

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**FREKANS ALANI YORULMA ANALİZLERİNİN,
ZAMAN ALANI YAKLAŞIMI İLE KARŞILAŞTIRMALI OLARAK
GÜVENİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet Fatih TURHAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

HAZİRAN 2025

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**FREKANS ALANI YORULMA ANALİZLERİNİN,
ZAMAN ALANI YAKLAŞIMI İLE KARŞILAŞTIRMALI OLARAK
GÜVENİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ahmet Fatih TURHAN
(503231401)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Osman Taha ŞEN

HAZİRAN 2025

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL

**A COMPARITIVE INVESTIGATION OF THE RELIABILITY OF
FREQUENCY-DOMAIN FATIGUE ANALYSES USING A TIME-DOMAIN
APPROACH**

M.Sc. THESIS

**Ahmet Fatih TURHAN
(503231401)**

Department of Mechanical Engineering

Machine Dynamics, Vibration and Accoustics Programme

Thesis Advisor: Doç. Dr. Osman Taha ŞEN

JUNE 2025

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503231401 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ahmet Fatih TURHAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "FREKANS ALANI YORULMA ANALİZLERİNİN, ZAMAN ALANI YAKLAŞIMI İLE KARŞILAŞTIRMALI OLARAK GÜVENİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Osman Taha ŞEN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Akif YAVUZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Muzaffer METİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 30.05.2025
Savunma Tarihi : 27.06.2025



ÖNSÖZ

Tez süreci boyunca bilgi birikimi, rehberliği ve değerli katkılarıyla çalışmama yön veren danışman hocam Sayın Doç. Dr. Osman Taha şen'e teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim hayatım boyunca yanımda olan, desteğini daima hissettiren sevgili anneme ve babama; manevi desteği, anlayışı ve moral kaynağı olmasıyla sürece değer katan kardeşime ve bu dönemde gösterdiği sabır ve anlayışla bana güç veren eşime en içten şükranlarımı sunarım.

Temmuz 2025

Ahmet Fatih Turhan
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	3
2. TEORİ	9
2.1 Yorulma Hasarının Temelleri	9
2.1.1 Yorulma hasarı aşamaları	9
2.1.2 Yorulma hasarı çeşitleri	11
2.1.3 Yorulma parametreleri ve malzeme eğrileri	12
2.1.4 Malzeme mikro yapısının yorulmaya etkisi	17
2.2 Zaman Alanında Yorulma Analizi	18
2.2.1 Rainflow döngü sayma yöntemi	20
2.2.2 Kümülatif hasar (Palmgren-Miner)	21
2.3 Frekans Alanında Yorulma Analizi	23
2.3.1 Rastgele titreşim	25
2.3.2 Zaman-frekans alanı dönüşümleri	26
2.3.3 Frekans cevap fonksiyonu (FRF)	28
2.3.4 Güç spektral yoğunluğu	28
2.3.5 Frekans alanında hasar tahmini yöntemleri	30
2.3.5.1 Dirlik yöntemi	32
3. FREKANS ALANI YORULMA ANALİZLERİNİN ZAMAN ALANINDAKİ YORULMA ANALİZLERİ İLE KIYASLANMASI	35
3.1 Numunenin Özellikleri ve Sonlu Elemanlar Modeli	35
3.2 Modal Analiz	37
3.3 Zaman Alanı: Transient Dinamik Analizler	39
3.4 Frekans Alanı: Rastgele Titreşim Analizleri	40
3.5 Zaman ve Frekans Alanı Analiz Sonuçları	44
3.6 Yorulma Analizi Sonuçları	47
3.6.1 Yorulma analizi sonuçları – Veri-1	50
3.6.2 Yorulma analizi sonuçları – Veri-2	52
3.6.3 Yorulma analizi sonuçları – Veri-3	55
3.7 Analiz Sürelerinin Kıyaslanması	57

4. SONUÇ VE ÖNERİLER	59
KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ	67



KISALTMALAR

FRF	: Frekans cevap fonksiyonu
GSY	: Güç spektral yoğunluğu
FT	: Fourier dönüşümü
FFT	: Hızlı Fourier dönüşümü
MÇG	: Maksimum Çekme Gerilmesi
IFFT	: Ters hızlı Fourier dönüşümü
RMS	: Ortalama karekök



SEMBOLLER

ϵ	: Yük çevrim sayısı cinsinden yorulma ömrü
S	: Gerilme
N_f	: Çevrim sayısı
σ_m	: Ortalama gerilme
σ_a	: Gerilme genliği
$\Delta\sigma$: Gerilme aralığı
R	: Gerilme oranı
b	: Yorulma ömrü eğim katsayısı
σ'_f	: Yorulma dayanım katsayısı
ϵ_a	: Toplam şekil değiştirme genliği
ϵ_{ea}	: Elastik şekil değiştirme
ϵ_{pa}	: Plastik şekil değiştirme
E	: Elastisite modülü
D	: Hasar toplamı
T	: Toplam ölçüm süresi
N	: Örnekleme nokta sayısı
ν_p	: Birim zamandaki ortalama tepe sayısı
$p(s)$: Gerilme aralığına ait olasılık fonksiyonu
D_1, D_2, D_3	: Dirlik yöntemi katsayıları



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Dört kritik eleman için zaman alanı ve frekans alanı ömür (çevrim) sonuçları, Veri-1.	49
Çizelge 3.2 : Zaman alanı sonuçlarına göre yüzde sapma oranları, Veri-1.....	50
Çizelge 3.3 : Dört kritik eleman için zaman alanı ve frekans alanı ömür (çevrim) sonuçları, Veri-2.	52
Çizelge 3.4 : Zaman alanı sonuçlarına göre yüzde sapma oranları, Veri-2.....	53
Çizelge 3.5 : Dört kritik eleman için zaman alanı ve frekans alanı ömür (çevrim) sonuçları, Veri-3.	55
Çizelge 3.6 : Zaman alanı sonuçlarına göre yüzde sapma oranları, Veri-3.....	56
Çizelge 3.7 : Analizler için geçen süreler (CPU).	57
Çizelge 4.1 : Zaman alanı yorulma analizlerine göre ortalama mutlak yüzde hata oranları..	58



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Millerde yorulma hasarı.	8
Şekil 2.2 : Yorulma hasarı aşamaları.	9
Şekil 2.3 : Yapılardaki çeşitli hasar türleri.	10
Şekil 2.4 : Çevrimsel gerilme davranışı.	11
Şekil 2.5 : Çelik ve alüminyum malzemeler için S-N eğrisi örneği.	12
Şekil 2.6 : Ortalama gerilmenin etkisi.	13
Şekil 2.7 : Düzeltme faktörlerinin S-N eğrisine etkisi.	14
Şekil 2.8 : Gerinim - ömür eğrisi.	15
Şekil 2.9 : Çatlak ilerleme sürecinin gösterimi. (a) 0 çevrim – başlangıç durumu, (b) 20.000 çevrim – ilk çatlak izlerinin belirmesi, (c) 25.000 çevrim – çatlak ilerlemesinin belirgin hâle gelmesi, (d) 30.000 çevrim – çatlak yayılımının ilerlemiş son durumu. (Deng ve diğ., 2014).....	16
Şekil 2.10 : Gerilme - gerinim çevrimleri	19
Şekil 2.11 : Rainflow çevrim sayma yöntemi (Okur, 2015).	20
Şekil 2.12 : Palmgren - Miner kuralı.	21
Şekil 2.13 : Rastgele titreşimi temsil eden örnek bir zaman alanı grafiği.	24
Şekil 2.14 : Fourier ve Inverse Fourier dönüşümlerinin gösterimi.	26
Şekil 3.1 : Numunenin geometrik ölçüleri.	34
Şekil 3.2 : Numunenin sonlu elemanlar modeli.	35
Şekil 3.3 : Modele ait sınır koşulları.	36
Şekil 3.4 : Numunenin ilk 8 modu.	38
Şekil 3.5 : Zaman alanı: Türetilen ivme-zaman verileri.	39
Şekil 3.6 : Frekans alanı: PSD çıktıları, Veri-1 ...	41
Şekil 3.7 : Frekans alanı: PSD çıktıları, Veri-2	42
Şekil 3.8 : Frekans alanı: PSD çıktıları, Veri-3.	43
Şekil 3.9 : Zaman ve frekans alanı analiz sonuçları, Veri-1	44
Şekil 3.10 : Zaman ve frekans alanı analiz sonuçları, Veri-2.	45
Şekil 3.11 : Zaman ve frekans alanı analiz sonuçları, Veri-3.	46
Şekil 3.12 : Zaman alanındaki yorulma analizlerinde tanımlanan HyperLife parametreleri	48
Şekil 3.13 : Kullanılan farklı MÇG değerlerine sahip S-N eğrileri.	48
Şekil 3.14 : Frekans alanındaki yorulma analizlerinde tanımlanan HyperLife parametreleri	49
Şekil 3.15 : En kritik dört eleman için yorulma analizi sonuçları, Veri-1.	50
Şekil 3.16 : En kritik dört elemanın farklı frekans çözünürlüğü değerlerine göre yorulma sonuçlarının değişimi, Veri-1 ...	50
Şekil 3.17 : En kritik dört eleman için yorulma analizi sonuçları, Veri-2	52
Şekil 3.18 : En kritik dört elemanın farklı frekans çözünürlüğü değerlerine göre yorulma sonuçlarının değişimi, Veri-2 ...	53

Şekil 3.19 : En kritik dört eleman için yorulma analizi sonuçları, Veri-3	54
Şekil 3.20 : En kritik dört elemanın farklı frekans çözünürlüğü değerlerine göre yorulma sonuçlarının değişimi, Veri-3	55



FREKANS ALANI YORULMA ANALİZLERİNİN, ZAMAN ALANI YAKLAŞIMI İLE KARŞILAŞTIRMALI OLARAK GÜVENİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında, bir yapısal sistemin rastgele titreşim yüklemeleri altındaki yorulma davranışı, zaman alanı ve frekans alanı yaklaşımları kullanılarak ayrıntılı şekilde analiz edilmiş ve her iki yöntem karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Çalışmanın temel amacı, frekans alanında farklı frekans çözünürlüğü değerleriyle elde edilen güç spektral yoğunluğu temelli yorulma analizlerinin, zaman alanında yürütülen transient dinamik analizlerle ne derece benzer veya farklı sonuçlar verdiğini ortaya koymak ve bu iki yöntem arasında güvenilirlik açısından anlamlı bir karşılaştırma yapmaktır.

Bu kapsamda, analizlerde kullanılmak üzere üç farklı ivme-zaman serisi oluşturulan kod kullanılarak Gaussian dağılım varsayımına uygun şekilde sentetik olarak üretilmiştir. Bu zaman alanındaki sinyaller, frekans alanına dönüştürülerek beş farklı frekans çözünürlüğü değeriyle işlenmiş, böylece çeşitli frekans çözünürlüklerine sahip güç spektral yoğunluğu dağılımları elde edilmiştir. Frekans alanı yorulma analizlerinde, geniş bant spektrum karakteristiğine sahip rastgele titreşim yüklemeleri için literatürde yaygın şekilde kullanılan Dirlik yöntemi esas alınmıştır.

Analizler esnasında kullanılan sonlu elemanlar modeli Altair HyperMesh yazılımı ile oluşturulmuş ve tüm yapısal çözümler OptiStruct çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, modal analiz gerçekleştirilerek yapının mod şekilleri ve frekansları elde edilmiştir. Sonrasında, zaman alanında transient dinamik analizler koşturulurken, frekans alanında rastgele titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen bu analizler sonucunda elde edilen değişken gerilme verileri ile yorulma ömrü tahminleri yapılmıştır. Tüm yorulma analizleri Altair HyperLife yazılımı ile yürütülmüş ve farklı MÇG değerlerine karşılık gelen S-N eğrileri kullanılarak değerlendirme yapılmıştır.

Elde edilen sonuçlar, her iki analiz türünde de gerilme dağılımının yapısal olarak benzer olduğunu, kritik bölgelerin değişmediğini ortaya koymuştur. Ancak frekans çözünürlüğü değerine bağlı olarak gerilme genlikleri ve buna bağlı olarak ömür tahminlerinde belirgin farklar gözlemlenmiştir. Özellikle düşük çözünürlükteki spektral analizlerde önemli oranlarda farklılıklar ortaya çıkmış, bu da analizlerin güvenilirliğini doğrudan etkilemiştir. Hem çözüm doğruluğu hem de hesaplama verimliliği açısından en dengeli sonuç çalışmanın sonucunda sunulmuştur. Bu nedenle, frekans alanı yorulma analizlerinde güvenilir ömür tahminleri elde edebilmek için uygun spektral çözünürlük seçimi kritik öneme sahiptir.



A COMPARITIVE INVESTIGATION OF THE RELIABILITY OF FREQUENCY-DOMAIN FATIGUE ANALYSES USING A TIME-DOMAIN APPROACH

SUMMARY

In this thesis, the fatigue behavior of a structural system subjected to random vibration loading was comprehensively analyzed using both time-domain and frequency-domain approaches. The primary aim of the study was to investigate how fatigue life estimations obtained through power spectral density (PSD)-based methods at varying frequency resolutions in the frequency domain correspond to the results of transient dynamic simulations in the time domain. A detailed comparison was conducted to highlight the similarities, differences, and engineering implications of each method in terms of reliability and computational efficiency.

To achieve this, three synthetic acceleration-time histories were generated in MATLAB under the assumption of Gaussian-distributed data, which is consistent with the requirements of frequency-domain fatigue analysis. Each signal was transformed into the frequency domain using the Fast Fourier Transform (FFT), and five different frequency resolutions were applied: 0.977 Hz, 0.488 Hz, 0.244 Hz, 0.122 Hz, and 0.061 Hz. These variations allowed for an examination of how resolution impacts fatigue life predictions derived from PSD data.

The structural finite element model was developed using Altair HyperMesh, and all simulations were conducted using the OptiStruct solver. A modal analysis was first performed to extract the natural frequencies and mode shapes of the structure. Then, transient dynamic simulations were carried out in the time domain to obtain stress-time data, which was analyzed using the Rainflow counting algorithm to estimate fatigue life based on stress-life (S-N) curves. In the frequency domain, fatigue analyses were performed using the Dirlik method, which is widely used for broadband random vibrations, and fatigue life was computed based on the spectral moments derived from the PSDs.

All fatigue analyses were conducted using Altair HyperLife software, and the evaluations were based on a range of S-N curves corresponding to different ultimate tensile strength (UTS) values. To isolate and directly observe the effect of frequency resolution on fatigue life predictions, the influence of mean stress was intentionally neglected in all evaluations. This approach ensured that the comparison between time-domain and frequency-domain results focused purely on the differences arising from signal processing and analysis methodology, without the confounding impact of mean stress correction models. The results demonstrated that the spatial distribution of stress remained consistent across both time-domain and frequency-domain simulations, regardless of the frequency resolution used.

However, despite the consistent stress distribution patterns, significant variations were observed in stress amplitudes and resulting fatigue life predictions depending on the frequency resolution. In particular, analyses using low frequency resolution (e.g., 0.977 Hz) failed to adequately capture the spectral content of the signals, leading to over or underestimation of stress amplitudes and consequently unreliable fatigue life predictions. On the other hand, excessively high resolutions did not always result in better accuracy and sometimes led to divergence in life predictions due to oversensitivity in spectral moment calculations.

Among the tested resolutions, 0.488 Hz provided the most reliable and accurate results when compared with time-domain fatigue life estimations. The average absolute percentage error at this resolution was only 3.63%, whereas the error at 0.977 Hz reached as high as 186.83%. Resolutions of 0.244 Hz and 0.122 Hz also yielded reasonably accurate results, but with longer computational times. The most computationally efficient analysis was performed at 0.977 Hz, taking less than 20 minutes, but it lacked accuracy. In contrast, the 0.061 Hz resolution required over 3.5 hours of processing time with minimal gains in accuracy, demonstrating that higher resolution does not necessarily equate to better outcomes.

These findings emphasize that an optimal frequency resolution must balance accuracy and computational efficiency. For the signal length of 10,000 samples used in this study, resolutions of 0.488 Hz and 0.244 Hz (corresponding to NFFT values of 4096 and 8192, respectively) were found to be ideal. However, for longer-duration signals (e.g., with 100,000 or 500,000 samples), higher FFT sizes (e.g., 16,384 or more) would

be required to improve frequency resolution and ensure statistical reliability in the PSD estimates.

This study demonstrates that while frequency-domain fatigue analysis offers significant time-saving advantages over time-domain methods, its reliability is highly dependent on the choice of frequency resolution. Selecting an appropriate resolution is critical not only for accurately identifying critical stress regions but also for obtaining trustworthy fatigue life predictions. The results provide valuable guidance for engineers and researchers employing frequency-domain techniques in the fatigue analysis of structures subjected to random vibrations, highlighting the importance of careful parameter tuning in spectral-based fatigue methods.

Furthermore, this study offers practical insights for engineers dealing with structural design and durability assessments in industries where random vibration is a critical operational factor such as aerospace, automotive, and marine engineering.

Components in these domains are frequently exposed to broadband vibrational environments due to turbulence, road roughness, or wave loads. Hence, the findings of this research provide a methodology for selecting suitable fatigue analysis approaches and spectral parameters depending on design constraints and available computational resources. The demonstrated effectiveness of moderate frequency resolution (e.g., 0.488 Hz) in balancing accuracy and efficiency can help guide simulation strategies in early-stage product development, where fast iteration and decision-making are often crucial.



1. GİRİŞ

Günümüzde mühendislik uygulamalarında yapısal malzemeler, tekrarlı veya değişken yükler altında uzun süreli performans sergilemek zorundadır. Bu tür dinamik yüklerin sebep olduğu yorulma olgusu, söz konusu malzemelerde mikroyapısal hasarların kademeli birikimiyle sonuçlanır ve nihayetinde kırılma ya da parçalanma gibi geri dönüşü olmayan hasarlar meydana gelebilir. Yorulma sürecinin öngörülmesi ve buna bağlı olarak yapısal elemanların güvenilirliğinin artırılması, özellikle havacılık, otomotiv, denizcilik ve savunma sanayisi gibi kritik alanlarda büyük önem taşımaktadır. Bu doğrultuda, yorulma analizleri için pek çok yöntem geliştirilmiş olup, temelde bu yöntemler zaman alanı ve frekans alanı yaklaşımları olarak iki ana kategoride incelenebilir.

Zaman alanı tabanlı yorulma analizlerinde, malzemeye etkiyen gerilme veya gerinim değerleri, zamanın her adımında doğrudan takip edilir. Böylece hem yük çevrimleri açık bir şekilde yakalanabilir hem de hasar birikimi, Rainflow sayma yöntemi gibi döngü bazlı yöntemler ile net bir biçimde değerlendirilebilir (Matsuishi ve Endo, 1968). Bu yaklaşımın en büyük avantajlarından biri, yük formunun herhangi bir karmaşık şekle sahip olması durumunda dahi, zamana bağlı gerilme-şekil değiştirme tepkilerini ayrıntılı biçimde ortaya koyabilmesidir. Ancak zaman alanı yöntemlerinin en önemli dezavantajı, gerçekçi veya uzun süreli yük geçmişleri için çok sayıda çözüm adımına gerek duyulması ve bu nedenle yüksek hesaplama maliyeti taşımasıdır (Lee ve diğ, 2012).

Frekans alanı tabanlı yaklaşımlar ise, yükün frekans içeriğini esas alarak yorulma ömrü tahmini yapar. Yükün zaman serisi yerine, bu seriden elde edilmiş istatistiksel temelli frekans dağılımları dikkate alındığından, hesaplama süresi ciddi ölçüde azaltılabilir. Ayrıca rastgele titreşim analizleri gibi geniş bantlı yük durumlarında, her frekans bileşeninin malzemede oluşturduğu gerilmelerin etkileri toplanarak hasar ömrü tahmini yapılır. Bu yaklaşımın öne çıkan avantajlarından biri, tekrarlı veya karmaşık titreşimlerin olduğu durumlarda bile, çok uzun süreli zaman sinyallerine başvurmadan yığılmış hasarı öngörebilme potansiyelidir (Quigley ve Lee, 2012). Bununla birlikte,

frekans alanı analizlerinde özellikle Dirlik gibi analitik yöntemlerin kullanımı sırasında, bazı durumlarda hasar değerlerinin olduğundan düşük veya yüksek öngörülebileceği pek çok araştırmada vurgulanmıştır (Benasciutti ve Tovo, 2004). Yük özellikle birden fazla rezonans tepe değerine, periyodik bileşenlere veya bariz şekilde lineer olmayan karakteristiklere sahipse, frekans alanı yaklaşımları zaman alanı sonuçlarıyla kıyaslandığında belirgin farklar oluşabilir (Ragan ve Manuel, 2007).

1.1 Tezin Amacı

Tezin temel amacı, aynı yapısal problem üzerinde zaman alanı ve frekans alanı yöntemlerini kullanarak yorulma ömrü tahmini yapmak ve bu iki yaklaşımın sonuçlarını kapsamlı bir şekilde karşılaştırmaktır. Bu doğrultuda, aynı yükleme koşullarını temsil eden bir zaman serisi ile bu seriden türetilen güç spektral yoğunluğu verisi kullanılarak, farklı analiz türleri olan transient dinamik analiz ve rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen gerilme dağılımları değerlendirilecektir.

Yorulma ömrü tahminleri, yaygın olarak kullanılan S-N (gerilme-ömür) eğrileri temel alınarak, Altair HyperLife gibi mühendislik yazılımlarında yer alan Dirlik yöntemi ve Rainflow Counting gibi analiz teknikleri aracılığıyla gerçekleştirilecektir. Bu yaklaşımlar sayesinde hem zaman alanı hem de frekans alanı analizlerinin ömür tahmin performansları ölçülecek, ortaya çıkan farklılıklar detaylı şekilde incelenecektir. Elde edilen sonuçlar ışığında, frekans alanı yöntemlerinin hesaplama süresi ve kaynak tüketimi açısından sunduğu avantajların yanı sıra, zaman alanı yöntemlerine göre ne ölçüde tutarlı ya da sapmalı sonuçlar verdiği değerlendirilecektir.

Bu çalışma ile birlikte, mühendislik uygulamalarında sıklıkla tercih edilen rastgele titreşim analizlerinin, zaman alanında yapılan daha detaylı analizlere kıyasla hangi durumlarda benzer sonuçlar sunduğu ya da hangi senaryolarda anlamlı sapmalara neden olduğu ortaya konacaktır. Özellikle yüksek çevrimli yüklemelerin söz konusu olduğu otomotiv ve havacılık gibi sektörlerde, modelleme maliyetleri ve çözüm süreleri göz önünde bulundurulduğunda frekans alanı analizlerinin tercih edilmesi oldukça yaygındır. Ancak bu yöntemin güvenilirliği, zaman alanı analizleriyle olan farklılıklarının bilinmesiyle değerlendirilebilir. Dolayısıyla, bu tez çalışması, mühendislikte daha bilinçli yöntem seçimi yapılmasına katkı sağlamayı ve tasarımlarda güvenilirliğin artırılmasını hedeflemektedir.

