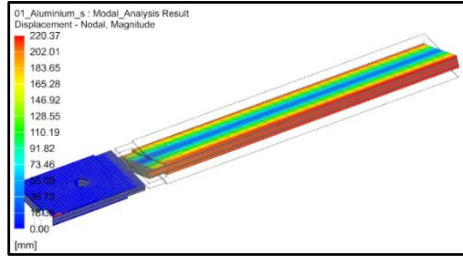
Şekil 3.18. Alüminyum numunenin modal analiz sonucu mod şekilleri –Simcenter 3D



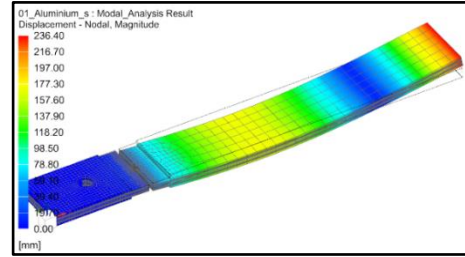
(c) 1. Esnek Mod Şekli



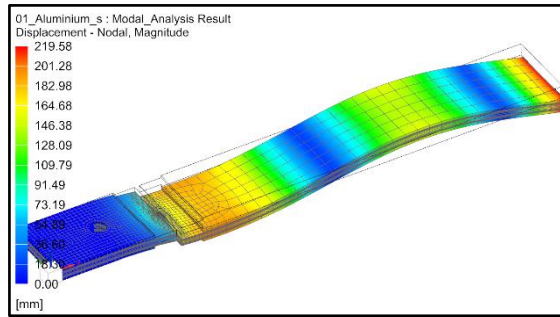
(d) 2. Esnek Mod Şekli



(e) 3. Esnek Mod Şekli



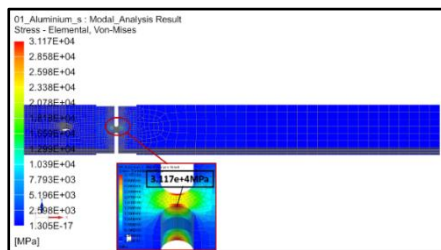
(f) 4. Esnek Mod Şekli



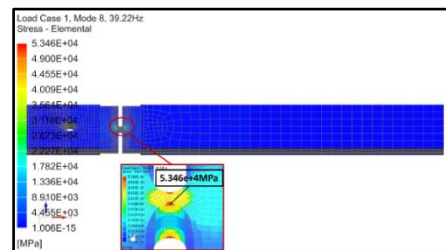
5. Esnek Mod Şekli

Şekil 3.18. (Devamı)

Modal analiz sonucu, modal deplasmanlar ile modal gerilmeler hesaplanabilir. Alüminyum ve çelik numunelerin büyük kütle metodu ile elde edilen baskın modların mod şekilleri Şekil 3.19.'da gösterilmiştir.

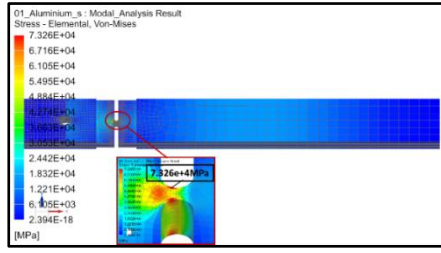


(a) 2. Esnek Mod – Gerilme (Alüminyum)

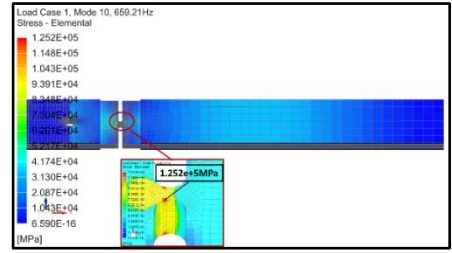


(b) 2. Esnek Mod – Gerilme (Çelik)

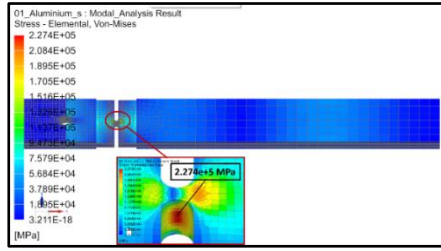
Şekil 3.19. Alüminyum ve çelik numunelerinin baskın modlardaki modal gerilmeleri



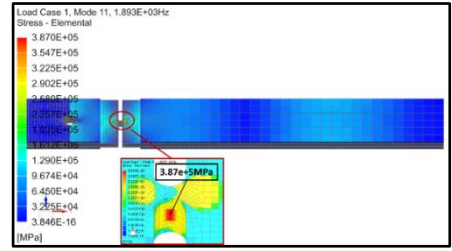
(c) 4. Esnek Mod – Gerilme (Alüminyum)



(d) 4. Esnek Mod – Gerilme (Çelik)