1.2 Literatür Araştırması

Yorulma terimi, değişken gerilmeler altında meydana gelen malzeme hasarlarını tanımlamak amacıyla 1840'lı ve 1850'li yıllarda literatüre girmiştir. Bu kelimenin ilk kullanımı Braithwaite tarafından yapılmış olmakla birlikte, Braithwaite (1854) bu terimin ilk kez Bay Field tarafından önerildiğini belirtmiştir. Bu dönemde yaygınlaşan genel kanı, malzemenin tekrarlanan yüklemelerden “yorulduğu” ve yük taşıma kapasitesinin zamanla azaldığı yönündedir (Frost ve diğ, 1999).

Bu yaklaşımı bilimsel temele oturtan kişi, Alman demiryolu mühendisi August Wöhler olmuştur. Wöhler, 1852 - 1870 yılları arasında, hem gerçek boyutlu demiryolu milleri hem de farklı malzemelere ait küçük ölçekli burulma, eğme ve eksenel yükleme numuneleri üzerinde sistematik yorulma testleri gerçekleştirmiştir. Elde ettiği verileri, nominal gerilme genliği ile kırılmaya kadar geçen çevrim sayısı arasında ilişki kurarak değerlendirmiştir. Bu sunum biçimi daha sonra S-N eğrisi (gerilme - çevrim sayısı eğrisi) olarak anılmıştır. Wöhler'in en önemli tespitlerinden biri, yorulma hasarında maksimum gerilmeden ziyade gerilme aralığının belirleyici olduğudur (Wöhler, 1867).

August Wöhler'in döngüsel yükleme deneylerine dayanan ilk yorulma verilerinden ilham alan Gerber (1874), sürekli değişen gerilme koşulları altında ortalama çekme gerilmesinin, yorulma dayanımını azalttığını göstermiştir. Gerber, gerilme aralığı ile ortalama gerilme arasındaki ilişkiyi parabolik bir denklemle ifade etmiş ve bu eğri günümüzde "Gerber eğrisi" olarak bilinmektedir. Benzer yıllarda Gerber'in parabolik yaklaşımını karmaşık bulan Goodman (1899), daha sade ve mühendislik hesaplamalarında kolay uygulanabilir bir yaklaşım önerdi. Alternatif gerilme ile ortalama gerilme arasındaki ilişkiyi doğrusal bir şekilde tanımlayan bu yaklaşıma "Goodman eğrisi" adı verilmektedir.

Bauschinger (1886), bir yönde plastik şekil değiştirmeye neden olan bir yüklemenin ardından, zıt yönde uygulanan yükte akma dayanımının azaldığını göstermiştir. Bu gözlem, plastik şekil değişiminin metalik malzemelerin gerilme - şekil değiştirme davranışını kalıcı olarak etkilediğine işaret eden ilk bulgulardandır.

Ewing ve Humfrey (1903), yorulma mekanizmasını mikroskopik ölçekte incelemiş ve yorulma çatlaklarının malzeme içinde mikroskobik düzeyde oluştuğunu gözlemlemişlerdir.

Basquin (1910), sınırlı ömür bölgesinde alternatif gerilme ile çevrim sayısı arasındaki ilişkiyi logaritmik ekseninde doğrusal bir korelasyonla ifade etmiştir.

Griffith (1920) cam gibi gevrek malzemeler üzerinde gerçekleştirdiği deneylerle kırılma mekaniği alanına önemli katkılarda bulunmuş, kırılma gerilmesi ile çatlak boyu arasındaki ilişkiyi tanımlayan teorik bir model sunmuştur. Bunu takiben, Palmgren (1924), değişken genlikli yüklemeler altında doğrusal bir hasar birikim modeli önermiştir.

Neuber (1937), çentik bölgelerinde oluşan gerilme yoğunlaşması etkilerini matematiksel olarak ortaya koymuştur. Miner (1945) ise, Palmgren'in önerdiği doğrusal hasar birikim modelini geliştirmiş ve bu yaklaşım daha sonra Palmgren-Miner kuralı olarak adlandırılmıştır.

Rice (1954), bir rastgele sürecin ortalama değerini yukarı yönlü geçiş sayısını ve tepe noktalarının saniyedeki sıklığını, yalnızca sinyalin güç spektral ait spektral momentler üzerinden tanımlamayı başarmıştır. Bu yaklaşım, spektral alan üzerinden yorulma analizine geçişin ilk teorik temelini oluşturmuştur.

Yorulma çatlak büyümesinin kuramsal temelleri, Irwin (1957) tarafından ortaya konulan gerilme yoğunluk katsayısı ile atılmıştır. Bu katsayı, doğrusal elastik kırılma mekaniğinin ve yorulma çatlak ilerleme hesaplarının temelini oluşturmuştur. Aynı dönemde Weibull (1951), yorulma ömrü analizleri için olasılıksal dağılım modelleri geliştirerek istatistiksel analizlerin temellerini atmıştır.

Coffin ve Tavernelli (1962), düşük çevrimli yorulma davranışını inceleyerek plastik şekil değiştirme genliği ile ömür arasında ilişki kurmuşlardır. Bu kuramı daha sonra Morrow ve diğ. (1969) geliştirmiştir.

Bendat (1964), özellikle dar bantlı rastgele süreçlerde yorulma hasarının tahmini için istatistiksel modeller geliştirerek, hasar beklenen değerini GSY'nin dördüncü dereceye kadar olan spektral momentleriyle ifade etmiştir. Bu çalışma, spektral yöntemlerin mühendislik uygulamalarına entegrasyonu açısından önemli bir kilometre taşıdır.

Değişken genlikli yüklemeler için gerilme döngülerini ayıran Rainflow Counting algoritması geliştirilmiştir (Matsuishi ve Endo, 1968).

Elber (1970), yorulma çatlak ilerlemesinde çatlak kapanmasının etkisini sayısal olarak modellemiş; aynı vakitlerde yorulma çatlak büyümesinin başlaması için gereken eşik gerilme yoğunluk katsayısı da tanımlanmıştır (Paris, 1970).

1980'li yıllarda yorulma analizine yönelik önemli metodolojik gelişmeler yaşanmıştır. Wirsching ve Light (1980), geniş bantlı rastgele yüklemeler altında yorulma tahmini için yöntemler geliştirerek, bu alanda mühendislik uygulamalarına öncülük etmişlerdir. Bu yöntemler, özellikle açık deniz yapıları gibi zorlu çevresel koşullarda çalışan sistemlerin yorulma analizlerinde yaygın şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Takip eden çalışmalarda, Tunna (1986) ve Kam ve Dover (1988), geniş bant spektrumlarının yorulma ömrü üzerindeki etkilerini ayrıntılı şekilde incelemiştir.

Bu süreçte çok eksenli yükleme koşullarının neden olduğu karmaşık gerilme durumlarını daha doğru analiz edebilmek için kritik düzlem yaklaşımları geliştirilmiştir. Brown ve Miller (1973) tarafından ortaya konan model, malzeme içindeki en kritik düzlemi esas alarak, bu düzlemdeki gerilme ve şekil değiştirme bileşenlerinin analizine dayalı bir yorulma ömrü tahmin yöntemi sunmuştur. Fatemi ve Socie (1988) ise bu yaklaşımı geliştirerek, faz dışı yüklemeler ve normal gerilme etkilerini de içeren daha kapsamlı bir model önermiştir.

Dirlik (1985), mühendislik uygulamalarında çığır açan bir katkı sunarak, güç spektral yoğunluğu (GSY) verilerinden doğrudan yağmur akışı (rainflow) döngülerinin dağılımını tahmin edebilen kapalı form bir olasılık yoğunluk fonksiyonu geliştirmiştir. Monte Carlo simülasyonlarıyla doğrulanan bu model, özellikle otomotiv ve havacılık gibi alanlarda yaygın olarak benimsenmiştir.

Bu gelişmelere paralel olarak, Madsen ve diğ. (1986), yapısal güvenlik analizlerine yönelik olasılıksal yöntemleri sistematik bir çerçevede sunarak, spektral temelli yorulma analizlerinde olasılık teorisinin uygulanmasına güçlü bir yönetsel temel kazandırmışlardır. Bu sayede, hem spektral analiz hem de çok eksenli yükleme altında yorulma ömrü tahmini daha güvenilir ve gerçekçi bir biçimde yapılabilir hale gelmiştir.

Rychlik (1993), dar bantlı yaklaşımlar için doğruluk değerlendirmeleri yaparak, spektral alan modellerinin sınırlarını ve geçerlilik alanlarını tanımlamıştır.

Wu ve diğ. (1997), 7075-T651 alüminyum alaşımı üzerinde gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalarda, Palmgren - Miner hasar birikim kuralının sınırlarını ortaya koymuş, ayrıca gerilme genliklerinin Rayleigh dağılımına uyduğunu doğrulamıştır.

Bishop (1998), sonlu eleman analiz ortamında yapılan çalışmalarla zaman ve frekans alanı yaklaşımlarını karşılaştırarak her iki yöntemin benzer sonuçlar verdiğini göstermiştir. Bu çalışma, frekans alanı yöntemlerinin geçerliliğini mühendislik temsiliyle doğrulayan önemli örneklerden biridir.

Liou ve diğ. (1999), random titreşim teorisini ve farklı birikim kurallarını birleştirerek, değişken genlikli yükler altında yorulma hasar tahmini için modifiye edilmiş bir model geliştirmiştir. Benzer zamanlardaki çalışmaları ile Pitoiset ve diğ. (1999), çok eksenli rastgele yükleme altında yorulma ömrünü spektral analiz yoluyla hesaplamaya yönelik yöntemler sunmuştur.

2000'li yıllarda, çok eksenli yorulma analizinde frekans alanı (spektral) yöntemleri ön plana çıkmıştır. Bu yöntemler, özellikle geniş bantlı rastgele yüklemeler altında yorulma hasarını tahmin etmede önemli avantajlar sunmuş, hesaplama maliyetlerini düşürmesi ve hızlı analiz imkânı sağlaması nedeniyle mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Pitoiset ve Preumont (2000), spektral momentler üzerinden von Mises eşdeğer gerilmesi tanımı yaparak, çok eksenli yorulma analizlerini frekans alanına uyarlamış ve bu yaklaşımla karmaşık yükleme senaryoları altında bile güvenilir sonuçlar elde edilmesini sağlamışlardır. Aynı yıl Steinberg (2000), elektronik bileşenlerin yorulma ömrünü tahmin etmek için Gaussian temelli titreşim analizlerine dayanan Three Band modelini sunmuştur.

Tovo (2002), geniş bantlı Gaussian yüklemeler altında yorulma döngü dağılımının analitik olarak tahmini için yeni bir model geliştirmiş ve mevcut döngü sayma yaklaşımlarının doğruluğunu karşılaştırmalı olarak analiz etmiştir.

Petrucci ve Zuccarello (2004), güç spektral yoğunluğu verilerinden yorulma döngülerinin dağılımını doğrudan kapalı formüllerle tahmin etmeyi mümkün kılan yöntemler sunmuş, bu sayede simülasyon ihtiyacını ortadan kaldırarak hesaplama süresinde ciddi avantajlar sağlamışlardır. Bu çalışmalar, özellikle geniş bantlı rastgele titreşimler altında yorulma tahmini için hesaplaması kolay ve etkili araçlar olarak mühendislikte yaygın biçimde kullanılmaya başlanmıştır. Benasciutti ve Tovo (2005), Rychlik ve Madsen'in yaklaşımlarını temel alan hibrit bir yöntemle, spektral

momentlere dayalı yağmur akışı döngü dağılımı tahminine yönelik gelişmiş bir model önermişlerdir. Bu model, frekans temelli yorulma analizlerinde doğruluk ve hesaplama verimliliğini daha da artırmıştır.

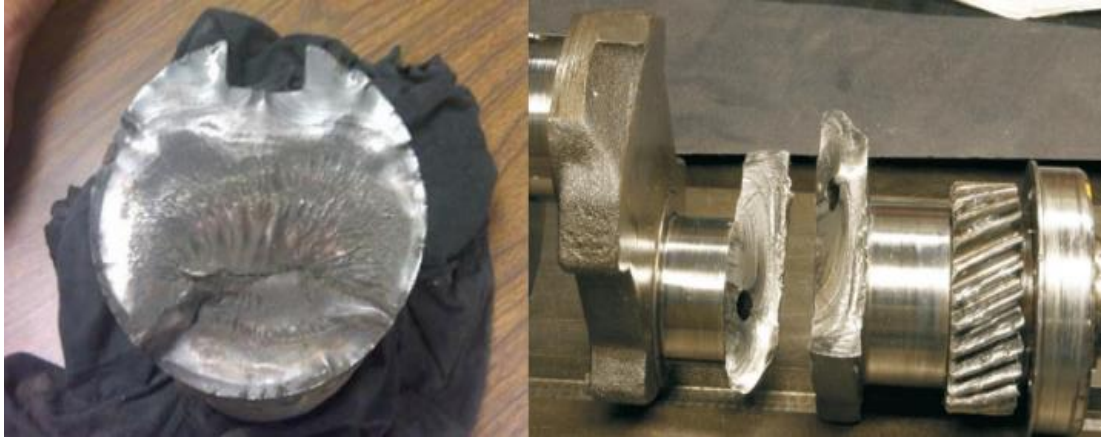




2. TEORİ

2.1 Yorulma Hasarının Temelleri

Günlük uygulamalarda karşılaşılan birçok mekanik sistem, sürekli değişen ve tekrarlayan yüklemelere maruz kalmaktadır. Bu tür yüklemelerin neden olduğu gerilmeler, akma gerilmesinin altında kalsa ve tek bir çevrimde hasara yol açmasa dahi, zamanla birikerek yorulma hasarına neden olabilir. Şekil 2.1’de mil özelinde örneği gösterilen yorulma kaynaklı hasarın, sistemin hizmet ömrü boyunca güvenilirliğini tehlikeye atmadan önce öngörülebilmesi; tasarım, üretim ve işletme süreçleri açısından kritik bir öneme sahiptir.



Şekil 2.1: Millerde yorulma hasarı

2.1.1 Yorulma hasarı aşamaları

Yorulma hasarı, tekrarlı yüklemelere maruz kalan mekanik sistemlerde zaman içinde biriken mikro yapısal hasarın bir sonucudur. Bu tür hasarlar genellikle dışarıdan bakıldığında gevrek kırılmaları andırır; çünkü kırılma yüzeyleri çoğunlukla düzdür, uygulanan gerilme eksenine diktir ve sünek kırılmalarda görülen boyun verme izleri görülmez. Ancak bu görsel benzerlik, yorulma hasarının mekanizmasının da aynı olduğu anlamına gelmez. Aksine, yorulma hasarı kendine özgü bir kırılma biçimi olup, statik gevrek kırılmalardan farklı olarak çok aşamalı bir süreçte gelişir.

Yorulmanın bu çok aşamalı doğası, çatlakların sadece oluşum şeklini değil, aynı zamanda ilerleme yönünü ve kırılma biçimini de belirler. Süreç, mikro düzeyde başlayan ve zamanla makroskobik boyutlara ulaşan karmaşık bir evrim gösterir. Nitekim, bu evrimsel sürecin daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla yapılan çalışmalarda çeşitli sınıflandırma sistemleri geliştirilmiştir. Bu bağlamda, Forsyth (1969)'in tanımlamasına göre, yorulma süreci Şekil 2.2'de yer alan üç temel aşamada ilerler: mikro çatlak başlangıcı, çatlak ilerlemesi ve ani kırılma.



Şekil 2.2: Yorulma hasarı aşamaları

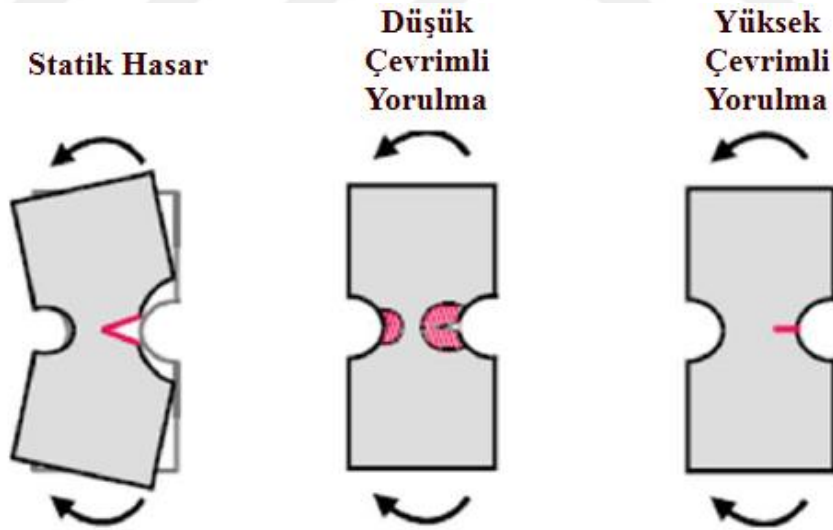
Birinci aşama, bir veya birden fazla mikro çatlakın başlatılmasıyla başlar. Bu aşamada oluşan çatlaklar, oluştuğu yönde, yön değiştirmeksizin ilerler. Birinci aşama çatlakları genellikle yüksek kayma gerilmesine sahip düzlemlerde yer alan kayma bantları boyunca yayılım gösterir. Çatlak belirli bir kritik boyuta ulaştığında, İkinci aşama olarak adlandırılan evreye geçilir. Bu aşamada çatlak yön değiştirir ve artık en büyük asal çekme gerilmesine dik olacak şekilde ilerlemeye başlar. İkinci aşama çatlakları, genellikle kesitin büyük bir kısmı boyunca yayılım gösterir ve çatlak büyümesi bu evrede daha düzenlidir. Bu nedenle, bazı çalışmalarda birinci aşama için mikro çatlak, ikinci aşama için ise makro çatlak terimleri kullanılmaktadır. Son olarak, çatlak ilerlemesi sonucu kesit alanı öylesine zayıflar ki, yalnızca bir yükleme çevrimi dahi kırılma için yeterli hâle gelir. Bu nihai kırılma evresi üçüncü aşama olarak tanımlanır ve kırılma, gevrek karakterde çatlak ilerlemesi, sünek göçme ya da her ikisinin birleşimiyle gerçekleşebilir. Bu evre, yorulma sürecinin ani ve geri döndürülemez biçimde tamamlandığı safhadır.

2.1.2 Yorulma hasarı çeşitleri

Yorulma davranışının analizinde temel alınan üç ana yaklaşım bulunmaktadır. Bunlar; gerilme temelli yaklaşım, gerinim (birim şekil değiştirme) temelli yaklaşım ve çatlak ilerlemesine dayalı yaklaşımdır. Her bir yaklaşım, farklı malzeme davranışları ve yükleme koşulları altında yorulma ömrünün tahmin edilmesine olanak sağlar ve uygun seçimi, doğru ve güvenilir bir yorulma analizi için belirleyici rol oynar.

Gerilme temelli yorulma analizinde, sistemin en kritik noktasındaki zamana bağlı gerilme değerleri esas alınır. Bu değerler üzerinden gerilme genliği ve çevrim sayısı belirlenerek, elde edilen veriler gerilme-çevrim (S-N) eğrisi ile karşılaştırılır. Böylece sistemin yorulma ömrü veya maruz kalacağı hasar miktarı öngörülebilir.

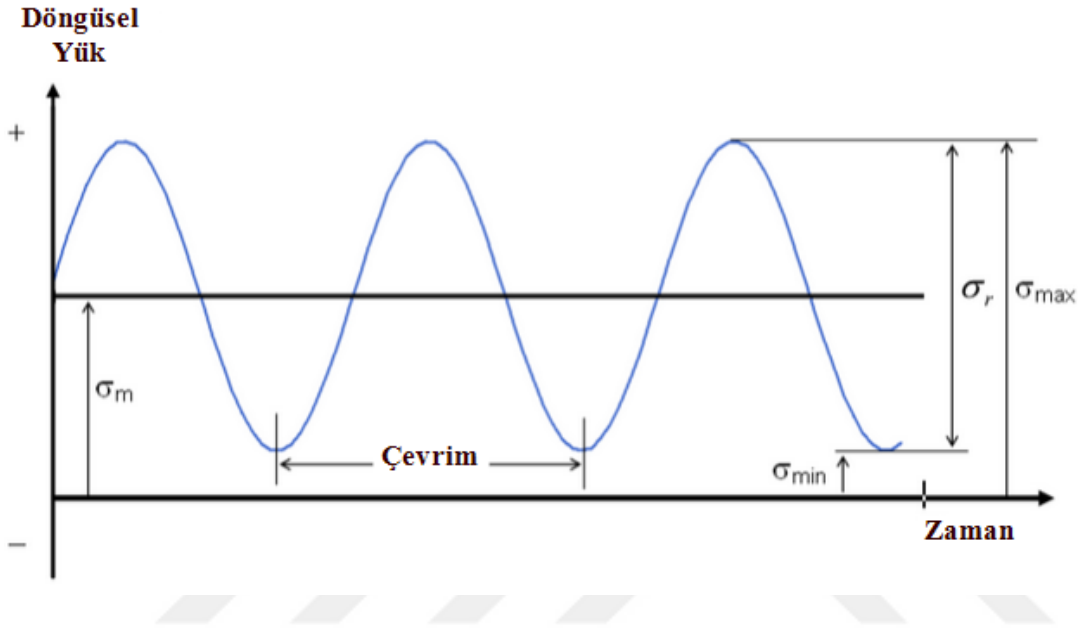
Birim şekil değiştirme temelli yorulma analiz yöntemi ise benzer bir yaklaşımla ilerler; ancak bu yöntemde gerilme yerine gerinim (birim şekil değiştirme) verileri esas alınır. Bu kapsamda, yorulma ömrü, gerinim-çevrim (ϵ -N) eğrileri üzerinden gerçekleştirilir. Özellikle düşük çevrimli yorulma analizlerinde, bu yöntemin uygulanması daha uygun ve doğru sonuçlar verir.



Şekil 2.3: Yapılardaki çeşitli hasar türleri

2.1.3 Yorulma parametreleri ve malzeme eğrileri

Yorulma analizlerinde dikkate alınması gereken temel parametreler arasında ortalama gerilme (σ_m), gerilme aralığı ($\Delta\sigma$), gerilme genliği (σ_a) ve gerilme oranı (R) yer almaktadır. Bu parametreler, malzemenin yükleme döngüsündeki davranışını ve yorulma ömrünü doğrudan etkileyen kritik büyüklüklerdir.



Şekil 2.4: Çevrimsel gerilme davranışı

Yorulma analizlerindeki temel büyüklükler Şekil 2.4'te bulunan parametreler kullanılarak aşağıdaki denklemler vasıtasıyla belirlenmektedir.

Ortalama gerilme:

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

Gerilme aralığı:

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.2)$$

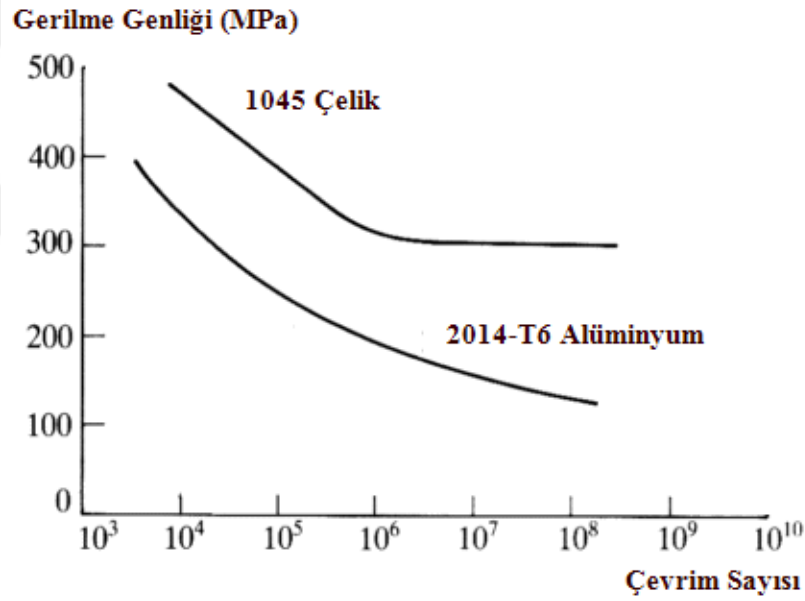
Gerilme genliği:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.3)$$

Gerilme oranı:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.4)$$

S-N eğrisi, standartlaştırılmış bir numune üzerinde uygulanan sabit genlikli yükleme deneyleri sonucunda elde edilir. Bu testlerde, numune belirli bir gerilme genliğine (σ_a) maruz bırakılır ve numunenin kırılma anına kadar geçen çevrim sayısı (N_f) kaydedilir. Bu işlem farklı gerilme düzeylerinde tekrar edilerek her bir gerilme seviyesi için karşılık gelen çevrim sayıları belirlenir. Elde edilen veriler, genellikle yatay eksenle çevrim sayısının logaritmik ölçekte, dikey eksenle ise gerilme genliğinin lineer ölçekte gösterildiği bir grafik ile görselleştirilir. Şekil 2.5'te örneği gösterilen bu eğri, bir malzemenin belirli bir gerilme altında kaç çevrim süresince güvenle kullanılabileceğini öngörmek açısından büyük önem taşır.



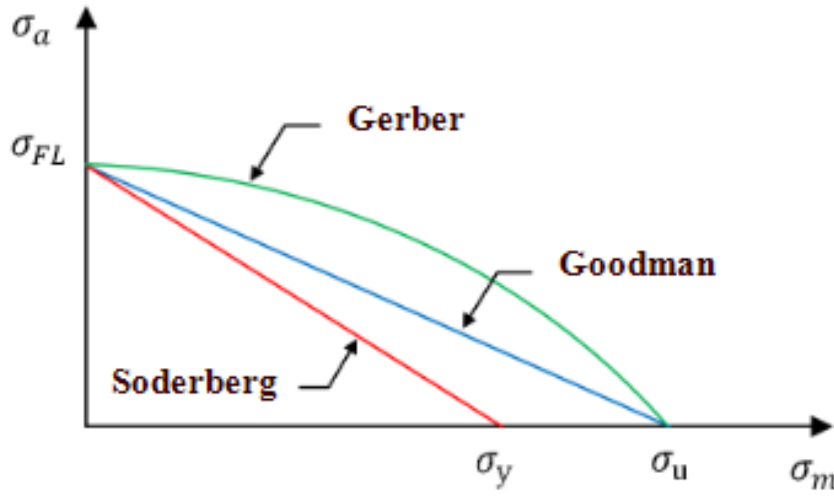
Şekil 2.5: Çelik ve alüminyum malzemeler için S-N eğrisi örneği

S-N eğrilerinin matematiksel olarak modellenmesi için çeşitli modeller geliştirilmiştir. Bunlardan en yaygın olanı, gerilme genliği ile çevrim sayısı arasındaki ilişkiyi tanımlayan Basquin eşitliğidir. Söz konusu eşitlik, gerilme genliği ile çevrim sayısı arasında logaritmik bir ilişki kurar ve denklem 1.2'deki gibi ifade edilir:

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (2.5)$$

Denklem 1.2’de bulunan σ_a , gerilme genliğini; σ_f' , yorulma dayanım katsayısını; b ise yorulma ömrü eğim katsayısını temsil eder. Her iki katsayı da malzeme özelliklerine bağlıdır. Söz konusu eşitlik, yalnızca ortalama gerilmenin sıfır olduğu durumlar için (yani σ_m ve dolayısıyla gerilme oranı $R = -1$) geçerlidir. Fakat gerçek mühendislik uygulamalarında ortalama gerilme çoğunlukla sıfırdan farklıdır ve bu durum gerilme-yorulma ilişkisini önemli ölçüde etkiler.

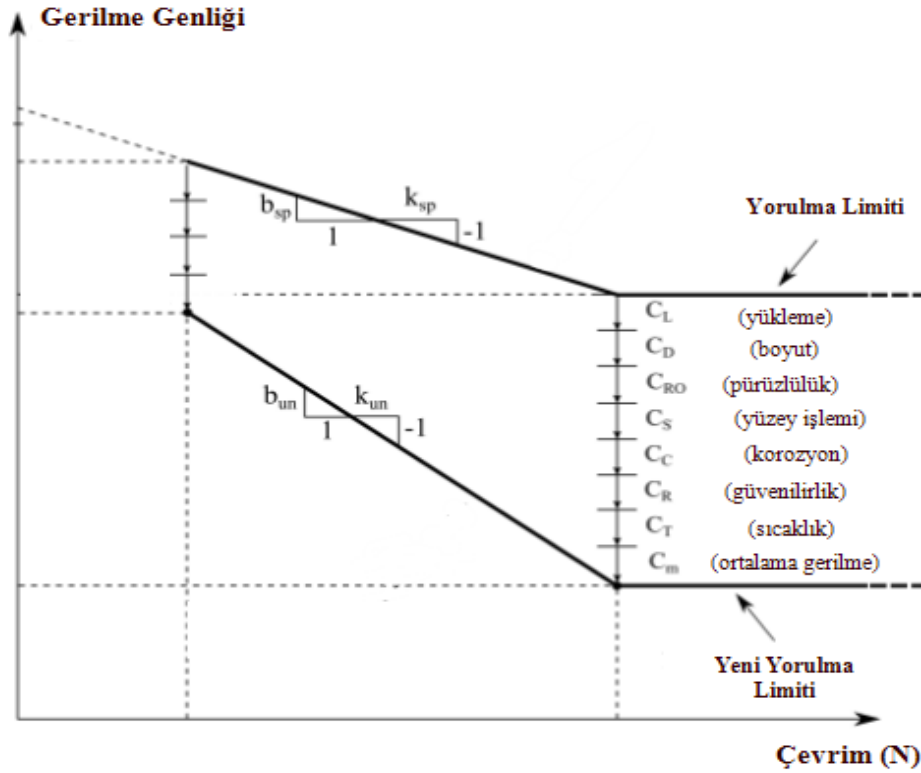
Bununla birlikte, mühendislik uygulamalarında yükleme koşulları çoğunlukla daha karmaşıktır ve ortalama gerilme sıfırdan farklıdır. Basquin eşitliğinin bu gibi durumlara doğrudan uygulanması, yorulma ömrünün yanlış tahmin edilmesine neden olabilir. Ortalama gerilmenin etkisini hesaba katmak için genellikle Şekil 2.6’da görülen Goodman, Gerber ve Soderberg gibi düzeltme yaklaşımlarından yararlanır. Bu düzeltmeler, S-N eğrisini ortalama gerilmenin etkisi altında yeniden şekillendirmeye yardımcı olur.



Şekil 2.6: Ortalama gerilmenin etkisi

Test verilerinin mevcut olmadığı durumlarda, bir malzemenin yorulma dayanımındaki doğal değişkenlik istatistiksel olarak değerlendirilemez. İstatistiksel temelli bir analiz yapılamadığı takdirde, çeşitli güvenilirlik seviyeleri, geometrik ve çevresel etkenler gibi belirsizlikleri hesaba katabilmek amacıyla ampirik düzeltme faktörleri kullanılır. Bu faktörler, deneysel olarak belirlenmiş ortalama S-N eğrilerinin farklı koşullar altında kullanılabilmesini sağlamak ve daha temkinli bir tasarım yaklaşımı sunmaktadır.

Bu tür düzeltmelerin yorulma analizine etkisi, Şekil 2.7’de detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Grafikte düşey eksen, gerilme genliğinin malzemenin kopma dayanımına oranının logaritması ile ifade edilmiştir. Yatay eksen ise hasar için gereken çevrim sayısının (2N) logaritmik ifadesini temsil eder. Grafiğin üst kısmında ideal, yani çentiksiz ve standart koşullarda elde edilen ortalama dayanım değeri 1.0 ile ifade edilmiştir. Bu değer, çeşitli düzeltme katsayıları uygulanarak aşağıya doğru kaydırılmaktadır.

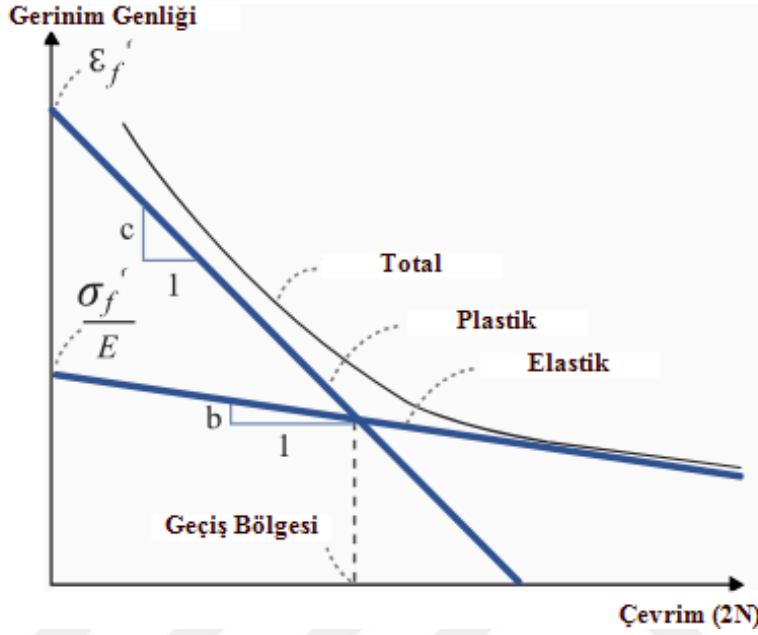


Şekil 2.7: Düzeltme faktörlerinin S-N eğrisine etkisi

Bu yaklaşım sayesinde, test verisi olmaksızın, farklı güven seviyeleri veya çevresel koşullar altında daha gerçekçi yorulma ömrü tahminleri yapılabilir. Görselde yer alan grafik, her bir düzeltme faktörünün malzemenin nominal yorulma dayanımı üzerindeki etkisini katmanlı bir şekilde sunarak, mühendislikte kullanılan güvenli tasarım ilkesini somutlaştırmaktadır. Söz konusu düzeltmelerin toplam etkisi, S-N eğrisinin aşağıya kayması şeklinde yorumlanır ve böylece daha düşük gerilme seviyelerinde daha güvenli bir ömür tahmini yapılmış olur.

Gerilme tabanlı analizler, şekil değiştirme düzeyinin küçük olduğu yüksek çevrimli yorulma senaryolarında etkilidir. Ancak deformasyonun elastik sınırları aşarak plastik

şekil değiştirme oluşturduğu düşük çevrimli yorulma durumlarında bu yaklaşım yetersiz kalmaktadır. Bu tür durumlar için, şekil değiştirme temelli yaklaşımların kullanılması gerekir. Bu kapsamda, hem elastik hem de plastik şekil değiştirme bileşenlerini kapsayan ve düşük çevrimli yorulma davranışlarını da modelleyebilen en kapsamlı modellerden biri Coffin-Manson-Basquin modelidir (Şekil 2.8).



Şekil 2.8: Gerinim - ömür eğrisi

Coffin-Manson-Basquin modeli, toplam şekil değiştirme genliğini (ϵ_a) iki bileşen olarak ele alır: elastik şekil değiştirme (ϵ_{ea}) ve plastik şekil değiştirme (ϵ_{pa}). Model denklem 1.3'teki şekilde ifade edilir:

$$\epsilon_a = \epsilon_{ea} + \epsilon_{pa} \quad (2.6)$$

Buradaki elastik bileşen, Basquin ifadesine benzer şekilde denklem 1.4'teki gibi tanımlanır:

$$\epsilon_{ea} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (2.7)$$

Plastik bileşen ise denklem 1.5'te bulunan Coffin-Manson eşitliği ile ifade edilir:

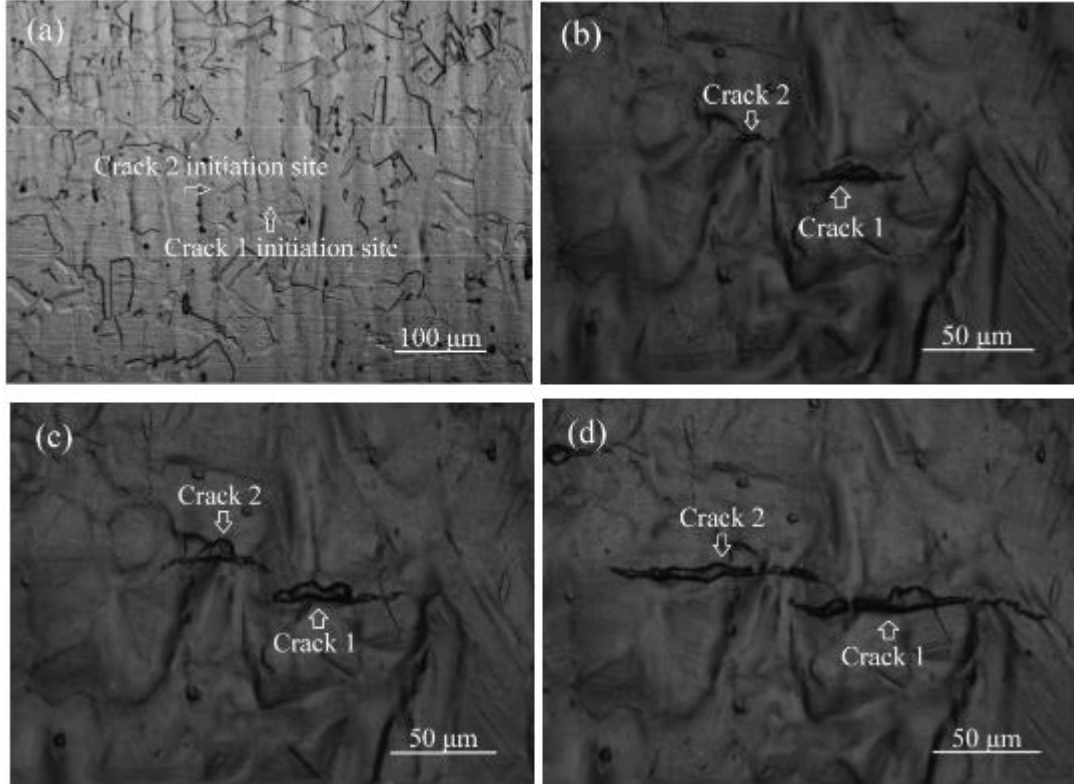
$$\epsilon_{pa} = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.8)$$

Buradaki σ'_f , ϵ'_f , b ve c parametreleri malzemeye özgü sabitlerdir; E ise elastik modül olarak tanımlanır. Bu model, hem düşük hem de yüksek çevrimli yükleme koşullarını

kapsayabildiği için, geniş bir uygulama aralığına sahiptir. Ancak, bu eşitlikte de ortalama gerilmenin etkisi doğrudan dikkate alınmamaktadır.

2.1.4 Malzeme mikro yapısının yorulmaya etkisi

Yorulma davranışı, yalnızca uygulanan dış yüklerin büyüklüğüne veya sayısına değil, aynı zamanda malzemenin iç yapısal özelliklerine de doğrudan bağlıdır. Malzeme mikro yapısı, yorulma çatlaklarının oluşumu, ilerlemesi ve nihai kırılma süreçlerinde belirleyici rol oynar. Bu nedenle, yorulma analizlerinde yalnızca makroskobik yükleme koşulları değil, malzemenin mikro düzeydeki özelliklerinin de dikkate alınması gerekir. Çatlak ilerleme sürecinin mikro boyuttaki incelemesine yönelik görüntüler Şekil 2.9'da gösterilmiştir.



Şekil 2.9: Çatlak ilerleme sürecinin gösterimi. (a) 0 çevrim – başlangıç durumu, (b) 20.000 çevrim – ilk çatlak izlerinin belirmesi, (c) 25.000 çevrim – çatlak ilerlemesinin belirgin hâle gelmesi, (d) 30.000 çevrim – çatlak yayılımının ilerlemiş son durumu. (Deng ve diğ., 2014)

Kristal yapıya sahip metallerde yorulma hasarı, genellikle mikro ölçekteki kusurların etrafında başlar. Dislokasyonlar, ikizlenme yapıları, tane sınırları, çökelti ve gözenekler gibi iç yapısal unsurlar, gerilme yığılmalarına neden olarak mikro

çatlakların oluşmasına zemin hazırlar. Özellikle çok sayıda tane sınırına sahip olan polikristal yapılar, bu sınırların çatlak ilerlemesini engelleyici veya kolaylaştırıcı etkisine göre yorulma dayanımında farklılık gösterebilir. Örneğin, ince taneli yapılar, çatlak yayılımını daha etkin şekilde sınırlayabildiğinden genellikle daha yüksek yorulma dayanımı sergiler.

Yorulma çatlakları sıklıkla yüzeyden başlasa da, bazı durumlarda iç kusurlar çatlak başlangıç noktası hâline gelebilir. Özellikle yüksek dayanımlı çelikler ve toz metalürjisiyle üretilen malzemelerde, içsel hatalar yorulma ömrünü sınırlayan temel faktörlerden biridir. Bu durum, mikro yapı karakterizasyonunun yalnızca yüzeye sınırlı kalmayıp, tüm hacim boyunca değerlendirilmesini gerekli kılar. Ayrıca ısı işlem süreçleri de mikro yapı üzerinden yorulma davranışına doğrudan etki eder. Tavlama, sertleştirme ya da yaşlandırma işlemleri sonucunda oluşan çökelti fazları, hem dislokasyon hareketini hem de mikro çatlak ilerlemesini etkileyebilir. Bu nedenle, ısı işlem görmüş alaşımlarda yorulma analizleri yapılırken, malzemenin işlem geçmişi ve mikro yapı dönüşümü dikkate alınmalıdır. Malzeme içinde yer alan ikinci fazlar da yorulma direnci açısından kritik öneme sahiptir. Matris içinde homojen dağılmayan veya kırılğan karakterdeki partiküller, özellikle yüksek frekanslı yüklemeler altında çatlak başlatıcı görev görebilir. Bu gibi durumlarda, malzeme tasarımı aşamasında mikroyapının kontrolü, yorulma ömrünün iyileştirilmesinde etkili bir yöntem olarak öne çıkar.

2.2 Zaman Alanında Yorulma Analizi

Zaman alanı yaklaşımında, yük spektrumları doğrudan zaman serisi verisi olarak değerlendirilir ve frekans alanına dönüşüm yapılmaksızın yorulma ömrü tahmini gerçekleştirilir. Bu yöntemde, yük verisi doğrudan çevrim sayımı ile işlenir. Bu bağlamda en yaygın kullanılan çevrim sayma algoritması, Rainflow çevrim sayma yöntemidir. Rainflow algoritması, ilk kez Matsuishi ve Endo (1968) tarafından geliştirilmiş olup, düzensiz yük geçmişlerinden etkin çevrimlerin tanımlanmasını mümkün kılarak yorulma hasarının hesaplanmasına olanak tanımıştır.

Rainflow çevrim sayımı, zaman serisinde yer alan farklı genlik ve ortalama gerilime sahip çevrimleri etkili bir şekilde ayırır. Bu sayede, Miner (1945)'in lineer hasar birikimi hipotezi ile birleştirilerek toplam yorulma hasarı tahmini yapılabilir.

Zaman alanı tabanlı yorulma analizleri, frekans alanı yöntemlerine kıyasla önemli farklılıklar barındırır. Frekans alanı analizlerinde yük spektrumları Fourier dönüşümü veya benzeri yöntemlerle frekans düzlemine taşınır ve yorulma ömrü, spektral yoğunluk fonksiyonları üzerinden tahmin edilir (Dirlik, 1985). Zaman alanı yöntemlerinde ise böyle bir dönüşüm adımına ihtiyaç duyulmaz. Bu özellik, zaman alanı analizlerini özellikle zamana bağlı geçici olayların veya çok sayıda serbestlik derecesine sahip sistemlerin yorulma ömrü analizinde daha doğru ve hassas hale getirir (Mao ve Mahadevan, 2001).

Zaman alanı yaklaşımlarında, elde edilen çevrim bilgileri kullanılarak ömür tahmini, çoğunlukla S-N (gerilme-ömür) veya E-N (gerinim-ömür) yöntemleri aracılığıyla gerçekleştirilir. S-N yöntemi, nominal gerilme değerlerine karşılık gelen yorulma ömrünü esas alırken, E-N yöntemi plastik deformasyon etkilerinin önemli olduğu durumlarda daha hassas tahminler sunar. S-N eğrileri genellikle yüksek döngülü yorulma koşulları için kullanılırken, E-N eğrileri düşük döngülü yorulma analizlerinde tercih edilmektedir. Bu bağlamda, çevrim sayımı sonucu elde edilen yük çevrimleri, uygun yorulma eğrileri ile ilişkilendirilerek hasar birikimi prensibine göre ömür tahmini yapılmaktadır.

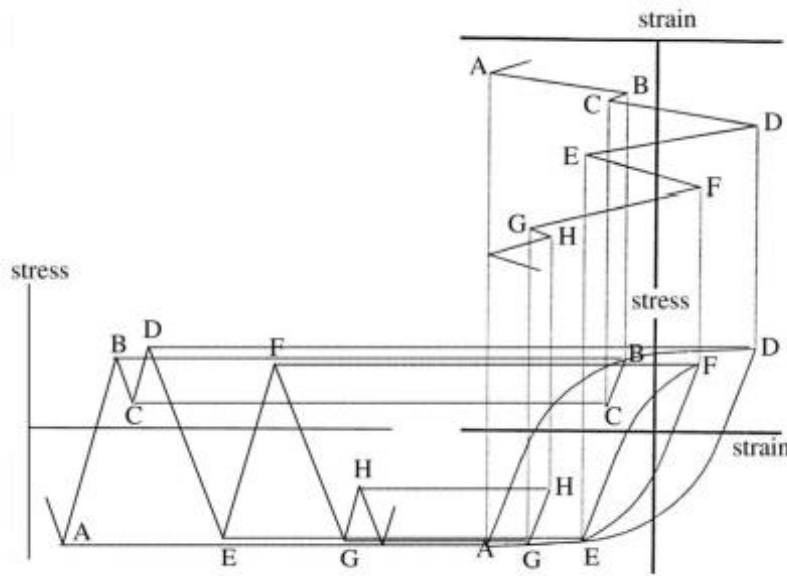
Öte yandan, zaman alanı yöntemleri doğrudan zaman serileri üzerinde çalışmaları için çok daha yüksek hesaplama gücü ve büyük veri boyutu gerektirir. Özellikle uzun süreli yük geçmişlerinin analizinde, bu durum önemli veri işleme ve depolama zorluklarına yol açabilir.