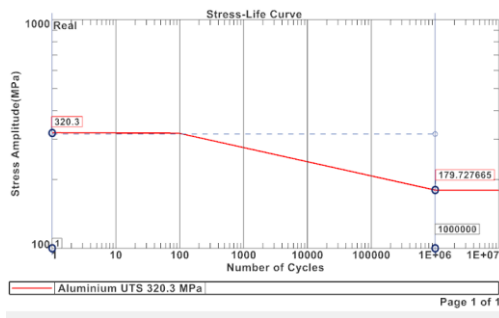
(e) 5. Esnek Mod – Gerilme (Alüminyum)



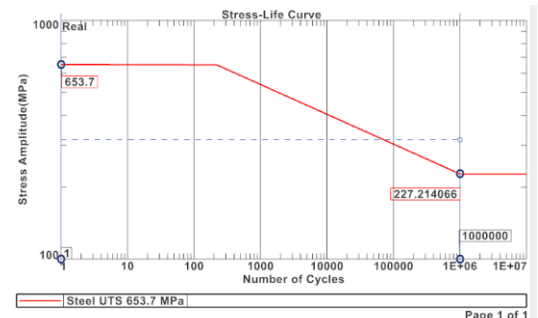
(f) 5. Esnek Mod – Gerilme (Çelik)

Şekil 3.19. (Devamı)

Simcenter 3D’de yorulma hesabı için, öncelikle modal analiz gerçekleştirilir ve büyük kütle tanımlanan noktaya PSD ivme yüklemesi uygulanır. Deneysel modal testlerden elde edilen sönüm değerleri ilgili modlara uygulanır. Yorulma parametreleri ve malzeme tanımı ile yorulma analizi gerçekleştirilir. Bu analiz için kullanılacak olan malzemenin yorulma parametreleri mevcut ise yorulma parametreleri direkt olarak tanımlanır ya da bu parametreler malzemenin MÇG değerinden tahmin edilir. Alüminyum ve çelik malzemenin SN eğrisi ve yorulma parametreleri Şekil 3.20.’de gösterilmiştir.



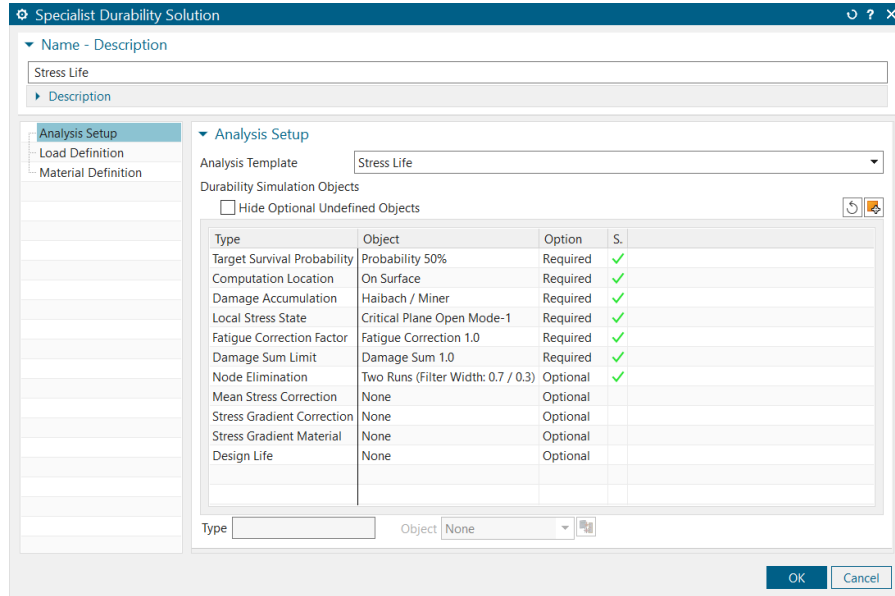
(a) Alüminyum



(b) Çelik

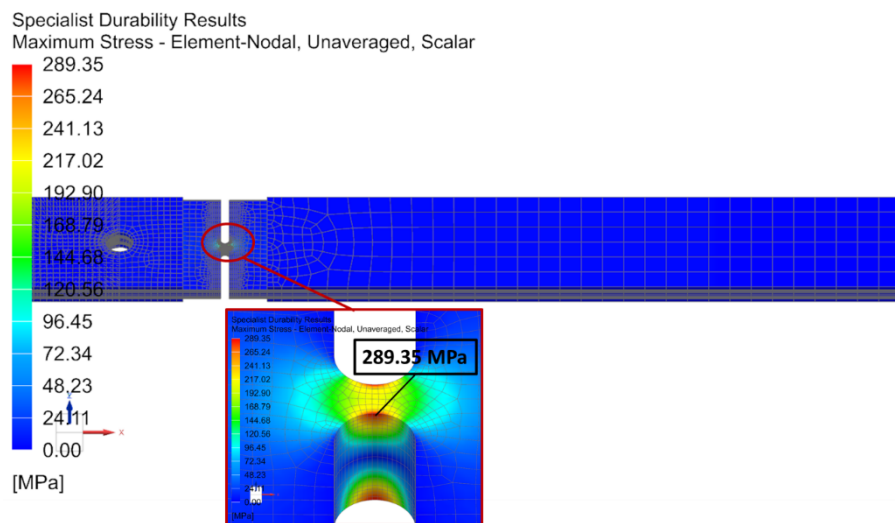
Şekil 3.20. Alüminyum ve çelik malzemelerinin SN eğrileri

Simcenter 3D yazılımında titreşim yorulması için HyperLife yazılında olduğu gibi yüksek çevrimli (SN) yorulma analizi metodu seçilmiştir. Diğer yorulma analizi parametreleri Şekil 3.21.'de gösterilmiştir.