Zaman alanı analizlerinin bir diğer avantajı, ölçülmüş veya simüle edilmiş zaman verilerinin doğrudan kullanılabilmesidir. Bu sayede gerçek saha verileri veya deneysel veriler, yorulma analizlerine kolaylıkla entegre edilebilir (Amiri ve diğ., 2014). Ek olarak, zaman serilerinin ortalama, varyans, çarpıklık gibi istatistiksel özelliklerinde meydana gelen değişimler zaman alanı yöntemleriyle doğal olarak analiz edilebilir. Buna karşın frekans alanı yöntemleri genellikle durağanlık (stationarity) varsayımı altında çalışır; bu da bazı uygulamalarda hatalı sonuçlara neden olabilir.

Sonuç olarak, zaman alanı yaklaşımı, doğrudan zaman serileri üzerinde çalışmanın getirdiği doğruluk ve gerçekçilik sayesinde sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir. Ancak, yüksek veri işleme gereksinimleri ve artan hesaplama maliyetleri dikkate alınarak kullanım tercihi yapılmalıdır.

2.2.1 Rainflow döngü sayma yöntemi

Rainflow döngü sayma algoritması, zaman alanında ölçülen rastlantısal gerilme veya şekil değiştirme sinyallerinin, yorulma analizi için anlamlı döngülere ayrılmasını sağlar. Rainflow yöntemi, gerilme-zaman verisini daha basitleştirilmiş, sabit genlikli döngülere bölerek, bu döngülerin her birinin yorulmaya etkisini değerlendirmeyi mümkün kılar. Yöntem, yük sinyali üzerindeki lokal maksimum ve minimum noktaların belirlenmesi ve ardından bu noktalar arasındaki gerilme farklarının karşılaştırılması esasına dayanır.



Şekil 2.10: Gerilme - gerinim çevrimleri

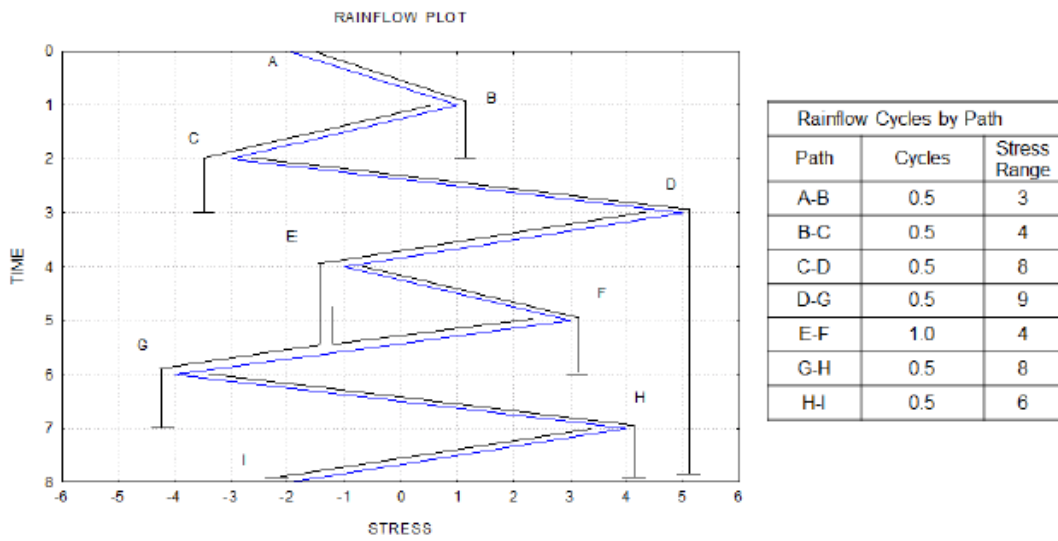
Veriler, zaman eksenini dikey aşağı olacak şekilde çizildiğinde, şekiller ardışık çatılar gibi görünür ve yağmur damlalarının bu çatılardan süzülmesi şeklinde yorumlanır. Her bir yağmur damlası, verideki bir tepe ya da çukurdan başlar ve bazı kurallara bağlı olarak aşağıya doğru hareket eder. Bu hareketin sonunda, damlanın izlediği yol bir yarım çevrim olarak kabul edilir. Her bir çevrimin yatay uzunluğu, o çevrimin gerilme aralığını tanımlar.

Rainflow sayımında belirli kurallar vardır. Yağmur damlaları (yani çevrimler) en üstten başlayarak sırayla her tepe ve çukurdan akmaya başlar. Ancak bir damla, kendisinden önce başlayan bir damla yolu tamamlanmadan yola çıkamaz. Bu, çevrimlerin birbirini takip etme düzenini oluşturur. Damlalar karşılına, geldikleri noktadan daha büyük bir tepe veya çukur çıktığında akışlarını durdurur. Aynı şekilde,

daha önce başka bir damlanın izlediği bir yolu da geçemez. Bu kurallar sayesinde, karmaşık yükleme verileri daha düzenli ve anlamlı yarım çevrimlere ayrılır.

Yöntemin sonucunda elde edilen yarım çevrimler, eşlenerek tam çevrimlere dönüştürülür ve bu çevrimlerin büyüklükleriyle sayıları, yorulma analizlerinde doğrudan kullanılır. Bu sayede, yükleme altındaki bir parçanın ne kadar süre dayanabileceği, yani tahmini yorulma ömrü, daha doğru bir şekilde hesaplanabilir.

Rainflow çevrimlerinin nasıl sayıldığına dair örnek uygulama Şekil 2.11’de görülmektedir.



Şekil 2.11: Rainflow çevrim sayma yöntemi (Okur, 2015)

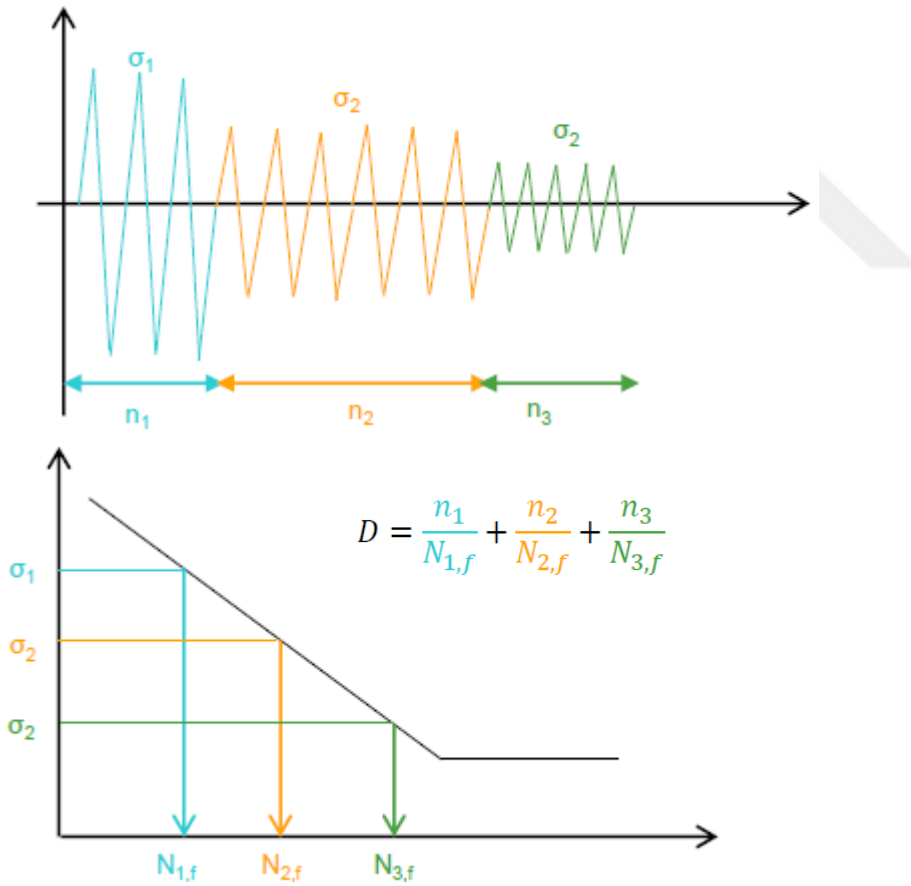
Rainflow metodunun geliştirilmesinin ardından, yöntemin daha farklı varyasyonları da literatürde yerini almıştır. Üç noktalı Rainflow çevrim sayımı (three-point method) ve dört noktalı Rainflow çevrim sayımı (four-point method) gibi algoritmalar, özellikle sinyal işlemeyi hızlandırmak veya daha hassas döngü eşleşmesi sağlamak amacıyla önerilmiştir. Bu yöntemler, Rainflow prensibini korurken farklı çevrim kapama kriterleri kullanarak özgün avantajlar sunarlar.

2.2.2 Kümülatif hasar (Palmgren-Miner)

Farklı gerilme seviyelerinde oluşan çevrimlerin toplam yorulma hasarına etkilerinin doğru bir şekilde belirlenebilmesi için kümülatif hasar teorileri geliştirilmiştir. İlk kümülatif hasar kuramı, 1924 yılında Palmgren tarafından önerilmiş ve 1945 yılında Miner tarafından matematiksel formülasyonla ifade edilerek günümüzde Palmgren-

Miner kuralı olarak adlandırılan model ortaya konmuştur (Palmgren, 1924; Miner, 1945). Bu kural, basitliği ve mühendislik uygulamalarında sağladığı pratiklik nedeniyle literatürde en yaygın kullanılan kümülatif hasar teorisi olmaya devam etmektedir.

Palmgren-Miner kuralı, değişken genlikli yükler altında her bir gerilme seviyesi için meydana gelen hasarın birbirinden bağımsız olduğunu ve doğrusal şekilde biriktiğini varsayar. Modelin temelini, bir yapı elemanının belirli bir gerilme seviyesinde kırılmadan dayanabileceği döngü sayısının (N_i), o seviyede gerçekleşen çevrim sayısına (n_i) oranlanması oluşturmaktadır. Şekil 2.12’de yöntemin uygulanmasına yönelik bir örnek gösterilirken, Denklem 2.8’de ise kuralın matematiksel ifadesi belirtilmiştir.



Şekil 2.12: Palmgren - Miner kuralı

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

Palmgren - Miner kuralı, temel aldığı bazı varsayımlar nedeniyle özellikle yüksek güvenlik katsayıları gerektiren tasarımlarda dikkatle uygulanmalıdır. Model, hasarın yük sırasından bağımsız olarak biriktiğini kabul etmektedir. Yani, yüksek gerilme seviyelerinden düşük gerilme seviyelerine ya da tam tersi geçişlerin malzeme dayanımı üzerindeki etkileri ihmal edilmektedir. Ayrıca çevrimler arası etkileşimler, malzeme mikro yapı değişimleri, plastik deformasyonlar ve zaman bağımlı hasar mekanizmaları gibi ikinci dereceden etkiler bu modelde göz önüne alınmamaktadır. Bu nedenle, Palmgren-Miner kuralı, yük sırası etkilerinin önemli olduğu bazı uygulamalarda hatalı veya konservatif tahminlere yol açabilmektedir.

Literatürde Palmgren-Miner kuralının doğrusal yapısına alternatif olarak doğrusal olmayan kümülatif hasar modelleri de geliştirilmiştir. Bu modeller, yük sırası etkilerini ve çevrimler arası etkileşimleri dikkate alarak daha gerçekçi tahminler yapmayı amaçlamaktadır. Ancak, artan karmaşıklıklarına rağmen, bu doğrusal olmayan modellerin mühendislik pratiklerine entegrasyonu sınırlı kalmış ve Palmgren-Miner kuralı, basitliği, uygulama kolaylığı ve mühendislikte kabul görmüş olması nedeniyle halen en yaygın kullanılan kümülatif hasar modeli olma özelliğini korumuştur.

2.3 Frekans Alanında Yorulma Analizi

Frekans alanında yorulma analizi, zaman alanında gerçekleştirilen geleneksel analiz yöntemlerine alternatif olarak, özellikle rastgele ve geniş bantlı yüklemelerin hâkim olduğu sistemlerde yorulma hasarının hesaplanmasını sağlayan güçlü bir yöntemdir. Titreşim kaynaklı yorulma hasarı, doğrudan zaman uzayında analiz edilebilse de, zaman alanında rastgele sinyallerin çevrimlerine ayrıştırılması, Rainflow gibi yöntemlerle çevrim sayımlarının yapılması, büyük veri hacimleri söz konusu olduğunda oldukça zaman alıcı ve hesaplamalı olarak maliyetli işlemler haline gelebilmektedir. Oysa frekans alanında yapılan yorulma analizlerinde, doğrudan zaman serisi verilerine ihtiyaç duyulmaz; bunun yerine yüklemeleri veya oluşan gerilmeleri karakterize eden güç spektral yoğunluğu fonksiyonları kullanılarak sistemin istatistiksel dinamik özellikleri elde edilir.

Frekans alanındaki yorulma analizlerinde temel bir kavram olan güç spektral yoğunluğu, bir zaman sinyalinin içerdiği frekans bileşenlerinin enerjisini temsil eder. Bu fonksiyonun altında kalan alan, sinyalin ortalama kare (RMS) değeriyle ilişkilidir. Yani bir yapının belirli bir frekansta maruz kaldığı enerjiyi doğrudan ölçmek mümkündür. Bu özelliği sayesinde, zamana bağlı verilerden farklı olarak, yalnızca genliklerin dikkate alındığı ve faz bilgisinin göz ardı edildiği bir yaklaşım elde edilir.

Kullanılan bir diğer temel kavram ise transfer fonksiyonudur. Lineer davranan bir yapıya belirli frekansta bir yük uygulandığında, yapı aynı frekansta bir tepki verir. Transfer fonksiyonu, bu giriş ve çıkış arasındaki ilişkiyi tanımlar. Titreşim yorulması analizlerinde, giriş yüklemesinin GSY'si ile transfer fonksiyonu çarpılarak yapısal tepkilerin GSY'si elde edilir. Bu işlem, doğrusal sistemlerde çok daha verimli bir analiz yapılmasını sağlar çünkü transfer fonksiyonu yalnızca bir kez hesaplanır ve çok sayıda yükleme durumu hızlı bir şekilde çözülebilir.

Frekans alanında yapılan yorulma analizlerinin en büyük avantajlarından biri, geniş veri setleriyle çalışırken zamandan büyük ölçüde tasarruf sağlamasıdır. Ayrıca, rastgele yüklemelerin oluşturduğu karmaşık sinyal davranışlarının istatistiksel temsili sayesinde, yorulma ömrü tahminleri daha düzenli ve tekrarlanabilir hale gelir. Bununla birlikte, frekans alanı analizleri genellikle yapısal sistemin lineer olduğu varsayımına dayanır, yani, plastik deformasyon oluşturmayan rejimlerde geçerliliğini korur (Clough, 2002). Yapısal davranışın doğrusal olmaktan çıktığı, örneğin büyük yer değiştirmelerin veya malzeme doğrusal olmayanlıklarının önemli olduğu durumlarda, frekans alanı yaklaşımı doğru sonuçlar veremeyebilir. Ayrıca, çok eksenli yükleme koşullarında, özellikle frekanslar arasındaki faz ilişkilerinin hesaba katılması gereken durumlarda, analiz karmaşıklığı ciddi şekilde artar.

Frekans alanında gerçekleştirilen yorulma analizlerinde, farklı yöntemler rastgele titreşim yüklemeleri altında ömür tahmini için geliştirilmiştir. En yaygın kullanılan Dirlik (1985) yöntemi, spektral momentlere dayalı kapalı form çözümüyle özellikle geniş bantlı sinyallerde yüksek doğruluk sağlar. Narrow Band yaklaşımı ise yalnızca dar frekans aralığında geçerli olup, geniş bant durumlarda fazla hasar öngörerek konservatif sonuçlar verir. Bu aşırı tahmini dengelemek için geliştirilen Steinberg Three Band yöntemi gibi çözümler daha pratik ve mühendislik odaklıdır, Steinberg (2000) yöntemi frekans spektrumunu üç bölgeye ayırarak basit ve hızlı tahminler

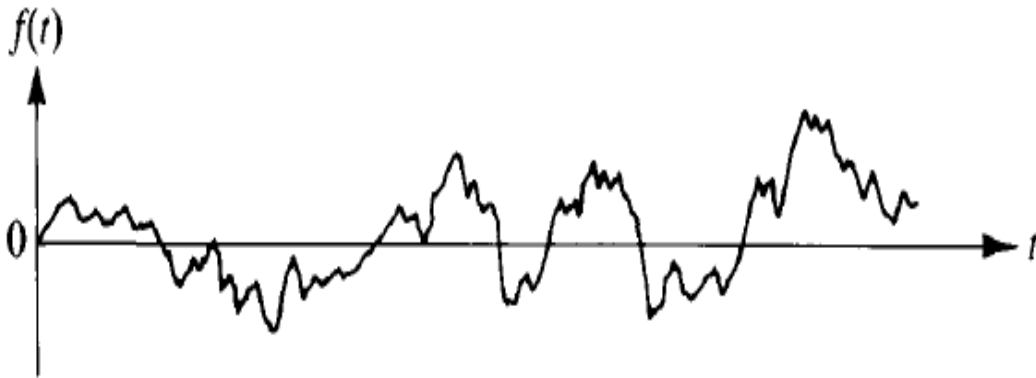
yapmayı sağlar. Kullanılacak her bir yöntem, yüklemenin spektral karakterine göre uygun şekilde seçilmelidir.

2.3.1 Rastgele titreşim

Rastgele titreşimler, ancak istatistiksel yöntemlerle tanımlanabilen titreşimlerdir. Anlık büyüklüklerin hangi anda gerçekleşeceği kesin olarak bilinemez. Bu nedenle, büyüklükler genellikle ortalama değer, standart sapma gibi istatistiksel ölçütlerle ifade edilir (Soong ve Grigoriu, 1993).

Rastgele titreşimlere; engebeli bir yolda hareket eden bir aracın tekeri üzerinde oluşan dinamik yükler, uçaklar ve yüksek yapılar üzerinde etkili olan rüzgâr basıncı dalgalanmaları, deprem kaynaklı yer hareketleri ile roket ve jet motorları tarafından üretilen akustik uyarımlar örnek olarak verilebilir.

Zamana bağlı olarak rastgele değişen bir kuvvetin $f(t)$ fonksiyonuna ait örnek bir grafik, Şekil 2.13'te sunulmuştur. Belirli bir zaman aralığı için $f(t)$ fonksiyonunun davranışı çizilebilse de, bu aralığın dışında kalan herhangi bir anda $f(t)$ 'nin kesin değerini öngörmek mümkün değildir. Bu nedenle, $f(t)$ fonksiyonunun zamana bağlı değişimi, temel olarak istatistiksel kavramlar kullanılarak tanımlanır. Bu tür süreçlerin incelenmesi ve modellenmesi için rastgele süreç teorisi kullanılmaktadır (Maurice, 1990).



Şekil 2.13: Rastgele titreşimi temsil eden örnek bir zaman alanı grafiği

Rastlantısal titreşim ile ilgili mühendislik problemlerinde, sistem yanıtının incelenmesi ve çözümlenmesi amacıyla genellikle frekans düzleminde çalışmak tercih edilmektedir. Frekans alanında yapılan analizler, özellikle tahrik frekansları ile

sistemin doğal frekansları arasındaki etkileşimleri doğrudan gözleme imkânı sağladığından, karmaşık dinamik davranışların daha anlaşılır şekilde değerlendirilmesine olanak tanımaktadır. Bu doğrultuda, rastlantısal titreşimlerin frekans alanındaki ifadesi olan güç spektral yoğunluğu fonksiyonu, mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. GSY, sistemin belirli frekanslardaki enerji dağılımını nicel olarak ifade eder ve böylece titreşim enerjisinin frekansa göre nasıl yayıldığı hakkında bilgi sunar. Bu yaklaşım, özellikle rezonans bölgelerinin tespiti ve sistem davranışının frekans temelli yorumlanması açısından büyük avantaj sağlamaktadır.

Öte yandan, rastgele titreşim problemleri, alternatif olarak zamana bağlı analiz yöntemiyle de çözümlenebilir. Zamana bağlı yaklaşımda, rastgele yükleme doğrudan zaman serisi verisi olarak alınır ve sistem cevabı, uyarma süresi boyunca adım adım gerçekleştirilen sayısal integrasyon işlemleriyle belirlenir. Bu yöntem, özellikle zamana bağlı geçici davranışların yüksek doğrulukla modellenmesi gerektiği durumlarda tercih edilmektedir. Ancak, zamana bağlı analiz yöntemleri genellikle oldukça yüksek hesaplama maliyetlerine sahiptir. Çünkü sistemin her bir zaman adımında dinamik denge denklemlerinin çözülmesi gerekir ve bu durum, özellikle uzun süreli simülasyonlar veya çok serbestlik sistemler için çözüm süresini ve gereken işlemci gücünü önemli ölçüde artırmaktadır.

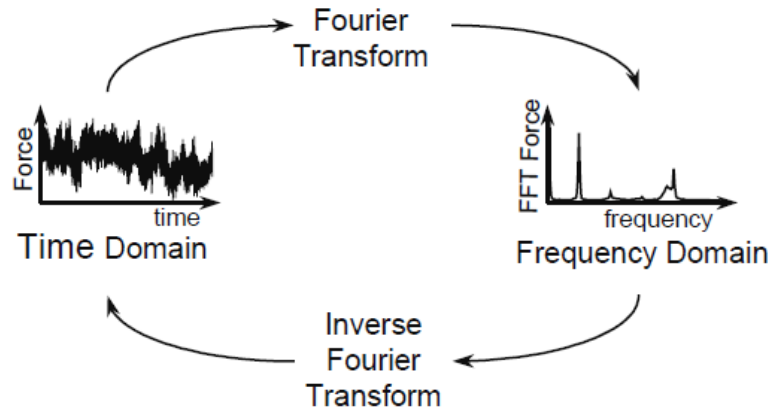
Rastgele titreşim problemlerinin çözümünde kullanılacak yöntem, analiz edilecek sistemin karmaşıklığına, beklenen sonuçların niteliğine ve mevcut hesaplama kaynaklarına bağlı olarak seçilmektedir. Frekans alanı yaklaşımları, özellikle sistem davranışının spektral özelliklerinin incelenmesi için uygundur; zamana bağlı analizler ise zamana göre değişen ayrıntılı cevapların elde edilmesi gereken uygulamalar için daha uygundur.