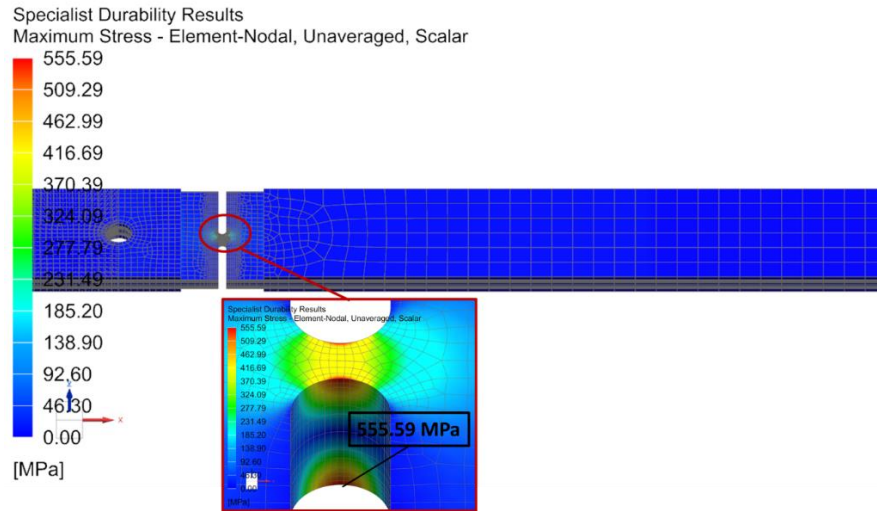


Şekil 3.21. Simcenter 3D yorulma analizi tanımlamaları

Alüminyum ve çelik numuneler için gerçekleştirilen titreşim yorulması analizinde hasara neden olan maksimum gerilme genlikleri Şekil 3.22. ile Şekil 3.23.'te gösterilmiştir.

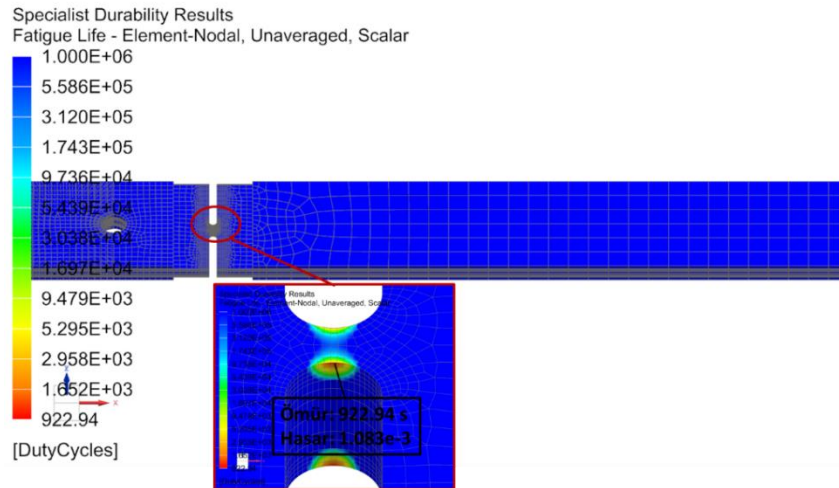


Şekil 3.22. Alüminyum numunede hasara neden olan maksimum gerilme

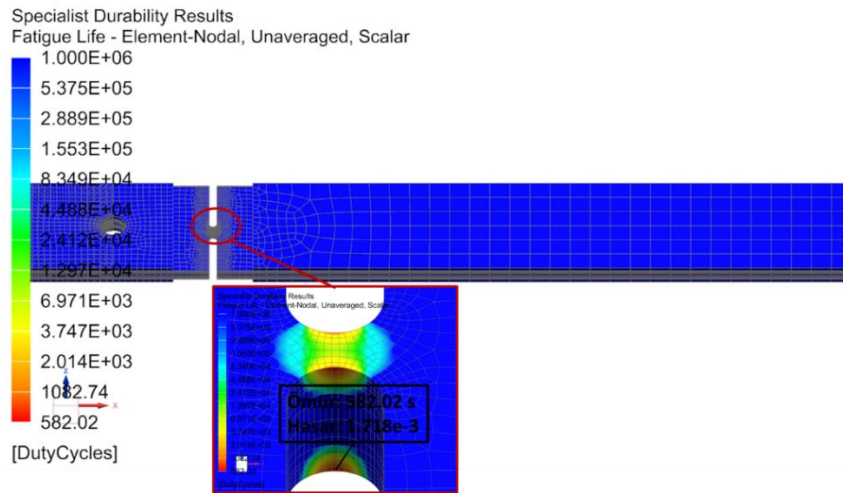


Şekil 3.23 Çelik numunede hasara neden olan maksimum gerilme

Maksimum gerilme genliği numunelerin çentik bölgesinde alüminyum malzeme için 289.35 MPa, çelik malzeme için ise 555.59 MPa olarak elde edilmiştir. Elde edilen gerilme genliklerine karşılık titreşim yorulma hasarı ve buna bağlı ömür sonuçları Şekil 3.24. ile Şekil 3.25.'te gösterilmiştir.



Şekil 3.24. Alüminyum numune için Simcenter 3D yazılımı ile elde edilen hasar ve ömür sonuçları



Şekil 3.25. Çelik numune için1 Simcenter 3D yazılımı ile elde edilen hasar ve ömür sonuçları

Alüminyum numunenin yorulma analizi sonucunda elde edilen çentik bölgesindeki hasar değeri 0.001083, ömür değeri ise 922.94 çevrimdir. Çelik numunenin ise hasar değeri 0.001718, ömür değeri ise 582.02 çevrimdir.

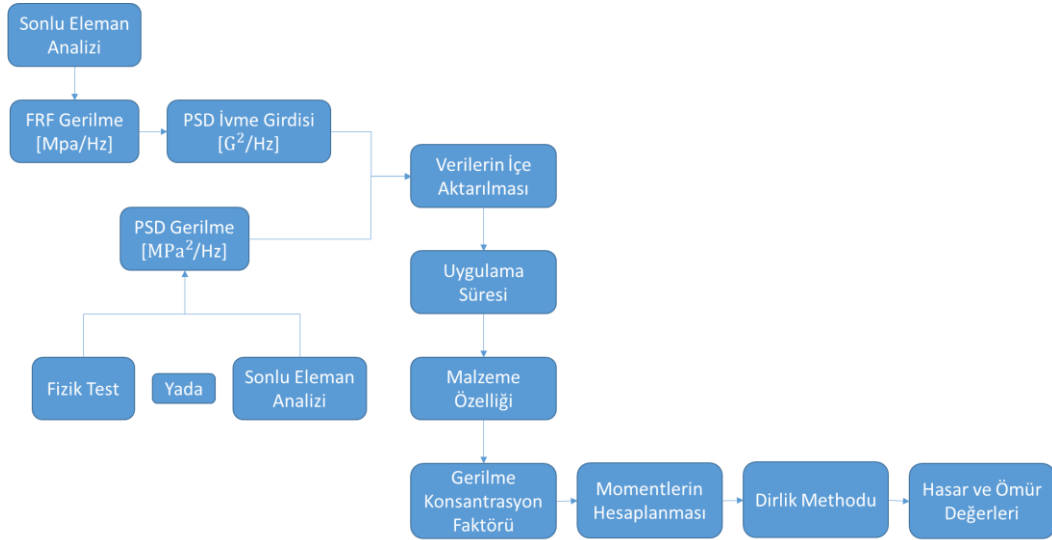
3.4.3. Hasarın teorik yöntem kullanılarak hesaplanması

Bu çalışmada, titreşim yorulma hasarının analitik hesabı için Dirlik metodu referans alınarak Python yazılımında kod oluşturulmuştur. PSD gerilme eğrisi koda girdi olarak tanımlanarak hasar değerleri hesaplanmıştır.

PSD gerilme eğrisi, fiziksel testler ya da sonlu elemanlar analizlerinden elde edilebilir. bu eğriyi fiziksel test ile elde etmek için yapıya konumlandırılan gerinim ölçerler kullanılır. Buradan elde edilen gerinimler ile gerilme değerleri hesaplanır. Sonlu elemanlar yazılımlarından elde etmek için ise rastgele titreşim analizi sonucunda PSD – gerilme eğrileri elde edilebilir. Yine sonlu elemanlar yazılımında gerçekleştirilen frekans cevap analizi sonucunda elde edilen FRF gerilmeleri kullanılarak da PSD gerilme eğrileri elde edilebilir.

Bu çalışmadaki numunenin, oluşturulan Python kodu ile meydana gelen hasarını teorik olarak hesaplamak için PSD gerilme eğrileri kullanılmıştır. Şekil 3.11. ile Şekil 3.12.’de bulunan PSD gerilme eğrileri ‘.csv’ formatında Python koduna aktararak dirlik metodu ile hasar ve buna bağlı ömür değerleri tespit edilmiştir. Python kodu ile

yorulma hasarı hesaplama sürecinin genel iş akışı Şekil 3.26.'da gösterilmiştir. Python yazılımında matematiksel hesaplamalar Numpy kütüphanesi yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Python kodu Ek-1'de paylaşılmıştır.