2.3.2 Zaman-frekans alanı dönüşümleri

Zaman alanında tanımlanan sinyaller, frekans alanına dönüştürülerek daha farklı bir bakış açısıyla analiz edilebilir. Bu dönüşüm, sinyalde hangi frekans bileşenlerinin mevcut olduğunu ve bunların genliklerinin nasıl dağıldığını ortaya koyar. Sürekli zamanlı sinyaller için bu işlem, Fourier Transformasyonu (FT) ile gerçekleştirilir. Fourier dönüşümü, sinyali sonsuz uzunlukta ve sürekli veri olarak varsayar; dolayısıyla analitik çözümler veya teorik çalışmalar için uygundur.

Gerçek mühendislik uygulamalarında ise sinyaller genellikle sonlu uzunlukta ve ayrık zaman aralıklarında örneklenmiş veriler şeklinde elde edilir. Bu tür ayrık ve sonlu verilerin frekans alanına dönüştürülmesi için Ayrık Fourier Dönüşümü (Discrete Fourier Transform - DFT) ve özellikle onun daha hızlı hesaplanan versiyonu olan Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform - FFT) kullanılmaktadır. Cooley ve Tukey tarafından 1965 yılında geliştirilen FFT algoritması, Fourier dönüşümünün hesaplama maliyetini büyük ölçüde azaltarak mühendislik ve bilimsel hesaplamalarda devrim yaratmıştır.

Zaman alanından frekans alanına dönüşüm işlemi FFT ile yapılırken, frekans alanından tekrar zaman alanına geçiş işlemi ise Ters Hızlı Fourier Dönüşümü (Inverse Fast Fourier Transform - IFFT) ile gerçekleştirilir. Süreç şematik olarak Şekil 2.14'te gösterilmektedir.



Şekil 2.14: Fourier ve Inverse Fourier Dönüşümlerinin Gösterimi

FFT ve IFFT işlemleri aşağıdaki denklemler ile ifade edilir:

$$y(f_n) = \frac{2T}{N} \sum_{k=0}^{N-1} y(t_k) e^{-i(2\pi nk/N)} \quad (2.10)$$

$$y(t_k) = \frac{1}{T} \sum_{n=0}^{N-1} y(f_n) e^{i(2\pi nk/N)} \quad (2.11)$$

Bu eşitliklerde de T toplam ölçüm süresini, N ise örnekleme nokta sayısını göstermektedir. Denklem (2.12) zaman alanındaki bir sinyalin frekans alanına dönüşümünü, denklem (2.13) ise frekans alanından zaman alanına geri dönüşümünü ifade eder.

2.3.3 Frekans cevap fonksiyonu (FRF)

Frekans Cevap Fonksiyonu, mekanik sistemlerin dinamik davranışlarını analiz etmekte kullanılan temel kavramlardan biridir. FRF, bir sistemin girişine uygulanan uyarıcı sinyalle, bu uyarıya karşılık sistemin verdiği çıkış sinyali arasındaki matematiksel ilişkiyi frekans alanında tanımlar. Başka bir deyişle, FRF; sistemin farklı frekanslardaki tepkisini ifade eden ve bu tepkilerin büyüklük (genlik) ve faz açısı bilgilerini içeren bir transfer fonksiyonudur.

FRF, genellikle doğrusal ve zamana bağlı olmayan sistemler için tanımlanır. Bu tür sistemler, sinüs dalgası şeklindeki harmonik bir giriş sinyaline aynı frekansta ancak genliği ve fazı değişmiş bir sinüs dalgası ile yanıt verir. Bu özellik, süperpozisyon prensibine dayanan lineer sistem teorisinin temel varsayımlarından biridir. Yani, sistem girişine uygulanan sinüs dalgası tek bir frekansta ise, çıkışı da aynı frekansta olur; sadece genlik zayıflamış veya artmış olabilir ve fazı ileri ya da geri kayabilir. Frekans cevap fonksiyonu, denklem 2.10'daki gibi ifade edilir:

$$\text{Giriş Sinyali} \times \text{FRF} = \text{Çıkış Sinyali} \quad (2.12)$$

Bu ifade, frekans alanı analizinin temelini oluşturur. Özellikle titreşim, akustik ve yapısal dinamik uygulamalarında, sistemin transfer fonksiyonunun bilinmesi durumunda, herhangi bir giriş için sistemin davranışı doğrudan tahmin edilebilir. Ayrıca, rastgele titreşim analizlerinde spektral yoğunluklar aracılığıyla FRF'nin kullanımı, sistemin tahmini yorulma ömrünün belirlenmesinde de önemli rol oynar.

FRF, deneysel olarak da elde edilebilir. Bunun için genellikle bir darbe çekiç testi veya sarsıcı (shaker) ile sistem uyarılır ve aynı anda sistem üzerindeki çıkışlar (ivme, hız veya yer değiştirme) ölçülür. Giriş ve çıkış sinyalleri Fourier dönüşümüne tabi tutulduğunda, bu sinyallerin oranı olarak FRF elde edilir.

2.3.4 Güç spektral yoğunluğu (GSY)

Rastgele değişkenler, geçmişteki tüm değerleri bilinse dahi gelecekte hangi değeri alacakları kesin olarak öngörülemeyen niceliklerdir. Bu belirsizlik, rastgele

titreşimlerin temel karakteristiğini oluşturur. Rastgele bir titreşimin en önemli özelliği, bir yapının farklı doğal frekans modlarını aynı anda uyarabilmesidir. Sinüzoidal yüklemelerin aksine, rastgele titreşimler belirli bir frekans aralığında, tüm frekanslarda genlik meydana getirir. Ayrıca, bu titreşimlerin genlik ve faz değerleri zamana bağlı olarak rastlantısal şekilde değişim gösterir. Bu nedenle rastgele titreşimler, mühendislik literatüründe sıklıkla "gürültü" kavramı ile ilişkilendirilir.

Rastgele titreşimler, zamana bağlı olarak rastgele değişen genliklere ve fazlara sahip, birbirini takip eden sonsuz sayıda sinüzoidal bileşenin süperpozisyonu olarak da modellenebilir. Bu yaklaşım, rastgele titreşimlerin karmaşıklığını kavramsal olarak anlamak için önemli bir temel sağlar.

Rastgele titreşimlerin zaman domeninde tam anlamıyla tanımlanabilmesi için, her bir zaman adımında sinyalin genliğinin bilinmesi gerekmektedir. Dolayısıyla, zaman domeninde tanımlanan bir rastgele sinyal için çok büyük miktarda veriye ihtiyaç duyulmaktadır; bu da binlerce, hatta milyonlarca veri noktasının işlenmesini zorunlu kılmaktadır. Ancak, frekans domenine geçilerek, zamana bağlı karmaşık sinyallerin daha kompakt bir biçimde temsil edilmesi mümkün olmaktadır. Güç spektral yoğunluğu bu amaca hizmet eden temel araçlardan biridir. GSY, bir rastgele sinyalin enerji dağılımını frekans ekseninde ifade ederek, zamana bağlı verinin çok daha az sayıda parametre ile tanımlanmasını sağlar. Bu nedenle, mühendislik standartlarında ve çeşitli analiz prosedürlerinde rastgele yüklemeler, doğrudan zaman serileri yerine çoğunlukla GSY fonksiyonları ile temsil edilmektedir.

Rastgele bir titreşim sinyali, genel anlamda titreşimin şiddeti hakkında bilgi verse de, bu titreşimin bir yapıya etkisinin doğru bir şekilde analiz edilebilmesi için frekans spektrumunun belirlenmesi gereklidir. Frekans spektrumları, rastgele titreşimlerin frekans bazlı karakteristiğini ortaya koymakta ve bu doğrultuda güç spektral yoğunluğu ideal bir temsil aracı olarak öne çıkmaktadır (Lalanne, 2002). GSY, bir sinyalin tüm frekans bileşenlerindeki ortalama güç içeriğini gösterir ve genellikle belirli bir frekans aralığında birim frekans başına düşen güç olarak tanımlanır.

Güç spektral yoğunluğu, zamana bağlı bir sinyalin Fourier dönüşümü alınarak frekans uzayına taşınması, ardından genlik spektrumunun karesinin alınması ve uygun frekans çözünürlüğüne bölünmesi ile elde edilir. Denklem 2.13'te bir sinyalin güç spektral yoğunluğunu genlik cinsinden ifade eder.

$$PSD_{amplitude} = (FFT_{amplitude}^2) \frac{1}{df} \quad (2.13)$$

$FFT_{amplitude}$ sinyalin genliğinin Fourier dönüşümünü temsil eder. Güç spektral yoğunluğu, bu dönüşümün büyüklüğünün karesi alınarak ve frekans çözünürlüğünün tersi df ile ölçeklendirilerek elde edilir. Frekans çözünürlüğü df , örnekleme hızının örnek sayısına oranı olarak tanımlanır.

GSY'nin birimi, ölçülen fiziksel büyüklüğün (ivme, hız veya yer değiştirme) frekans başına karesi olarak ifade edilir. Örneğin, ivme için GSY birimi genellikle G^2/Hz şeklinde yazılır.

2.3.5 Frekans alanında hasar tahmini yöntemleri

Yorulma hasarının tahmininde geleneksel olarak kullanılan zaman alanı yöntemleri, yükleme geçmişinin detaylı şekilde değerlendirilmesini gerektirir. Bu durum, özellikle uzun süreli ve yüksek çözünürlüklü yük verileriyle çalışıldığında, hesaplama maliyetini ve işlem süresini ciddi ölçüde artırır. Zaman alanı analizlerinin bu dezavantajlarını ortadan kaldırmak amacıyla geliştirilen frekans alanı temelli yaklaşımlar, rastgele yüklemeye maruz kalan sistemlerde yorulma ömrünü, gerilme zaman geçmişine gerek duymadan, yük spektrumunun frekans içeriği üzerinden tahmin etmeye olanak tanır. Bu yöntemlerde temel alınan bilgi, yükleme spektrumunun güç spektral yoğunluğu ve spektral momentleridir.

Frekans alanı yöntemlerinde, bir yük sinyalinin belirli frekans içeriği ve istatistiksel karakteristikleri kullanılarak, hasar tahmininde bulunulur. Bu yöntemler çoğunlukla Gaussian özellikler taşıyan rastgele yükleme senaryoları altında uygulanmakta olup, sistemin doğrusal olduğu varsayımıyla çalışırlar. Yöntemlerin çoğu, sinyaldeki geçici çevrimlerin dağılımı hakkında varsayımlarda bulunur ve bu çevrimlerin S-N eğrisiyle ilişkisini kurarak hasar birikimini hesaplar.

Bu bağlamda en çok bilinen ve kullanılan yöntemlerden biri Dirlik yöntemidir. Dirlik yaklaşımı, geniş bantlı spektrumlar altında çevrim genliği dağılımını doğrudan frekans alanı verileriyle tahmin etmeye imkân tanıyan etkili bir yöntemdir. Yöntem, özellikle geniş frekans içerikli yükler için yüksek doğruluk ve pratiklik sunması nedeniyle mühendislik uygulamalarında yaygın olarak tercih edilmektedir. Ancak detayları bu bölümde ele alınmayacak olup, bir sonraki başlıkta kapsamlı olarak incelenecektir.

Dirlik yönteminin dışında literatürde farklı varsayımlara dayanan birçok frekans temelli model geliştirilmiştir. Bunlardan ilki Narrow-Band yöntemidir. Bu yaklaşım, yük sinyalinin spektral içeriğinin oldukça dar olduğu durumlarda, yani tek frekans civarında yoğunlaştığı süreçlerde geçerlidir. Yöntem, çevrim genliklerinin Rayleigh dağılımı gösterdiğini kabul eder. Basitliği nedeniyle avantajlı olsa da, spektrumu geniş olan sinyallerde hasarı genellikle abartılı tahmin eder. Bu nedenle dar bant varsayımının sağlanmadığı durumlarda kullanılması önerilmez.

Steinberg tarafından geliştirilen 3 - Bant yöntemi, rastgele titreşim yüklemeleri altında meydana gelen yorulma hasarını tahmin etmek amacıyla kullanılan basit ve uygulaması kolay bir yaklaşımdır. Bu yöntem, rastgele yükleme koşullarında oluşan gerilme dağılımlarının istatistiksel olarak Gauss (normal) dağılım özelliği gösterdiği varsayımına dayanır. Bu temel varsayım sayesinde karmaşık olasılık yoğunluk fonksiyonlarının analizi yerine, standart sapma aralıkları esas alınarak yorulma hasarı tahmini yapılabilmektedir. Yöntem kapsamında, gerilme genlikleri üç ayrı istatistiksel bölgeye ayrılır: 1σ , 2σ ve 3σ . Gauss dağılımı altında, gerilmenin $\pm 1\sigma$ aralığında kalma olasılığı yaklaşık %68, $\pm 2\sigma$ aralığında kalma olasılığı %95,4 ve $\pm 3\sigma$ aralığında kalma olasılığı ise %99,7 olarak kabul edilir. Bu oranlar, yükleme spektrumu boyunca gerilmelerin ne oranda hangi genlik seviyelerinde gerçekleştiğine dair temel bir çerçeve sunar. Böylece, her bir bantta meydana gelen yükleme döngülerinin frekansı ve büyüklüğü dikkate alınarak toplam yorulma hasarı yaklaşık olarak hesaplanabilir. Steinberg'in yöntemi, özellikle erken tasarım aşamalarında, sınırlı bilgiyle yapılan ömür tahminlerinde veya sayısal hesapların zor olduğu uygulamalarda hızlı ve güvenilir bir ön değerlendirme aracı olarak kullanılabilir.

Alternatif olarak önerilen bir diğer etkili model ise Benasciutti - Tovo yöntemidir. Bu yaklaşım, dar bant ve geniş bant sınırlarının ağırlıklı ortalamasını alarak hasar tahminini gerçekleştiren yarı-ampirik bir yöntemdir. Spektral momentlere dayalı olarak tanımlanan ağırlık katsayısı ile farklı spektral içeriklere sahip yükler için esnek kullanım imkânı sunar. Dirlik yöntemine benzer doğrulukta sonuçlar üretmesine rağmen daha az hesaplama yüküne sahiptir. Bu özelliği sayesinde özellikle mühendislik uygulamalarında tercih edilmektedir.

Daha az yaygın olmakla birlikte, Ortiz - Chen ve Longuet - Higgins gibi yöntemler de frekans alanı yaklaşımında önerilmiş modeller arasındadır. Ortiz - Chen yöntemi, Poisson dağılımı temelli çevrim oranı tahminiyle hasar kestirimi yaparken, Longuet -

Higgins yaklaşımı ise çevrim geçişlerini dalga analizinden türetilmiş yöntemlerle hesaplar. Bu modeller daha çok özel durum analizlerinde kullanılır ve genelleştirilmiş mühendislik hesaplamalarında yaygın değildir.

Frekans alanı hasar tahmini yöntemleri, özellikle zamana bağlı yükleme verisinin uzun, karmaşık ve yüksek frekanslı olduğu uygulamalarda büyük avantaj sağlamaktadır. Dirlik yöntemi bu alanda öne çıksa da, diğer yöntemler spektrumun yapısına, doğruluk ihtiyacına ve hesaplama süresine bağlı olarak alternatif veya tamamlayıcı seçenekler sunmaktadır. Bu nedenle, yükleme karakteristiklerine uygun yöntemin seçilmesi, analizlerin doğruluğunu ve geçerliliğini doğrudan etkileyen kritik bir adımdır.

2.3.5.1 Dirlik yöntemi

Dirlik'in gerilme aralıklarına ilişkin çevrim sayımı için geliştirdiği ampirik formülasyon, yorulma analizinde doğruluk açısından en üstün yöntemlerden biri olarak kabul edilmektedir (Bishop, 1999). Bu yöntem, Monte Carlo simülasyonları kullanılarak rastgele titreşim sinyallerinin geniş bir yelpazede modellenmesi sonucunda elde edilmiş ve gerilme aralıklarının çevrim sayımına ilişkin olasılık yoğunluk fonksiyonunun kapalı formda tanımlanmasına olanak sağlamıştır (Dirlik, 1985). Dirlik'in önerdiği bu dağılım fonksiyonu, özellikle geniş bantlı rastgele yüklemeler altında yüksek doğruluk sağlaması nedeniyle spektral tabanlı yorulma analizlerinde önemli bir yer edinmiştir.

Dirlik yöntemi, rastgele yükleme altında oluşan yorulma hasarını, gerilme zaman serisinin istatistiksel özelliklerini kullanarak tahmin etmeye dayanmaktadır. Hasar oranı (D), gerilme aralığının belirli bir kuvvetle çarpımı ile çevrim sayısı dağılımının çarpımının tüm gerilme aralıkları üzerinde integrali alınarak hesaplanmaktadır. Bu hesaplamada, yük sinyaline ait ikinci ve dördüncü dereceden spektral momentler (m_2 ve m_4) kullanılarak frekans alanında enerji dağılımı dikkate alınır.

Gerilme aralığına bağlı çevrim sayısı, denklem (2.14) ile tanımlanmaktadır:

$$N(S) = v_p * \tau * p(s) \quad (2.14)$$

Bu denklemdeki v_p , birim zamandaki ortalama tepe (peak) sayısını, τ , yapının yüklemeye maruz kaldığı süreyi ve $p(s)$ ise gerilme aralığına ait olasılık yoğunluk fonksiyonunu temsil etmektedir. Bu yaklaşım, geleneksel zaman alanı tabanlı çevrim

sayımı yöntemlerine kıyasla hem hesaplama verimliliği hem de hız açısından önemli avantajlar sunmaktadır.

Dirlik'in önerdiği denklem 2.15'te gösterilen olasılık yoğunluk fonksiyonu $p(s)$, gerilme aralıklarının dağılımını üç ayrı terimin ağırlıklı toplamı olarak modellemektedir. Her bir terim, rastgele yükleme altında oluşan farklı çevrim türlerini temsil eder ve normalize edilmiş gerilme aralığı Z üzerinden tanımlanır. Olasılık yoğunluk fonksiyonu, yüksek doğrulukta hasar tahminleri yapabilmek adına, deneysel verilerle kalibre edilmiş ağırlık katsayıları içerir. Bu katsayılar D_1, D_2 ve D_3 olarak tanımlanır ve toplamı bire eşittir.

$$p(s) = \frac{\frac{D_1}{Q}e^{-Z/Q} + \frac{D_2 Z}{R^2}e^{-Z^2/2R^2} + D_3 Z e^{-Z^2/2}}{2\sqrt{m_0}} \quad (2.15)$$

$$D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2} \quad (2.16)$$

$$D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R} \quad (2.17)$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad (2.18)$$

$$Q = \frac{1.25(\gamma - D_3 - D_2 R)}{D_1} \quad (2.19)$$

$$R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2} \quad (2.20)$$

$$Z = \frac{s}{2\sqrt{m_0}} \quad (2.21)$$

$$x_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \quad (2.22)$$

$$v_p = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (2.23)$$

$$\gamma = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 m_4}} \quad (2.24)$$

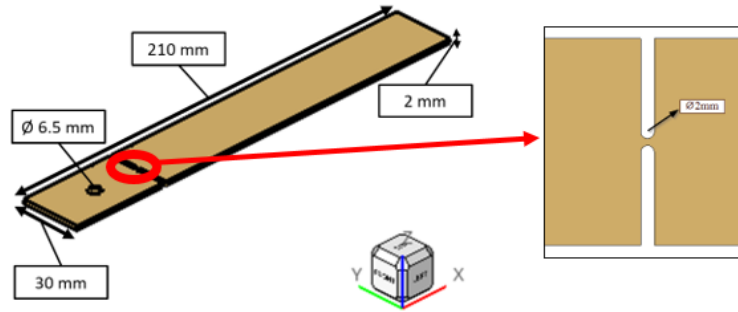
Yöntemde kullanılan tüm parametreler, yük sinyalinin spektral momentlerinden türetilmekte olup, bu momentlerin oranlarıyla tanımlanan çeşitli bağıntılar üzerinden hesaplanmaktadır. Özellikle x_m , γ , R , Q gibi parametreler, sinyalin bant genişliği ve frekans içeriği gibi kritik özelliklerini yansıtır. Dirlik dağılımının şekli bu parametrelerle kontrol edilmekte ve böylece farklı tipteki rastgele yükleme durumları için uygun bir modelleme sağlanmaktadır.



3. FREKANS ALANI YORULMA ANALİZLERİNİN ZAMAN ALANINDAKİ YORULMA ANALİZLERİ İLE KIYASLANMASI

3.1 Numunenin Özellikleri ve Sonlu Elemanlar Modeli

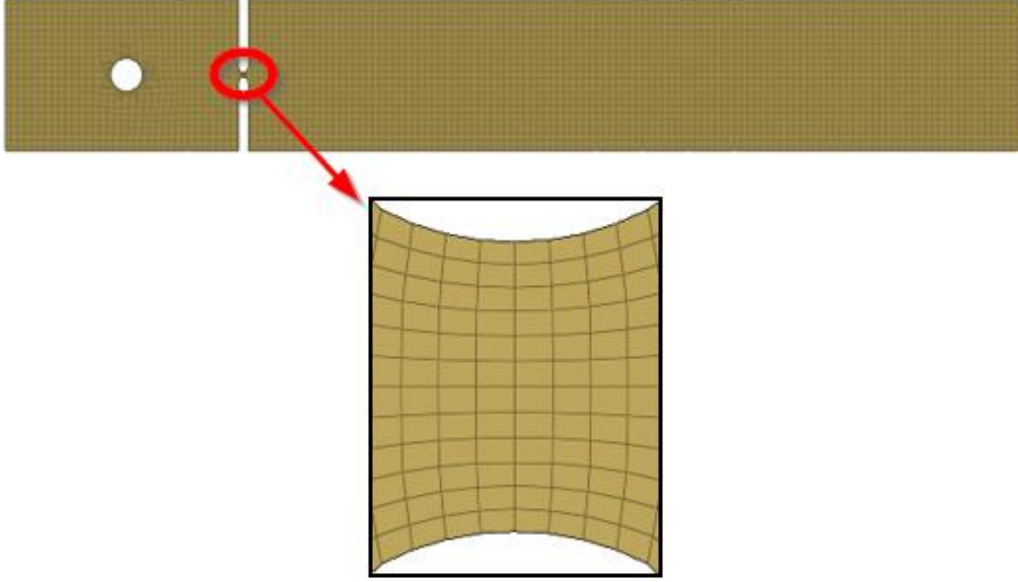
Bu çalışmada, yorulma analizinde kullanılan zaman alanı ve frekans alanı yaklaşımları karşılaştırmalı olarak incelenmiş; titreşim tabanlı yükleme koşullarında elde edilen frekans alanı tabanlı yorulma hasarı sonuçlarının, referans kabul edilen zaman alanı tabanlı yorulma hasarı sonuçlarına göre gösterdiği sapma, sonlu elemanlar analizleri kullanılarak değerlendirilmiştir. Bu kapsamda, mühendislik uygulamalarında sıkça karşılaşılan gerilme yığılmalarını temsil etmesi açısından Şekil 3.1'deki çentikli bir numune modeli seçilmiştir.