Şekil 3.26. Oluşturulan Python kodu ile hasar hesaplama iş akışı

Python kodu kullanılarak elde edilen titreşim yorulma hasarı ve ömür değerleri Tablo 3.10.'da gösterilmiştir.

Tablo 3.10. Alüminyum malzeme için teorik hasar ve ömür sonuçları

Malzeme	Dirlik Hasar Sonucu (Form 1)	Ömür (Form 1)	Dirlik Hasar Sonucu (Form 2)	Ömür (Form 2)
Alüminyum	0.001405	711.6 (s)	0.0009784	1022 (s)
Çelik	0.001405	426.7 (s)	0.0009784	416 (s)

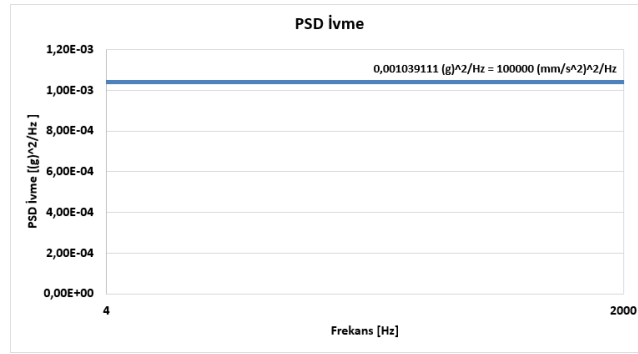
3.4.4. Hasarın fiziksel test sonucu

Titreşim yorulmasının doğrulama çalışması için sarsıcı tabla ile fiziksel test simülasyon çalışmasında da olduğu gibi 4 Hz ile 2000 Hz aralığında gerçekleştirilmiştir [37]. Titreşim yorulması için numunelerin fiziksel test kurulumu Şekil 3.27.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.27. Numunenin sarsıcı tabla testinin kurulumu [37]

PSD ivme yüklemesi $100000 \text{ (mm/s}^2\text{)}^2/\text{Hz}$ olarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.28.'de PSD ivme eğrisi gösterilmektedir.



Şekil 3.28. Sarsıcı testinde kullanılan PSD ivme girdisi

10 adet alüminyum ve 13 adet çelik numune için gerçekleştirilen fiziksel testler sonucunda elde edilen ömür değerleri Tablo 3.11.'de gösterilmektedir.

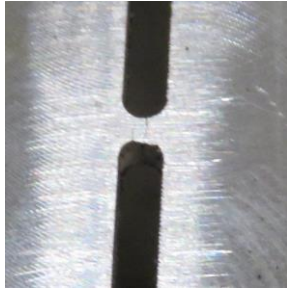
Tablo 3.11. Numunelerin fiziksel test sonuçları

Numune	Alüminyum		Çelik	
	Ömür(sn)	Süre	Ömür(sn)	Süre
1	825	13 dk 45 sn	480	8 dk
2	840	14 dk	398	6 dk 38 sn
3	895	14 dk 55 sn	445	7 dk 25 sn
4	435	7 dk 15 sn	673	11 dk 13 sn
5	730	12 dk 10 sn	476	7 dk 56 sn
6	869	14 dk 29 sn	500	8 dk 20 sn

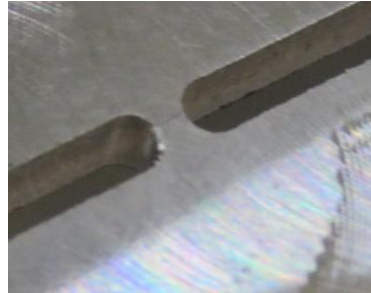
Tablo 3.11. (Devamı)

Numune	Alüminyum		Çelik	
	Ömür(sn)	Süre	Ömür(sn)	Süre
7	876	14 dk 36 sn	597	9 dk 57 sn
8	855	14 dk 15 sn	521	8 dk 41 sn
9	1120	18 dk 40 sn	387	6 dk 27 sn
10	880	14 k 40 sn	475	7 dk 55 sn
11			341	5 dk 41 sn
12			408	6 dk 48 sn
13			413	6 dk 53 sn
Ortalama	832.5	13 dk 52.5 sn	470.3	7 dk 50.3 sn

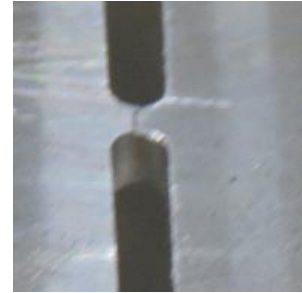
Testler gerçekleştirildikten sonra numunelerde meydana gelen çatlakların görselleri Şekil 3.29.'da paylaşılmıştır.



(a) Test 1



(b) Test 2



(c) Test 3

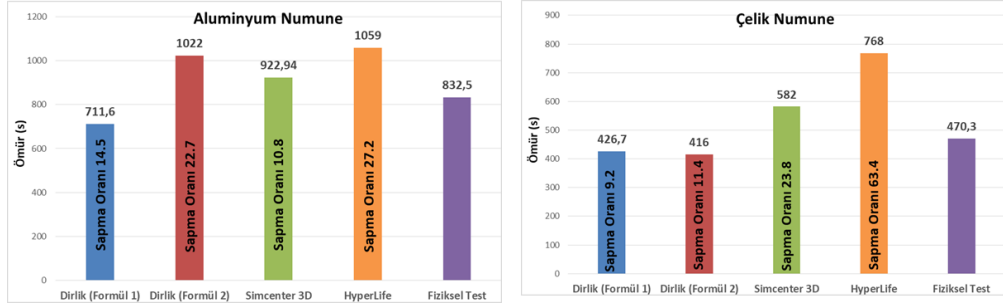
Şekil 3.29. Fiziksel test sonucu numunelerde gerçekleşen çatlak görselleri [37]

BÖLÜM 4. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu tez çalışmasında daha önce titreşim yorulması için fiziksel testleri gerçekleştirilmiş olan çentikli alüminyum ve çelik numuneler kullanılmıştır. Numunelerin geometrileri ve test sonuçları akademik makaleden referans alınmıştır [37]. Titreşim yorulması sonucu malzeme üzerinde oluşan hasar ve buna bağlı ömür sonuçlarını elde etmek amacıyla hasar hesaplama metodlarından günümüzde de yaygın olarak kullanılan Dirlik metodu tercih edilmiştir. Python yazılımında, Dirlik metodu ile yorulma hasarını hesaplayan bir kod oluşturulmuştur. Kodda Dirlik metodunun genel kapalı formülasyonu ile gamma fonksiyonu kullanılarak oluşturulmuş formülü kullanılmıştır. Fiziksel testlerden veri işleme ile veya sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen gerilmenin spectral güç yoğunluğu eğrisi koda aktarılarak malzemenin yorulma hasarı ve ömür değerleri elde edilmiştir. Oluşturulan kod ile hesaplanan yorulma hasarı sonuçları, Altair HyperLife ve Siemens Simcenter 3D olmak üzere iki farklı sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar fiziksel test sonuçları ile karşılaştırılarak analizlerin doğrulaması yapılmıştır. Elde edilen ömür sonuçları Tablo 4.1.'de grafiksel karşılaştırılması ise Şekil 4.1 'de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Teorik ve numerik analiz sonuçları ile fiziksel test sonuçlarının karşılaştırılması

Malzeme	Dirlik Metodu Sonucu (Formül 1) Ömür	Dirlik Metodu Sonucu (Formül 2) Ömür	HyperLife OptiStruct Çözücüsü Ömür	Simcenter 3D Falancs Çözücüsü Ömür	Sarsıcı Tabla ile Fiziksel Test Sonucu [5]. Ömür
Alüminyum	711.6 (s)	1022 (s)	1059 (s)	922.94 (s)	832.5 (s)
Çelik	426.7 (s)	416 (s)	768 (s)	582 (s)	470.3 (s)



Şekil 4.1. Teorik ve numerik analiz sonuçları ile fiziksel test sonuçlarının grafiksel karşılaştırılması

Teorik hesaplama sonuçlarını, analiz sonuçlarını ve test sonuçlarını birbirleriyle karşılaştırdığımızda elde edilen ömür değerleri birbirine yakın olduğu gözlemlenmiştir. Yorulma analizleri ile hasar ve ömür sonuçlarının %100 doğruluk ile elde edilme olasılığının düşük olduğu bilinmektedir. Malzemenin yüzey pürüzlülüğü, sıcaklık, çentik etkisi gibi yorulma analizlerine dâhil edilebilen ve malzemenin üretimi sırasında oluşabilecek dislokasyonlar gibi analize dâhil edilemeyen parametreler sonucu doğrudan etkilediği bilinmektedir. Ancak numerik ve teorik hesaplamalar kullanılarak elde edilen sonuçlar ile test sonucu karşılaştırıldığında sonuçların %80 oranından daha yüksek doğruluğa sahip olması gerçekleştirilen analiz çalışmalarının etkili ve doğru bir analiz olduğu kabul görmektedir.