Şekil 3.1 : Numunenin geometrik ölçüleri

Bu çalışmada, numunenin sonlu elemanlar modellemesi Altair HyperMesh yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yüksek doğrulukta bir sonlu elemanlar analizi elde edilebilmesi için, analiz yapılacak yapının geometrisinin sayısal modelleme ortamında gerçek yapıya uygun biçimde temsil edilmesi büyük önem taşımaktadır. Sonlu elemanlar analizlerinin doğruluğu üzerinde etkili olan bir diğer önemli unsur da kullanılan eleman tipidir. Eleman tipi seçimi; yapının geometrik karmaşıklığı, modelin büyüklüğü, analiz türü ve çözüm süresi gibi çeşitli kriterlere bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Genel olarak, dayanım ve gerilme analizlerinde daha yüksek

hassasiyet sağladığı bilinen hexahedral elemanlar tercih edilmektedir. Ancak bu çalışmada, deneysel verilerle doğrulama (korelasyon) gereksiniminin olmaması ve çok sayıda analiz senaryosunun gerçekleştirilecek olması nedeniyle, çözüm sürelerini optimize etmek amacıyla kabuki (shell) elemanlar kullanılmıştır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 : Numunenin sonlu elemanlar modeli

Modelleme sürecinde, numunenin özellikle çentik bölgesinde oluşması beklenen gerilme yığılmalarının doğru şekilde yakalanabilmesi amacıyla, bu bölgeye özel olarak daha yoğun (fine) bir mesh ağı uygulanmıştır. Böylece kritik bölgedeki gerilme dağılımı daha yüksek doğrulukla elde edilebilmiştir. Diğer bölgelerde ise çözüm süresini optimize edecek şekilde daha kaba (coarse) bir mesh yapısı tercih edilmiştir.

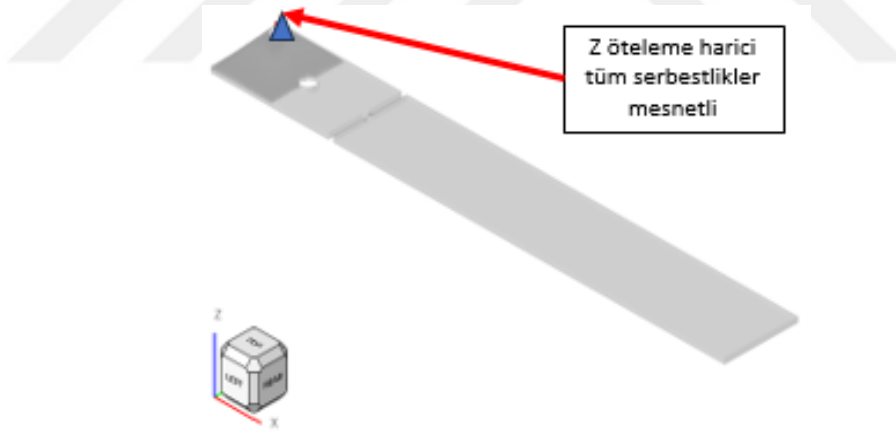
Sonuç olarak, model toplamda 25.070 adet shell elemandan oluşacak şekilde yapılandırılmıştır. Bu yapı ile hem hesaplama verimliliği hem de analiz doğruluğu arasında optimal bir denge sağlanarak, yapısal davranışın güvenilir şekilde simülasyonu mümkün kılınmıştır.

3.2 Modal Analiz

Modal analizler, bir yapının belirli bir frekans aralığındaki dinamik davranışlarını incelemek amacıyla gerçekleştirilir. Bu analizler sonucunda elde edilen modal özellikler, yapının doğal frekansları, mod şekilleri, modal katılım faktörleri ve modal efektif kütle değerleri gibi temel parametreleri içerir.

Modal katılım faktörleri, yapının belirli bir titreşim modunun hangi yönde ne ölçüde etkili olduğunu ortaya koyan parametrelerdir. Modal efektif kütle ise, belirli bir modda ve belirli bir yönde sisteme etki eden kütle miktarını temsil eder ve genellikle toplam sistem kütlesine oranla yüzde cinsinden ifade edilir. Bu bağlamda, yüksek efektif kütleyle sahip bir mod, ilgili yöndeki sistem tepkisine daha fazla katkı sağlar. Buna karşılık, düşük efektif kütleyle sahip modlar sistem cevabına daha sınırlı etki eder.

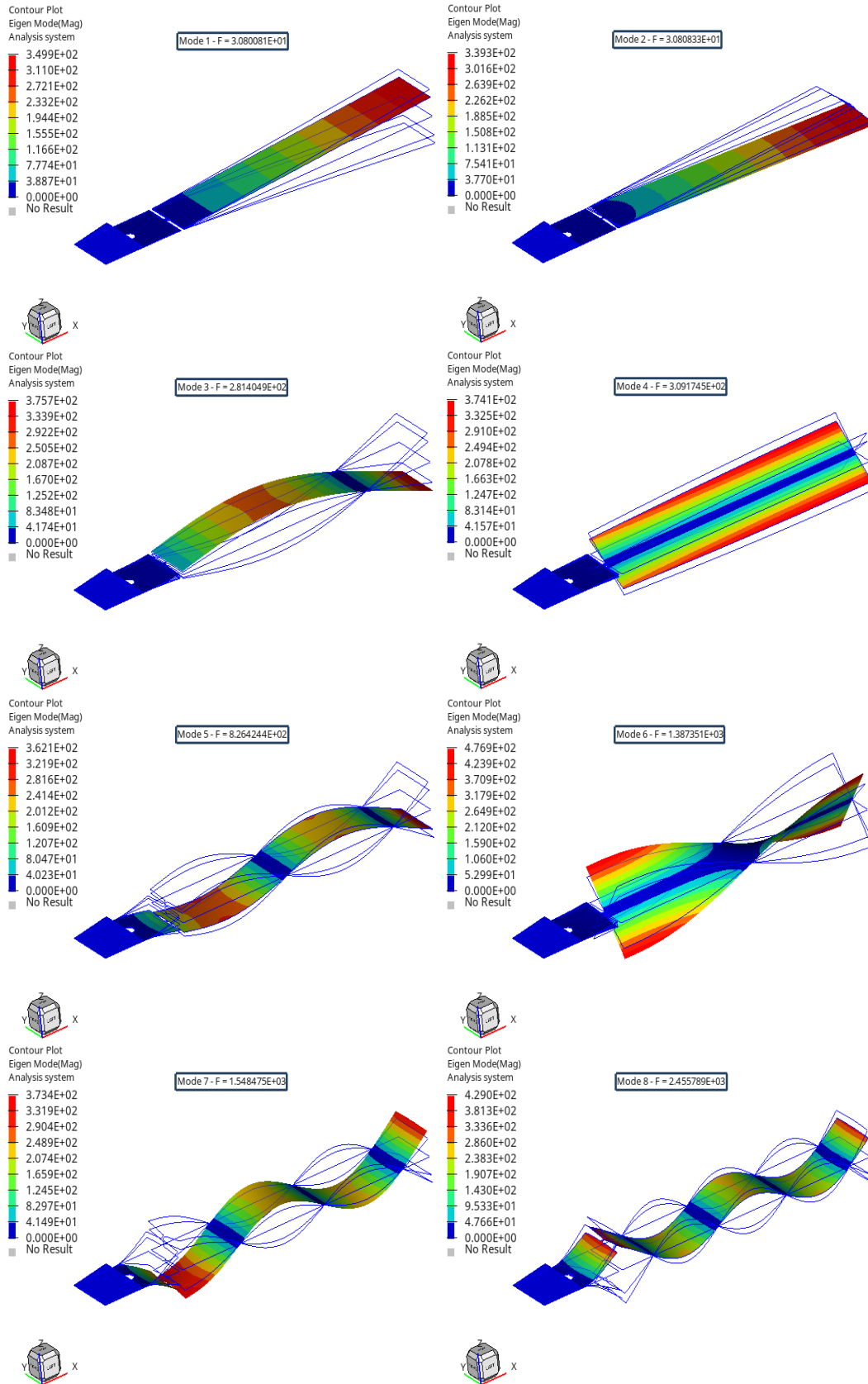
Bu çalışmada, Altair OptiStruct çözücüsü kullanılarak Lanczos yöntemi ile bir modal analiz gerçekleştirilmiş olup, inceleme frekans aralığı 0-2500 Hz olarak belirlenmiştir. Yapı, modal analizde ve diğer yapısal analizlerde Şekil 3.3'te gösterilen bölgeden Z öteleme serbest bırakılarak, diğer tüm serbestlik derecelerinde kısıtlanmıştır.



Şekil 3.3 : Modele ait sınır koşulları

Yapılacak olan analizlerde yükleme Z ekseninde yapacağı için bu yöndeki sonuçlar incelenmiştir. Gerçekleştirilen modal analiz sonucunda modal efektif kütle oranı %83 mertebelerinde elde edilmiştir, böyle bir çalışma için yeterli görülmüştür. Ayrıca, baskın olan modların birinci ve üçüncü modlar olduğu gözlemlenmiştir.

Numunenin ilk 8 moduna ait mod şekilleri Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



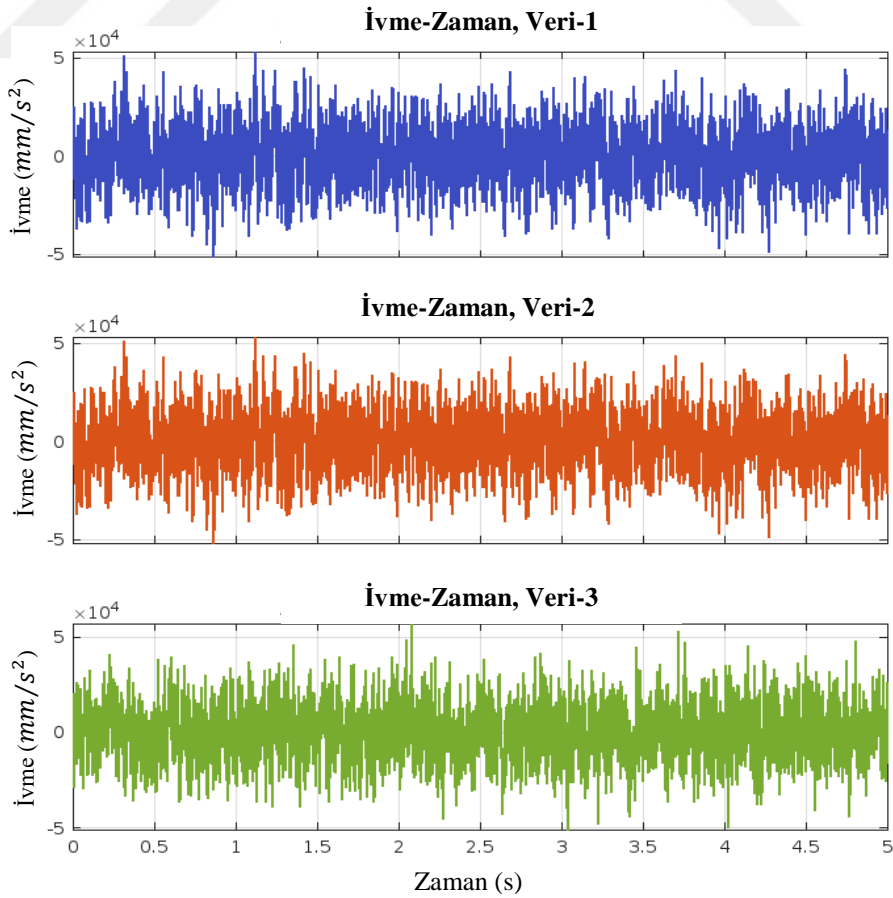
Şekil 3.4 : Numunenin ilk 8 modu

3.3 Zaman Alanı: Transient Dinamik Analizler

Frekans alanında gerçekleştirilen yorulma analizlerinin, zaman alanında yapılan analizlerle tutarlılığını değerlendirebilmek amacıyla, Şekil 3.5'te gösterilen üç farklı zaman alanı verisi (ivme - zaman) MATLAB kodu ile oluşturulmuştur. Her bir zaman verisi için örnekleme frekansı 2000 Hz olarak belirlenmiş ve 5 birim zaman süresince, toplamda 10.000 veri noktası elde edilmiştir.

Dirlik yöntemi gibi yöntemler kullanılarak frekans alanında gerçekleştirilen yorulma analizlerinde, sinyalin Gaussian (normal) dağılım gösterdiği varsayımı temel alınmaktadır. Bu kabuller altında ideal olarak skewness değeri 0.0, kurtosis değeri ise 3.0 olmalıdır. Bu bağlamda, oluşturulan zaman alanındaki verilerin istatistiksel karakteristiklerinin Gaussian dağılıma uygun olması hedeflenmiş ve verilerin üretiminde bu kriterler göz önünde bulundurulmuştur.

Oluşturulan bu Gaussian veriler kullanılarak transient dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Hem zaman alanında hem de frekans alanında yapılan analizlerde, %5 oranında modal sönüm kabulü esas alınmıştır.



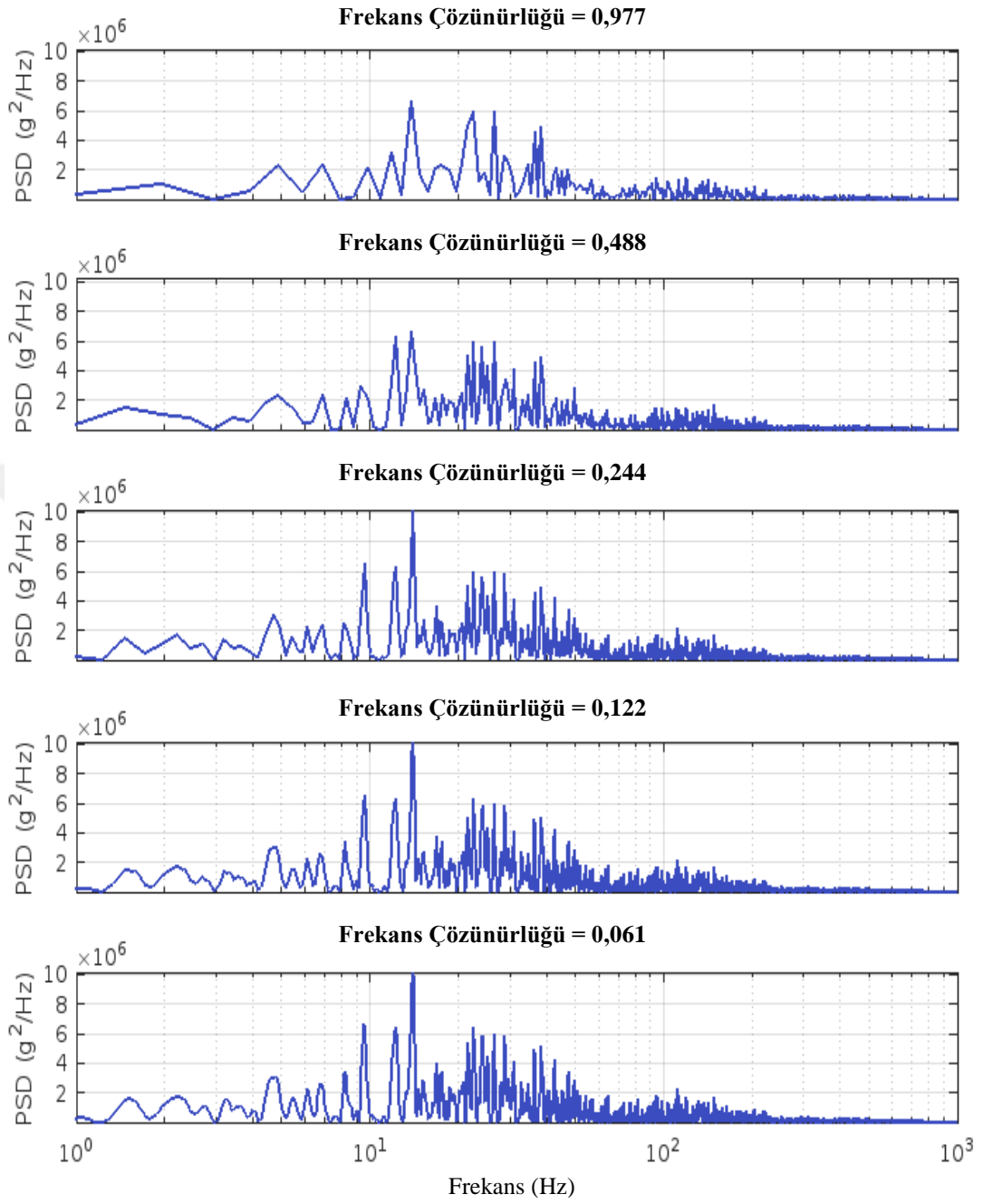
Şekil 3.5 : Zaman alanı: Türetilen ivme-zaman verileri

3.4 Frekans Alanı: Rastgele Titreşim Analizleri

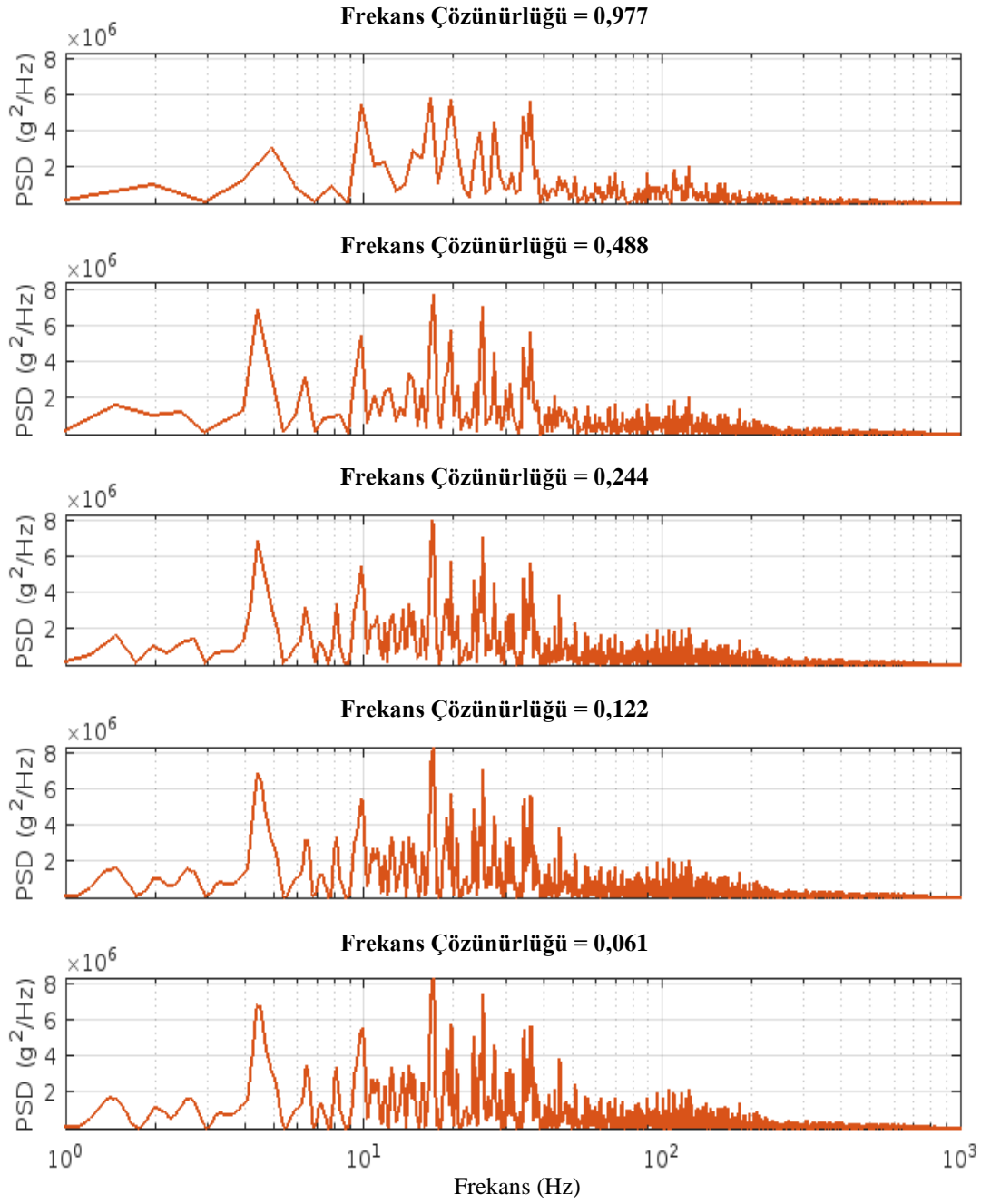
Her bir ivme-zaman verisi için, güç spektral yoğunluğu (PSD) analizi gerçekleştirilmiş ve bu analizlerde sırasıyla 2048, 4096, 8192, 16.384 ve 32.768 olmak üzere beş farklı NFFT (Fast Fourier Transform için kullanılan nokta sayısı) değeri kullanılmıştır.

Frekans çözünürlüğü, kullanılan örnekleme frekansının (f_s) NFFT değerine oranı ile belirlenmekte olup, $\Delta f = f_s/NFFT$ formülü ile hesaplanmaktadır. Bu çalışmada örnekleme frekansı sabit olarak 2000 Hz seçildiğinden, NFFT=2048 için frekans çözünürlüğü yaklaşık 0,977 Hz, NFFT=4096 için 0,488 Hz, NFFT=8.192 için 0,244 Hz, NFFT=16.384 için 0,122 Hz, NFFT=32.768 için ise 0,061 Hz olmaktadır. NFFT değeri arttıkça elde edilen spektrumun frekans çözünürlüğü iyileşmekte, bu da spektral yoğunluk eğrilerinde daha ayrıntılı ve düzgün bir yapı elde edilmesini sağlamaktadır.