Bu çalışmada, PSD tekniği kullanılarak metalik yapılar için geliştirilen Python kodu ile titreşim yorulması hasarı, titreşim analizi çıktıları kullanılarak yorulma çözücülerine gerek olmadan hesaplanabilir. Ayrıca, fiziksel testlerden de elde edilebilen PSD gerilmesi-frekans eğrisi kullanılarak sonlu elemanlar analizi kullanılmadan yalnızca oluşturulan kod ile de yorulma hasarı hakkında bilgi edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Les Pook, Metal Fatigue, What it is, Why it matters, Solid Mechanicals and Its Applications, Volume 145.
- [2] K.D.Van, I.V. Papadopoulos, High Cycle Metal Fatigue, From theory to applications,1999
- [3] Y. Lee, J. Pan, R. Hathaway, M. Barkey, Fatigue Testing and Analysis, Theory and Practice, 2005
- [4] C.Bathias, A. Pineau Fatigue of Materials and Structures Fundamentals, 2010
- [5] R.C. Rice, SAE, Fatigue Design Handbook, Third Edition, 1997
- [6] Luca Susmel, Multiaxial notch fatigue, From nominal to local stress/strain quantities,2009
- [7] Dr NWM Bishop, Dr F Sherratt, Finite Element Based Fatigue Calculations, Nafems
- [8] S.S. Manson, G.R. Halford, Fatigue and Durability of Structural Materials, 2005
- [9] LMS FALANCS Theory Manual, LMS FALANCS Documentations
- [10] T.Nicholas, High Cycle Fatigue, A Mechanics of materials perspective,2006
- [11] Julie A. Bannantine, Jess J. Corner, James L. Handrock, Fundamentals of Metal Fatigue Analysis,1989
- [12] Y. Lee, M.Barkeyi H.T. Kang, Metal Fatigue Analysis Handbook, Practical Problem-Solving Techniques for Computer-Aided Engineering,2011
- [13] Y. Murakami, The Rainflow Method in Fatigue, The Tatsuo Endo Memorial Volume, 1992
- [14] Jaap Schijve, Fatigue of Structures and Materials, Second Edition

- [15] M. Bily, *Cycling Deformation and Fatigue of Metals*, Materials Science Monographs, 1993
- [16] R. Keith Mobley, *Vibration Fundamentals*, 1999
- [17] LMS Virtual Lab Online Help Documentations
- [18] S.H. Crandall, W.D. Mark, *Random Vibration in Mechanical Systes*, 1963
- [19] George Laird, Adrian Jensen, *Principles of vibration analysis: Normal modes to PSD to Direct Transient*, Technical Seminer for Femap and NX Nastran
- [20] C.F. Bears, *Structural Vibration, Analysis and Damping*, 1996
- [21] Clarence W. de Silva, *Vibraion and Shock Handbook*, 2005
- [22] Jimin He, Z.F. Fu, *Modal Analysis*, 2001
- [23] *Basic Dynamic Analysis User's Guide*, Siemens Documentation
- [24] *COMSOL User Documenation*
- [25] Jaap Wijker, *Mechanical Viration in Spacecraft Design*, 2004, Chapter 7, Modal Effective Mass
- [26] *DIANA User's Manual Theory First Edition*
- [27] Maurice Petyt, *Introduction to finite element vibration analysis*, 1990, Cambridge University
- [28] Clarence W. de Silva, *Vibration Fundamentals and Practice*, 1999
- [29] T.T. Soong, M. Grigoriu, *Random vibration of mechanical and structural systems*, 1993
- [30] Christian Lalanne, *Mechanical Vibration and Shock, Random Vibration, Volume 3*, 2002
- [31] A.Michael Daving, *Verification and Correction of Fatigue Calculations for a Test Structure and Shaker Table*, Master Thessis, NTNU, Norwegian Univesity, 2015
- [32] *LMS Test.Lab Modal Analysis Manual, Rev 12A*, 2012

- [33] Turan Dirlik, Application of Computers in Fatigue Analysis, Master Thesis, 1985, University of Warwick, England
- [34] F.Pfeiffer, P.Wriggers, Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics, Volume 33, A.Nieslony, E. Macha, Spectral Method in Multiaxial Random Fatigue, 2007
- [35] J. Slavic, M.Mrsnik, M.Boltezar, Frequency-domain methods for a vibration fatigue life estimation application to real data, Proceedings of ISMA 2012
- [36] W. D. Pilkey, Peterson's Stress Concentration Factors, Second Edition, 1997
- [37] Gürzap İ.Demirel, A.Kayran, Implementation of Dirlik's damage model for the vibration fatigue analysis, Procedia Structural Integrity 21 (2019) 101–111

EKLER

EK 1: Hasar Hesabı için Oluşturulan Python Kodu

1) Tanımlanacak veri türü seçilir

Dirlik metodu için kullanılacak frekansa bağlı PSD Gerilme grafiği ya da FRF Gerilmelerinden PSD Gerilmesi hesabı için frekansa bağlı FRF Gerilmeleri ve PSD girdisi tanımlanır.

```
print (" Select Type of Data")
print (" 1= FRF Stress")
print (" 2= PSD Stress")
Met= float(input("Enter number of selection "))
```

2) Yükleminin uygulanacağı sürenin tanımlanması

```
print (" Duration (sec)")
T= float(input("Enter time"))
```