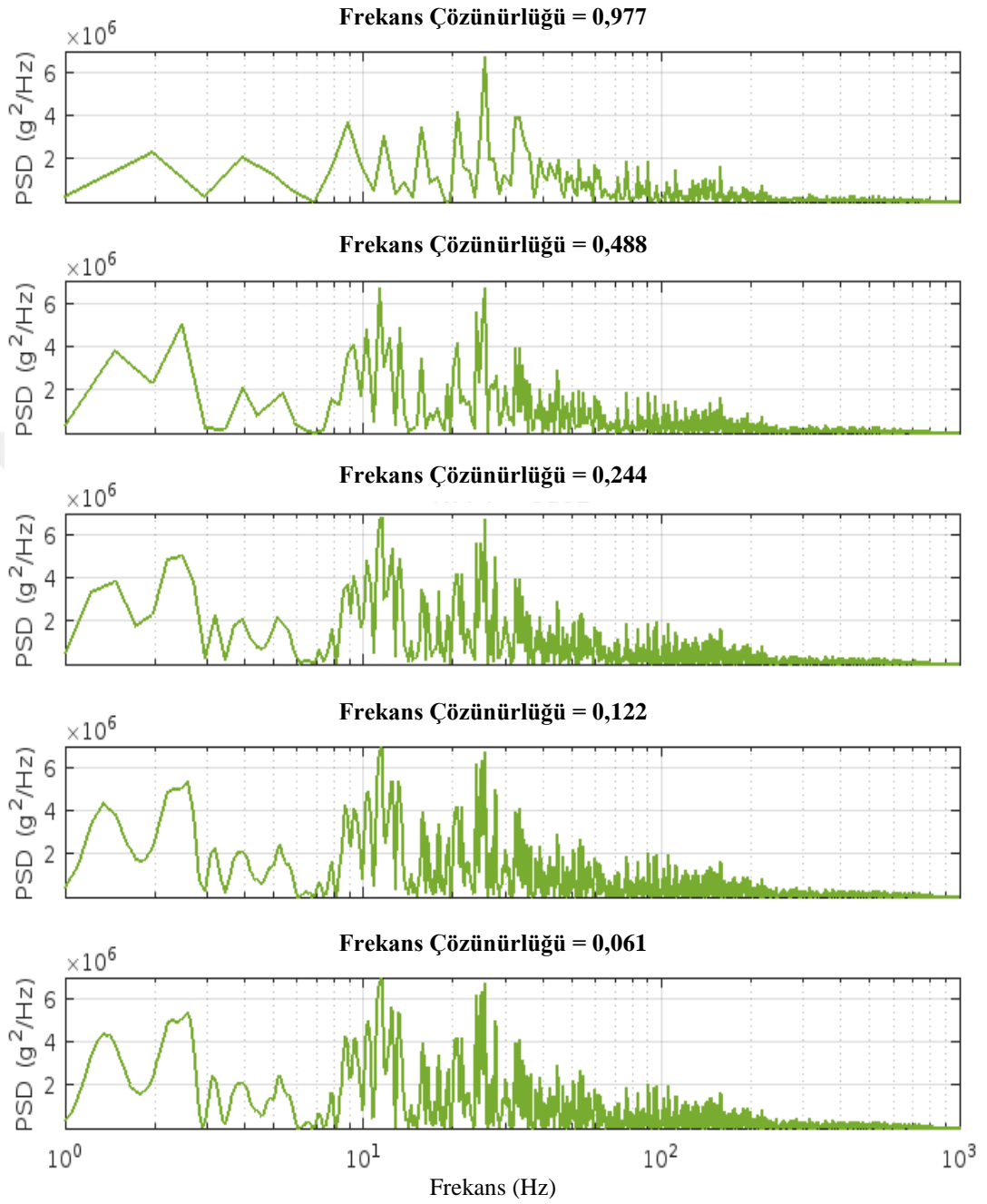
0-1000 Hz aralığında elde edilen spektral yoğunluk eğrileri, her bir zaman serisine karşılık gelecek şekilde Şekil 3.6, Şekil 3.7 ve Şekil 3.8'de görsel olarak sunulmuştur. Bu grafikler, NFFT parametresindeki artışın spektral çözünürlüğe olan etkisini açık biçimde ortaya koymaktadır.



Şekil 3.6 : Frekans alanı: PSD çıktıları, Veri-1



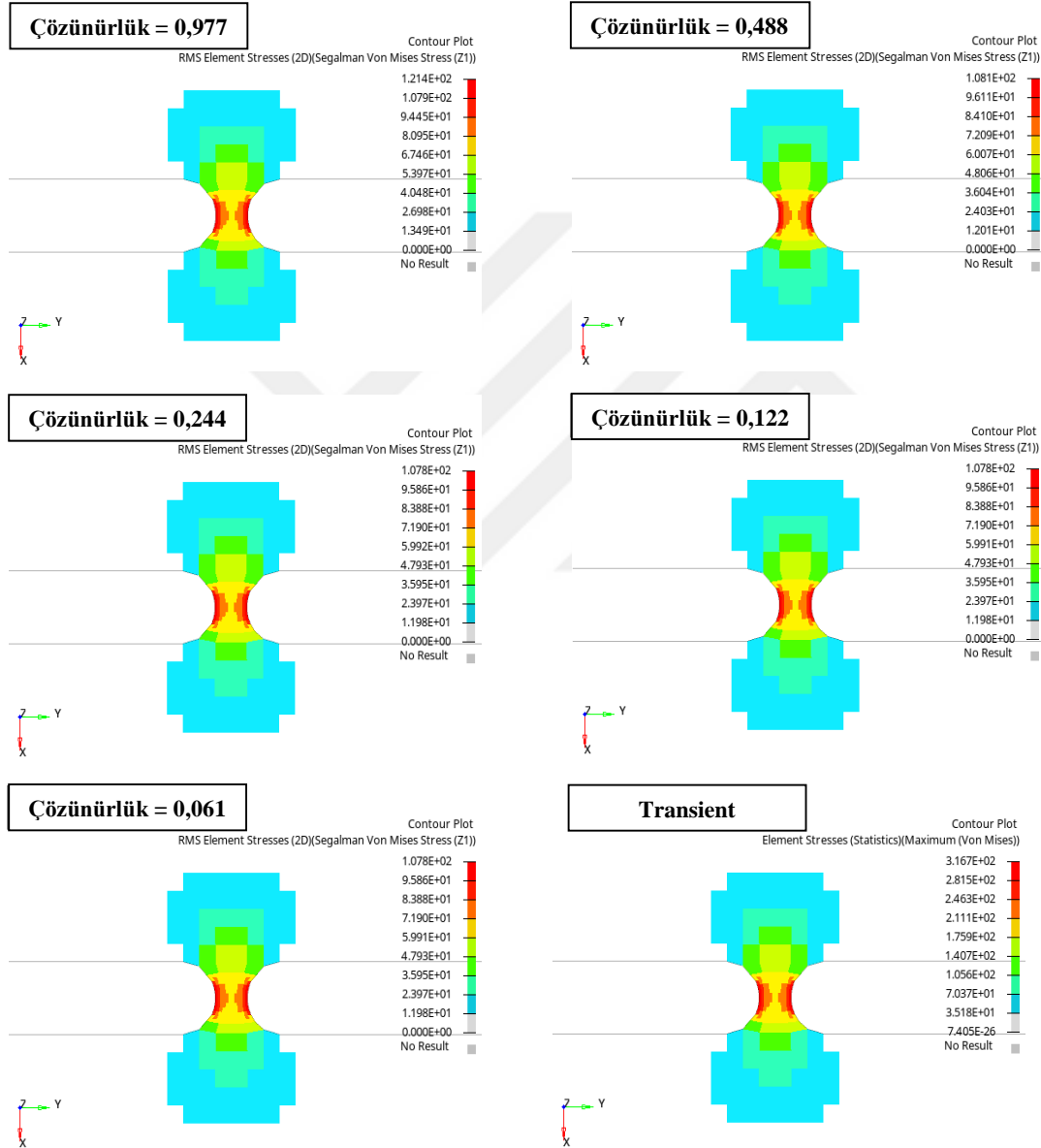
Şekil 3.7 : Frekans alanı: PSD çıktıları, Veri-2



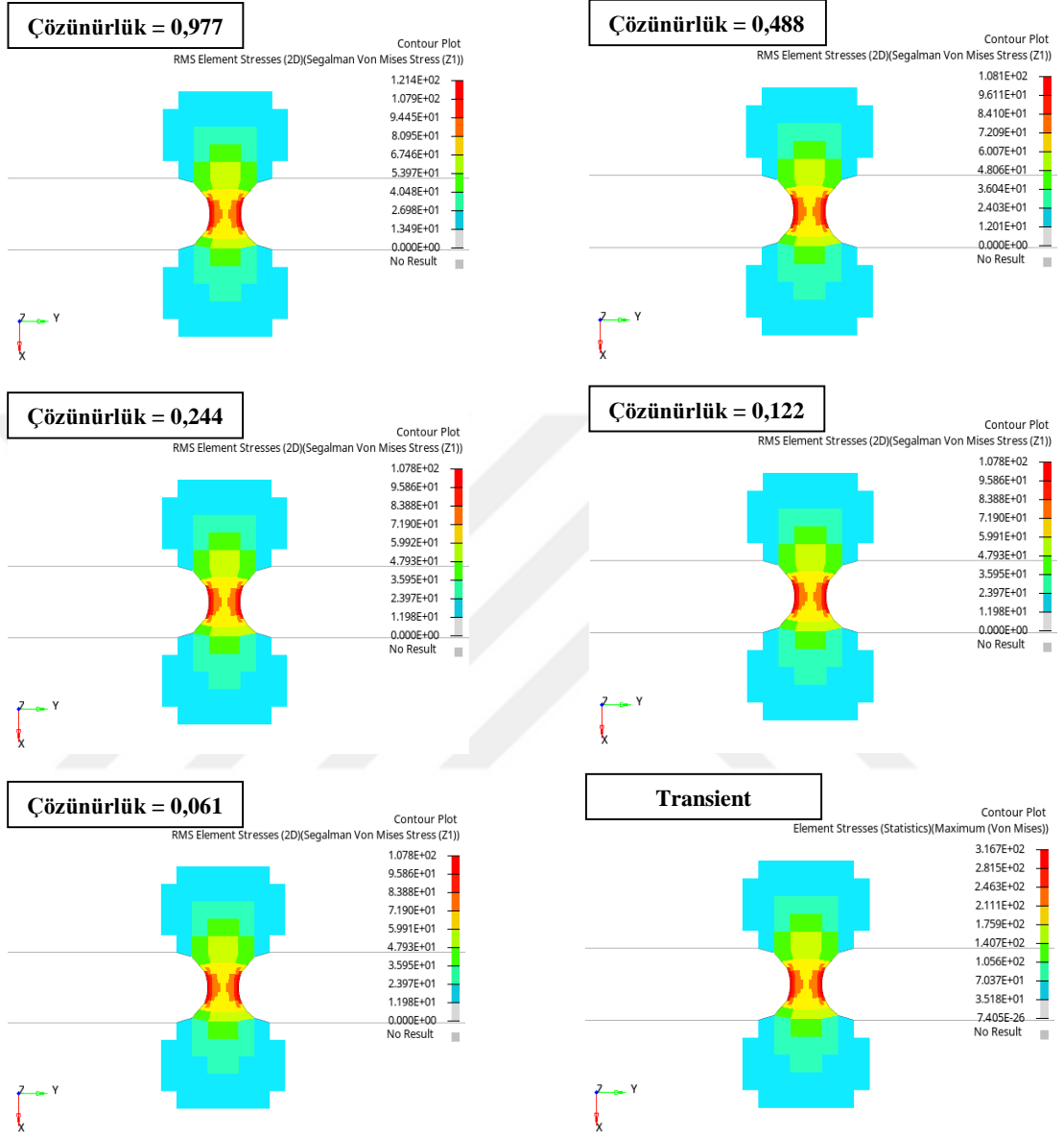
Şekil 3.8 : Frekans alanı: PSD çıktıları, Veri-3

3.5 Zaman ve Frekans Alanı Analiz Sonuçları

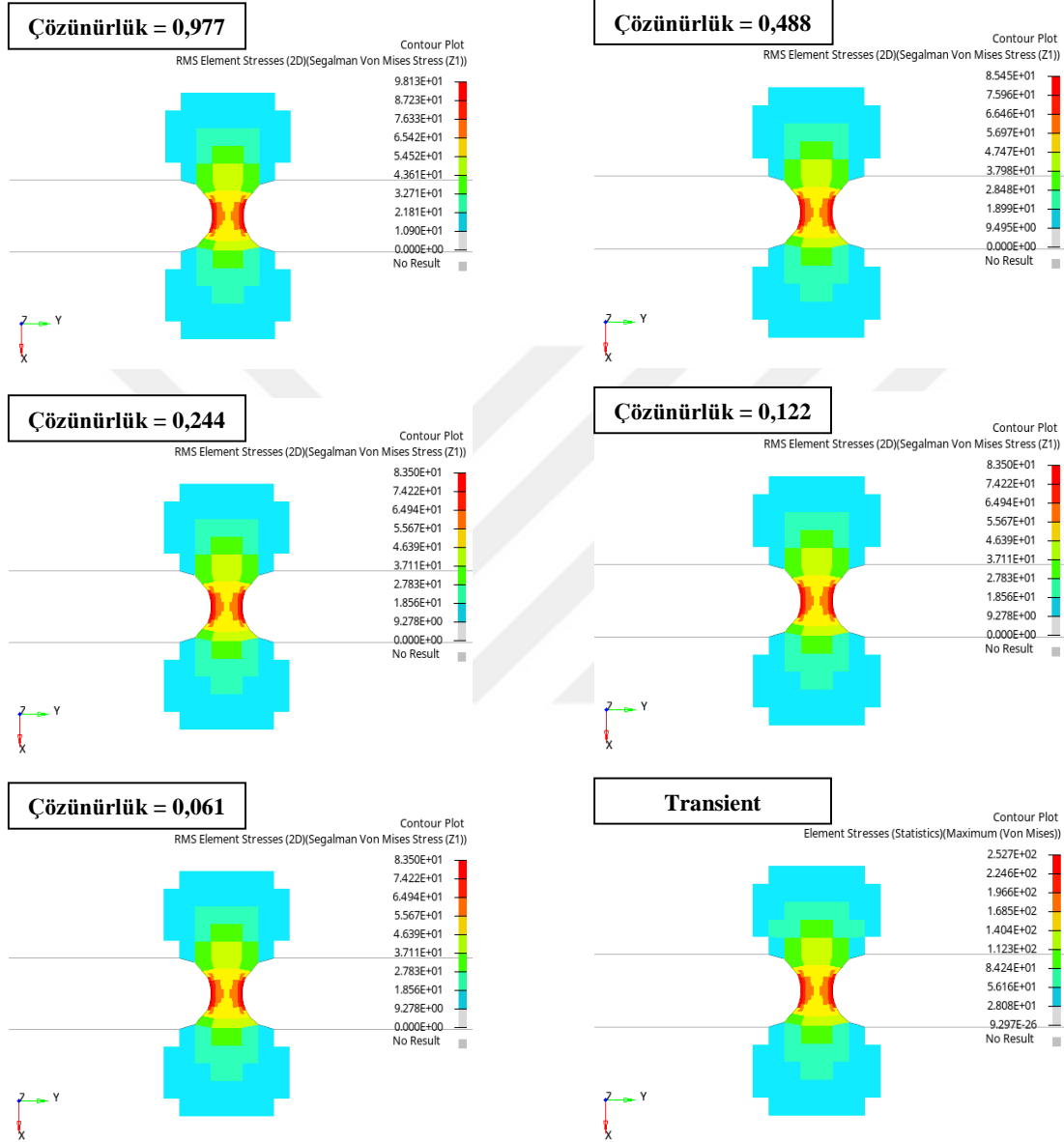
Zaman alanında gerçekleştirilen transient dinamik analizler sonucunda elde edilen Statistics Element Stress değerleri ile frekans alanında, farklı frekans çözünürlükleri kullanılarak oluşturulan güç spektral yoğunluğu verileriyle yapılan rastgele titreşim analizlerine ait RMS Segalman von Mises Element Stress sonuçları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur (Şekil 3.9, 3.10, 3.11).



Şekil 3.9 : Zaman ve frekans alanı analiz sonuçları, Veri-1



Şekil 3.10 : Zaman ve frekans alanı analiz sonuçları, Veri-2



Şekil 3.11 : Zaman ve frekans alanı analiz sonuçları, Veri-3

Üç farklı ivme-zaman verisi için yürütülen bu analizler sonucunda, hem zaman alanı hem de frekans alanı tabanlı analizlerde elemanlar üzerinde oluşan gerilme dağılımlarının oldukça yüksek tutarlılık gösterdiği tespit edilmiştir. Özellikle, farklı NFFT değerlerinin spektral çözünürlükte yarattığı değişime rağmen, tüm durumlarda benzer gerilme profillerine ulaşılması, frekans alanı analizlerinin güvenilirliğini doğrular niteliktedir.

Tüm analiz sonuçlarında, en kritik gerilme değerine sahip dört eleman sırasıyla 5441, 5523, 5475 ve 5489 eleman ID değerine sahip elemanlar olmuştur. Bu nedenle, yorulma ömrü açısından en hassas bölgeler bu elemanlar olarak belirlenmiş ve sonraki adım olan yorulma analizlerinde, bu dört kritik eleman üzerinden incelemeler gerçekleştirilmiştir.

Frekans alanında gerçekleştirilen analiz sonuçları incelendiğinde, frekans çözünürlüğü değerinin artırılmasının sonuçları belirgin şekilde iyileştirdiği gözlemlenmektedir. Özellikle 0,244 ve sonrasındaki çözünürlüğe sahip değerlerde, elde edilen RMS gerilme sonuçlarının birbirine son derece yakın çıktığı ve çözüm sonuçlarının yakınsama eğilimi gösterdiği görülmektedir. Bu durum, belirli bir frekans çözünürlüğü eşiğinin üzerinde, daha yüksek çözünürlük sağlamak adına yapılan artırımlarının gerilme sonuçları üzerinde artık anlamlı bir değişiklik yaratmadığını ve çözümün kararlı hale geldiğini ortaya koymaktadır.

3.6 Yorulma Analizi Sonuçları

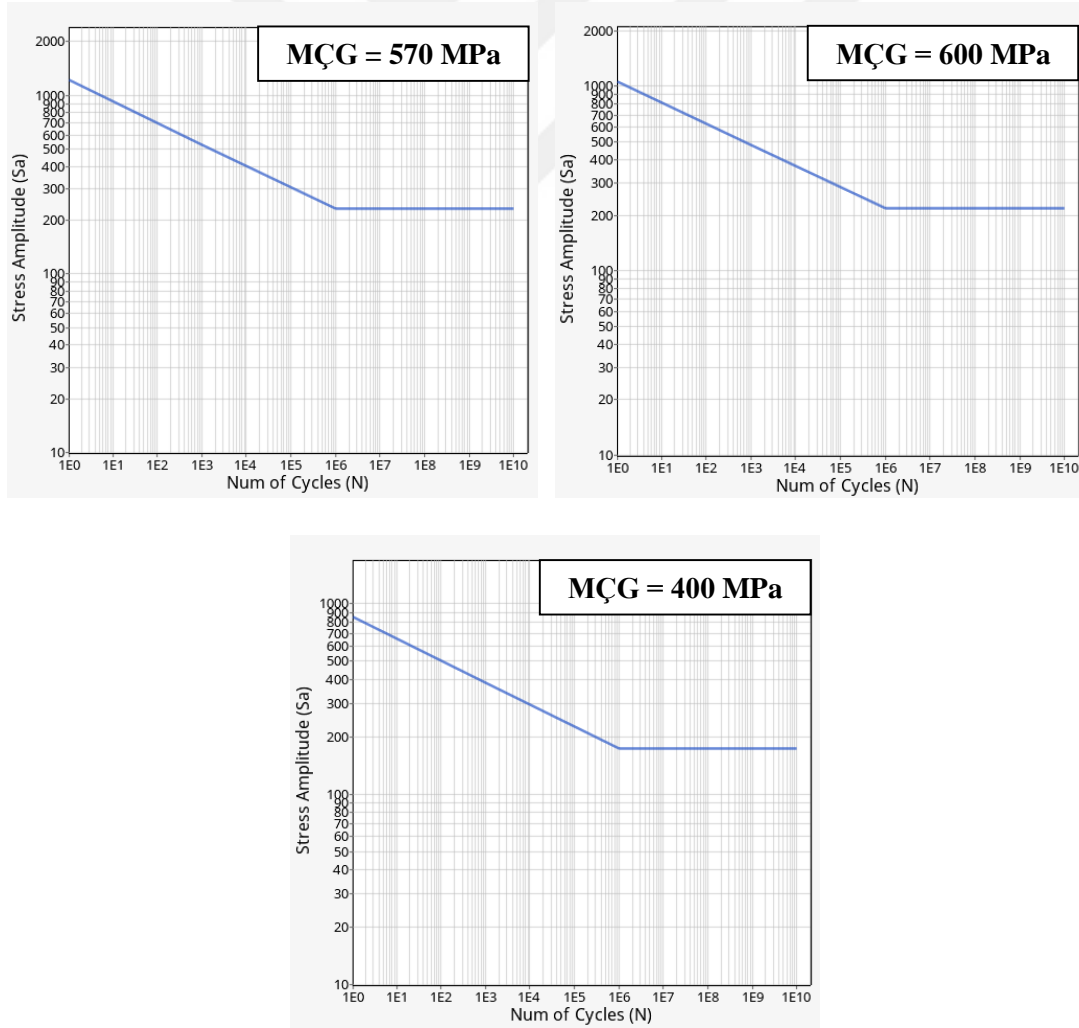
Sonlu elemanlar analizleri sonucunda elde edilen gerilme-zaman ve gerilme-spektrum verileri kullanılarak çentikli numune için yorulma ömrü tahminleri gerçekleştirilmiştir. OptiStruct çözücüsünden elde edilen zaman alanındaki ve frekans alanındaki analiz çıktıları HyperLife yazılımına aktarılarak yorulma hesaplamaları gerçekleştirilmiştir.

Yorulma analizlerinde, yüksek çevrimli yorulma analizlerinde tercih edilen S-N (gerilme-ömür) temelli yöntem kullanılmıştır. Yapılan tüm yorulma analizlerinde, ortalama gerilmenin yorulma ömrü üzerindeki etkisi göz ardı edilmiş; bu nedenle Goodman, Gerber veya Soderberg gibi ortalama gerilme düzeltme modelleri uygulanmamıştır. Bu tercihin sebebi, zaman ve frekans alanı temelli analizler arasındaki yöntemsel farkların yorulma ömrü üzerindeki etkisini açıkça ortaya koyabilmektir.

Stress Life (SN)	
Method:	Uni Axial
FE Model Units:	MPa
Stress Combination:	Signed von
Certainty of Survival:	0.5
Mean Stress Correction:	NONE
Layer Selection:	Worst
Type of Loading:	Transient Response

Şekil 3.12 : Zaman alanındaki yorulma analizlerinde tanımlanan parametreler

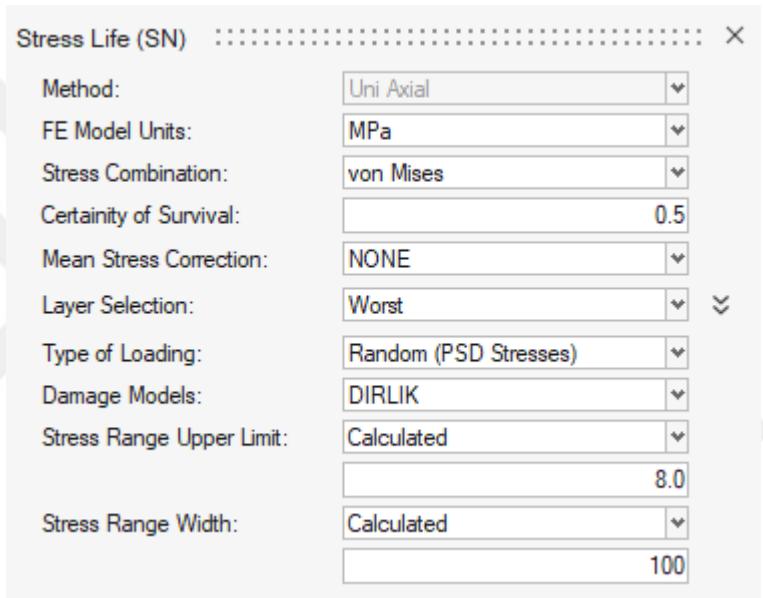
Üç farklı ivme-zaman verisi seti için yürütülen yorulma analizlerinde üç ayrı **S-N eğrisi** kullanılmıştır. Bu eğriler, HyperLife yazılımı içerisinde yer alan "Estimate from UTS" seçeneği aracılığıyla oluşturulmuştur. Birinci veri seti için MÇG değeri **570 MPa**, ikinci veri seti için **500 MPa** ve üçüncü veri seti için **400 MPa** olacak şekilde S-N eğrileri oluşturulmuştur.