3) Malzemenin yorulma parametrelerinin tanımlanması

Eğer malzemenin yorulma parametreleri biliyorsa 4. Seçenek ile 'Fatigue Exponent ve Fatigue Strength Coefficient' değeri tanımlanır. Veya kullanılan metalik yapının malzemesi seçilerek MÇG değerinden bu değerler tahmin edilir.

```
print (" Select Material")
print (" 1=Steel")
print (" 2=Aluminium Allyos ( MÇG < 336 MPa)")
print (" 3=Aluminium Allyos ( MÇG => 336 MPa)")
print (" 4=Other (Fatigue exponent and Fatigue strength
coefficient ")
imat=float(input("Enter number of selection"))

if(imat==1):
    b=8; # Fatigue Exponent for Steel
    print ("\n Enter Ultimate Tensile Stress [MPa]")
    MÇG=float(input("Enter number"))
    SRI1=2.1315*MÇG; # Fatigue Strength Coefficient for Steel
    A=SRI1**b;
if(imat==2):
    b=16.13; # Fatigue Exponent for Aluminium (MÇG < 336 MPa)
    print ("\n Enter Ultimate Tensile Stress [MPa]")
    MÇG=float(input("Enter number "))
    SRI1=1.3795*MÇG; # Fatigue Strength Coefficient calculation
for Aluminium (MÇG < 336 MPa)
    A=SRI1**b;
if(imat==3):
    print ("\n Enter Ultimate Tensile Stress [MPa]")
    MÇG=float(input("Enter number "))
    b=-1/(0.379-0.175*log(MÇG)); # Fatigue Exponent calculation
for Aluminium (MÇG => 336 MPa)
```

```

SRI1=0.0655*(MÇG**1.526); # Fatigue Strength Coefficient
calculation for Aluminium (MÇG => 336 MPa)
A=SRI1**b;
if(imat==4):
    print ("\n Enter fatigue exponent")
    b=float(input("Enter number "))
    print(" Fatigue exponent = %8.4g " %b)
    print ("\n Fatigue strength coefficient")
    U=float(input("Enter number "))
    print(" Fatigue strength coefficient = %8.4g " %U)
    A=U**b;

```

4) Gerilme konsantrasyon faktörünün tanımlanması

```

print (" Stress Concentration Factors")
scr=float(input("Enter number "))
ai= [i*scr for i in ai];
rms= rms*scr;

```

5) Momentlerin hesaplanması

```

m0=0
m1=0
m2=0
m4=0
n=len(fi)
for i in range(0,n):
    m0=m0+ai[i]
    m1=m1+ai[i]*fi[i]
    m2=m2+ai[i]*fi[i]**2
    m4=m4+ai[i]*fi[i]**4
m0=(m0*df)
m1=(m1*df)
m2=(m2*df)
m4=(m4*df)

```

6) Dirlik Hesabının Kapalı Formülasyonu ile Hesabı

```

EP=sqrt(m4/m2)
x=(m1/m0)*sqrt(m2/m4)
g=m2/(sqrt(m0*m4))
D1=2*(x-g**2)/(1+g**2)
R=(g-x-D1**2)/(1-g-D1+D1**2)
D2=(1-g-D1+D1**2)/(1-R)
D3=1-D1-D2
Q=1.25*(g-D3-D2*R)/D1
arg=(b+1);
gf1=g(arg);
arg=0.5*b+1;
gf2=g(arg);
t3=D1*(Q**b)*gf1;
t4=(sqrt(2)**b)*gf2*(D2*(abs(R))**b + D3);
mh=b/2;

DDK = ((EP*T)/A)*(m0**mh)*( t3 + t4 );
Life = 1/DDK;

```

7) Dirlik Hesabının Gamma Fonksiyonu ile Kapalı Formülasyonu

```

maxS=8*rms
ds=maxS/400
n=int(round(maxS/ds))
N=zeros(n,'f')
S=zeros(n,'f')
cumu=zeros(n,'f')
area=0
cum=0
darea=0
for i in range(0,n):
    S[i]=i*ds
    Z=S[i]/(2*sqrt(m0))
    t1=(D1/Q)*exp(-Z/Q)
    a=-Z**2
    c=2*R**2
    t2=(D2*Z/R**2)*exp(a/c)
    t3=D3*Z*exp(-Z**2/2)
    pn=t1+t2+t3
    pd=2*sqrt(m0)
    p=pn/pd
    N[i]=p
    darea= darea+ (S[i]**b)*N[i]*ds

DDK2 = (darea*EP*T/A)/(2**b)
Life2 = 1/DDK2;

```

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İzzet OZCAN

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği	2021
Lisans	Sakarya Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi / Makine Mühendisliği	2017
Lise	Sekine Evren Anadolu Lisesi	2012

İŞ DENEYİMİ

Yıl	Yer	Görev
2021-Halen	Nurol Makina ve Sanayi A.Ş.	Analiz Mühendisi
2018-2021	DTA Mühendislik	Proje Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce

ESERLER (makale, bildiri, proje vb.)

1. A Method Development about Fatigue Damage Estimation at Metallic Structures Using PSD Technique, II International Conference on Innovative Engineering Applications (CIEA 2021), ISBN: 978-625-00-0123-3, 431-438