Şekil 3.13 : Kullanılan farklı MÇG değerlerine sahip S-N eğrileri

Frekans alanında gerçekleştirilen yorulma ömrü tahminlerinde, analiz edilen ivme spektrumlarının geniş bant karakteri nedeniyle, bu tür spektral içeriklerde en yaygın kullanılan ve literatürde güvenilirliği yüksek olarak kabul edilen Dirlik yöntemi tercih edilmiştir. Dirlik yöntemi, rastgele titreşim yüklemesi altında çalışan yapılar için spektral momentleri kullanarak hızlı ve etkili bir şekilde ömür tahmini yapabilmesi açısından öne çıkmakta ve zaman alanı analizlerine kıyasla önemli ölçüde hesaplama verimliliği sunmaktadır.

Zaman ve frekans alanındaki yorulma analizlerinde kullanılan parametreler sırasıyla Şekil 3.12 ve Şekil 3.14'te gösterilmiştir.

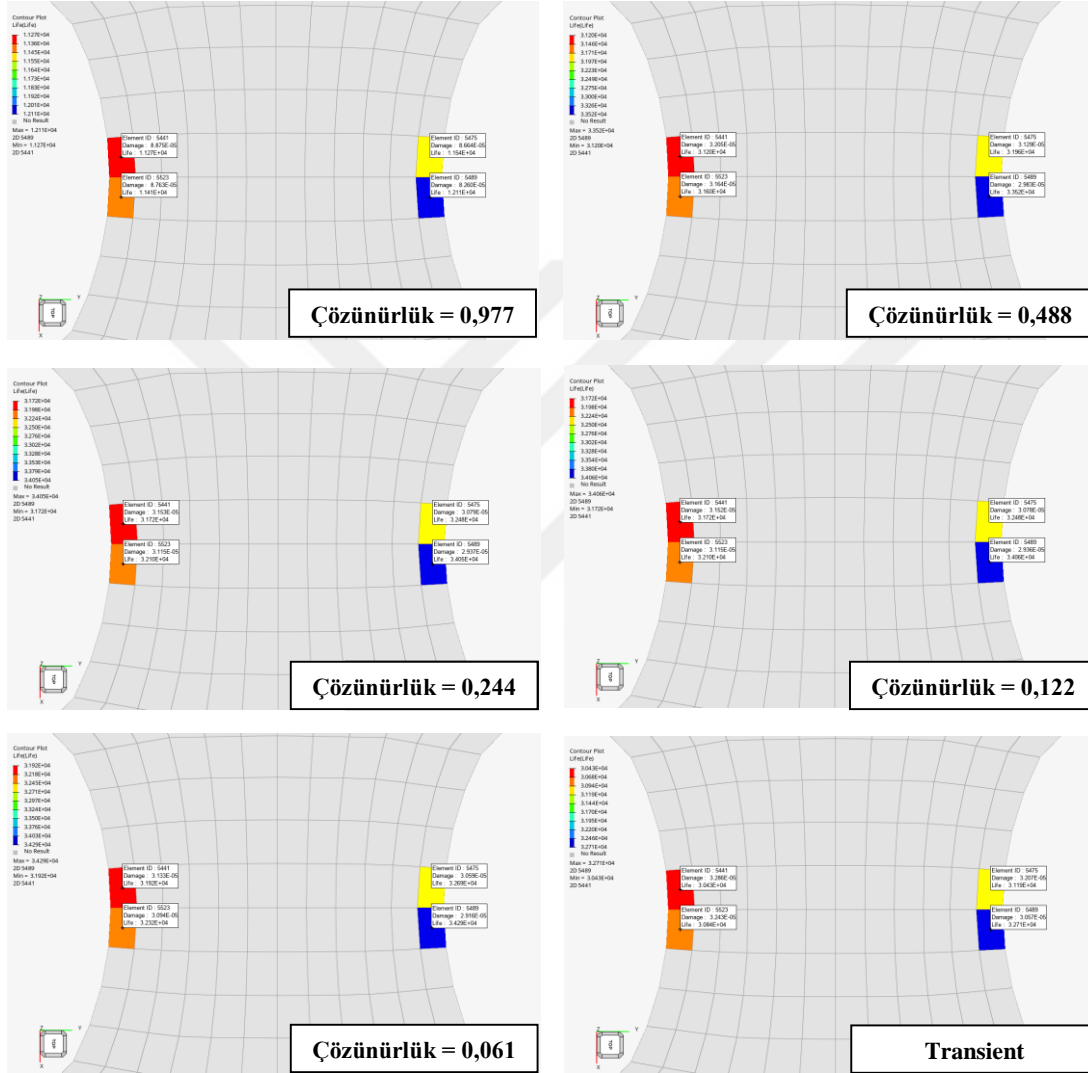


Parameter	Value
Method	Uni Axial
FE Model Units	MPa
Stress Combination	von Mises
Certainty of Survival	0.5
Mean Stress Correction	NONE
Layer Selection	Worst
Type of Loading	Random (PSD Stresses)
Damage Models	DIRLIK
Stress Range Upper Limit	8.0
Stress Range Width	100

Şekil 3.14 : Frekans alanındaki yorulma analizlerinde tanımlanan parametreler

3.6.1 Yorulma analizi sonuçları – Veri-1

Gerçekleştirilen yorulma analizleri neticesinde, Veri-1 için dört kritik elemana ait elde edilen ömür sonuçları Şekil 3.15’teki gibidir.



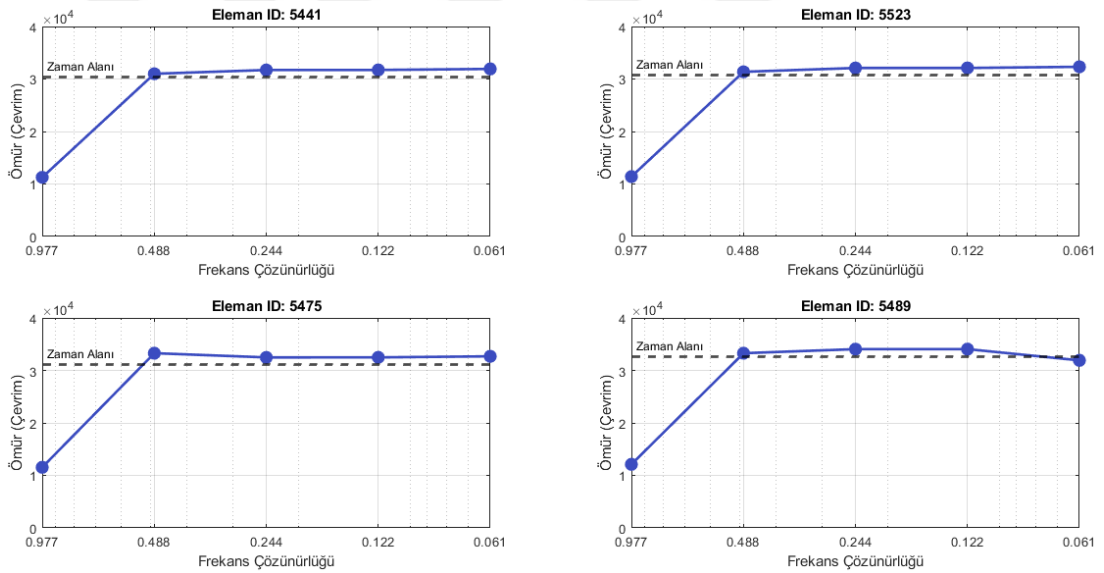
Şekil 3.15 : En kritik dört eleman için yorulma analizi sonuçları – Veri-1

Şekil 3.15’teki görselde bulunan altı farklı analize ait ömür sonuçları, çizelge 3.1’de toplanmıştır.

Çizelge 3.1 : Dört kritik eleman için zaman alanı ve frekans alanı ömür (çevrim) sonuçları, Veri-1.

Eleman ID	Transient	F. Ç. 0,977	F. Ç. 0,488	F. Ç. 0,244	F. Ç. 0,122	F. Ç. 0,061
5441	30.429	11.268	31.198	31.718	31.723	31.918
5523	30.839	11.411	31.601	32.099	32.104	32.323
5475	31.186	11.542	31.956	32.749	32.483	32.685
5489	32.710	12.107	33.520	34.053	34.056	34.291

Frekans çözünürlüğü değerinin değişimine göre frekans alanındaki analizlerin zaman alanındaki analizlere göre tutarlılığını incelemek adına, her bir eleman için sonuç değerleri Şekil 3.16'da grafik haline getirilmiştir.



Şekil 3.16 : En kritik dört elemanın farklı frekans çözünürlüğü değerlerine göre yorulma sonuçlarının değişimi, Veri-1

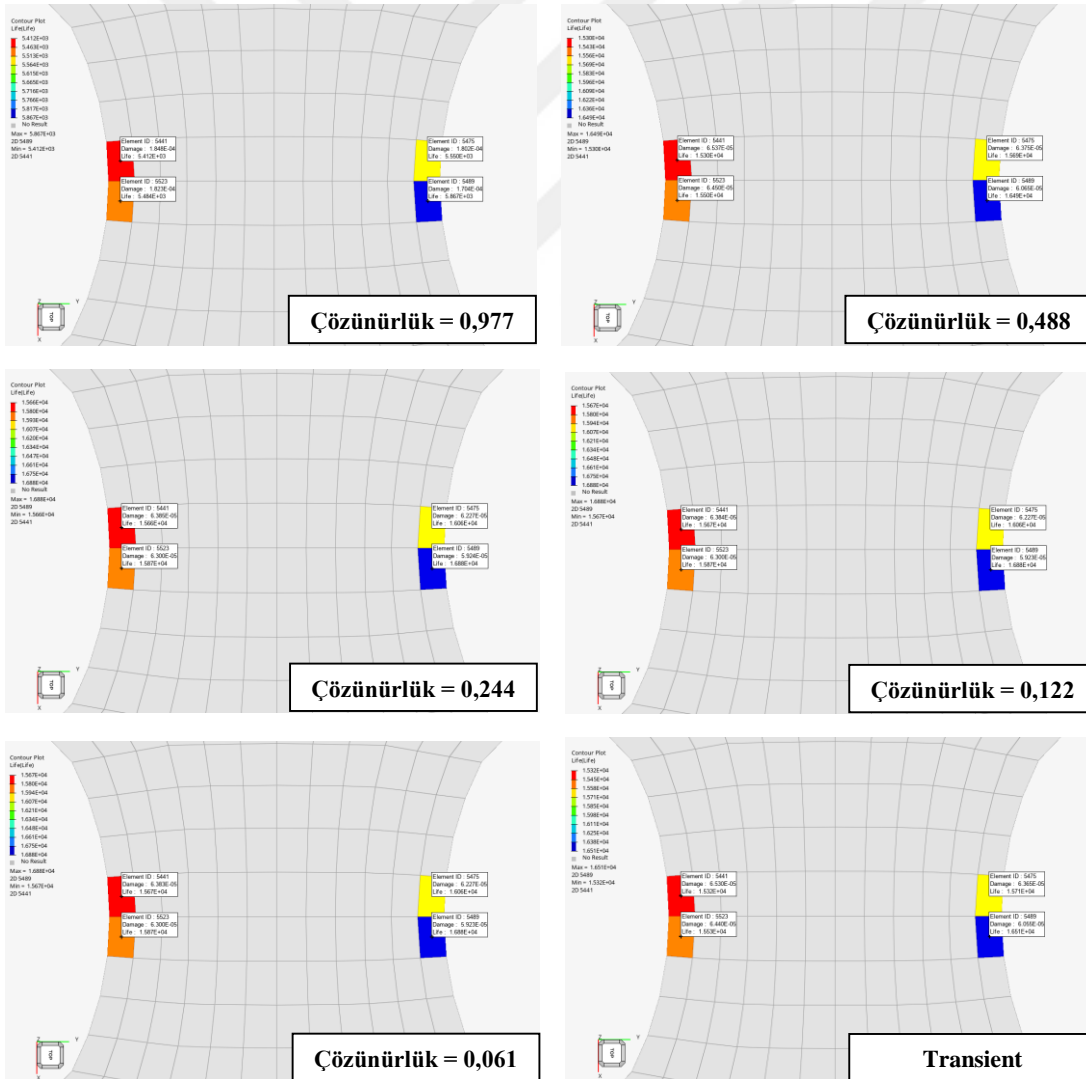
Birinci veri setine ait dört farklı eleman için yapılan analizlerde, frekans çözünürlüğü değerinin 0,977 olduğu analizlerde elde edilen ömür tahminlerinin, zaman alanındaki yorulma ömrü sonuçlarına göre sırasıyla % -170,05, % -170,26, % -170,20 ve % -170,17 oranlarında farklı olduğu hesaplanmıştır. Frekans çözünürlüğü 0,488 için bu sapma oranları % 2,50 seviyelerindeyken, frekans çözünürlüğünün 0,244 ve 0,122 olduğu analizlerde % 4,1 mertebelerinde bir farklılık gözlemlenmiştir. Frekans çözünürlüğü 0,061 için ise, ortalama % 4,84 oranında bir sapma hesaplanmıştır (Çizelge 3.2).

Çizelge 3.2 : Zaman alanı sonuçlarına göre yüzde sapma oranları, Veri-1.

Eleman ID	Çözünürlük 0,977 Fark (%)	Çözünürlük 0,488 Fark (%)	Çözünürlük 0,244 Fark (%)	Çözünürlük 0,122 Fark (%)	Çözünürlük 0,061 Fark (%)
5441	-170,05	2,53	4,24	4,25	4,89
5523	-170,26	2,47	4,09	4,10	4,81
5475	-170,20	2,47	4,14	4,16	4,81
5489	-170,17	2,48	4,11	4,11	4,83

3.6.2 Yorulma analizi sonuçları – Veri-2

Veri-2 için dört kritik elemana ait elde edilen ömür sonuçları Şekil 3.17’deki gibidir.



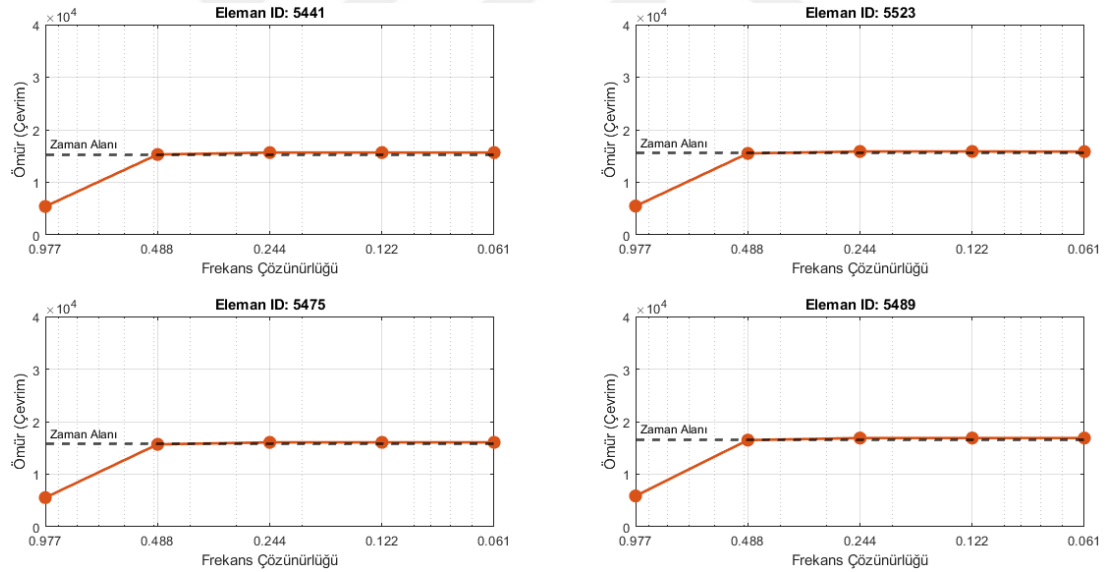
Şekil 3.17 : En kritik dört eleman için yorulma analizi sonuçları, Veri-2

Şekil 3.17'deki görselde bulunan zaman alanındaki ve frekans alanındaki farklı çözünürlük değerlerine ait ömür sonuçları, Çizelge 3.3'te toplanmıştır.

Çizelge 3.3 : Dört kritik eleman için zaman alanı ve frekans alanı ömür (çevrim) sonuçları, Veri-2.

Eleman ID	Transient	F. Ç. 0,977	F. Ç. 0,488	F. Ç. 0,244	F. Ç. 0,122	F. Ç. 0,061
5441	15.315	5.412	15.297	15.662	15.665	15.665
5523	15.528	5.484	15.504	15.871	15.874	15.840
5475	15.710	5.550	15.685	16.057	16.059	16.058
5489	16.514	5.867	16.488	16.880	16.883	16.884

Veri-2'de yer alan frekans alanındaki analizlerin, frekans çözünürlüğü değerinin değişimine göre zaman alanındaki analizlere kıyasla farkını incelemek adına, her bir eleman için sonuç değerleri Şekil 3.18'de grafik haline getirilmiştir.



Şekil 3.18 : En kritik dört elemanın farklı frekans çözünürlüğü değerlerine göre yorulma sonuçlarının değişimi, Veri-2

İkinci veri setinde yapılan analizlerde, dört farklı eleman için frekans 0,977 frekans çözünürlüğünde elde edilen ömür tahminlerinin, transient sonuçlara kıyasla sırasıyla % -116,32, % -116,64, % -116,29 ve % -116,51 sapma gösterdiği hesaplanmıştır. Frekans çözünürlüğü 0,488 için sırasıyla % -1,08, % 0,63, % 0,84 ve % 0,67 sapma değerleri elde edilmiştir. Frekans çözünürlüğü 0,244 olduğunda, ömür tahminlerinin zaman alanındaki sonuçlara göre % 8,01, % 7,79, % 8,01 ve % 7,83 oranlarında

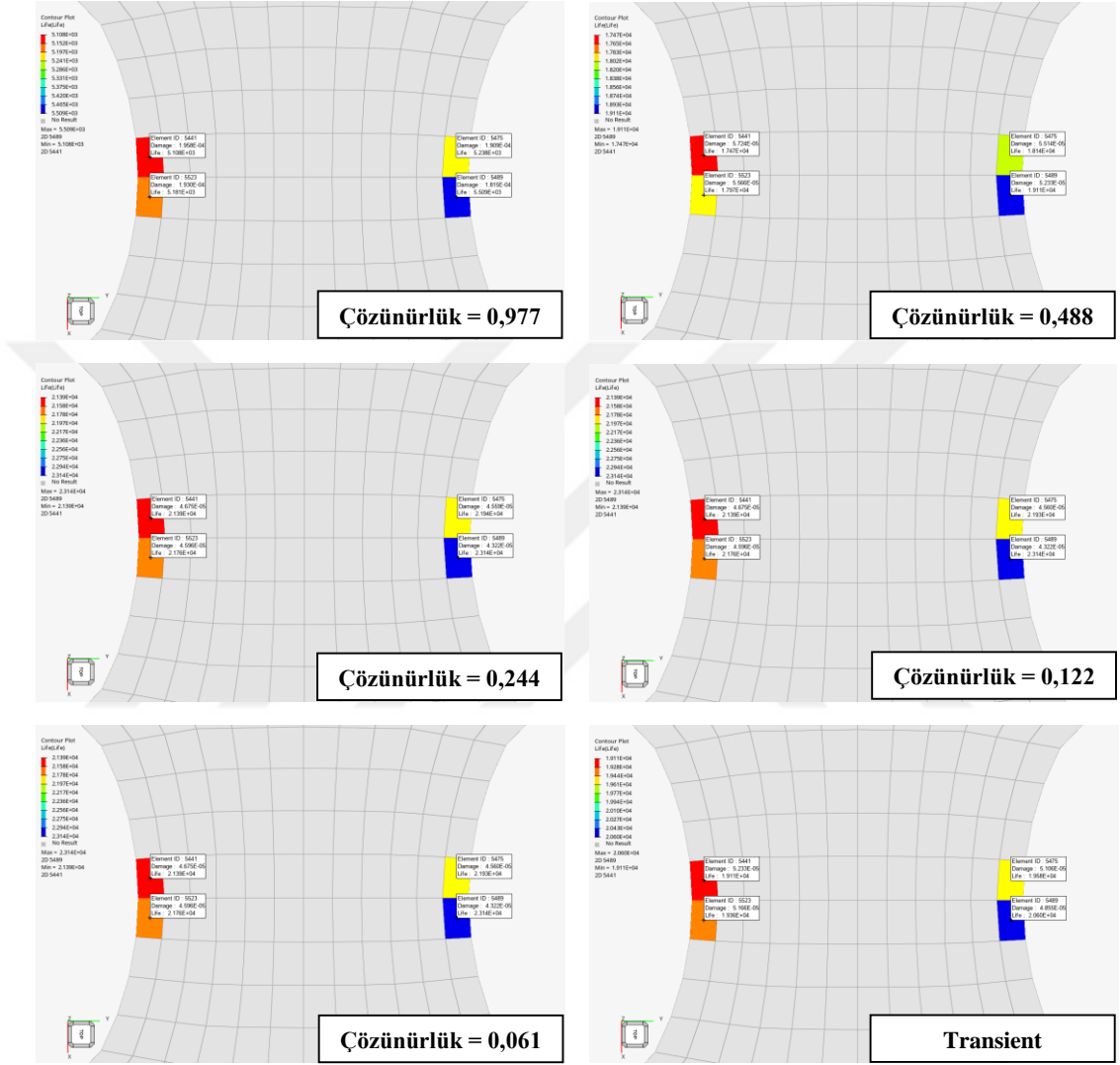
farklılık gösterdiği belirlenmiştir. 0,122 ve 0,061 frekans çözünürlükleri için ise sapma değerleri % 7,74 - 7,97 aralığında sabit kalmıştır (Çizelge 3.4).

Çizelge 3.4 : Zaman alanı sonuçlarına göre yüzde sapma oranları, Veri-2.

Eleman ID	Çözünürlük 0,977 Fark (%)	Çözünürlük 0,488 Fark (%)	Çözünürlük 0,244 Fark (%)	Çözünürlük 0,122 Fark (%)	Çözünürlük 0,061 Fark (%)
5441	-116,32	-1,08	8,01	7,97	7,97
5523	-116,64	0,63	7,79	7,75	7,74
5475	-116,29	0,84	8,01	7,97	7,96
5489	-116,51	0,67	7,83	7,79	7,79

3.6.3 Yorulma analizi sonuçları – Veri-3

Veri-3 için dört kritik elemana ait elde edilen ömür sonuçları Şekil 3.19'daki gibidir.



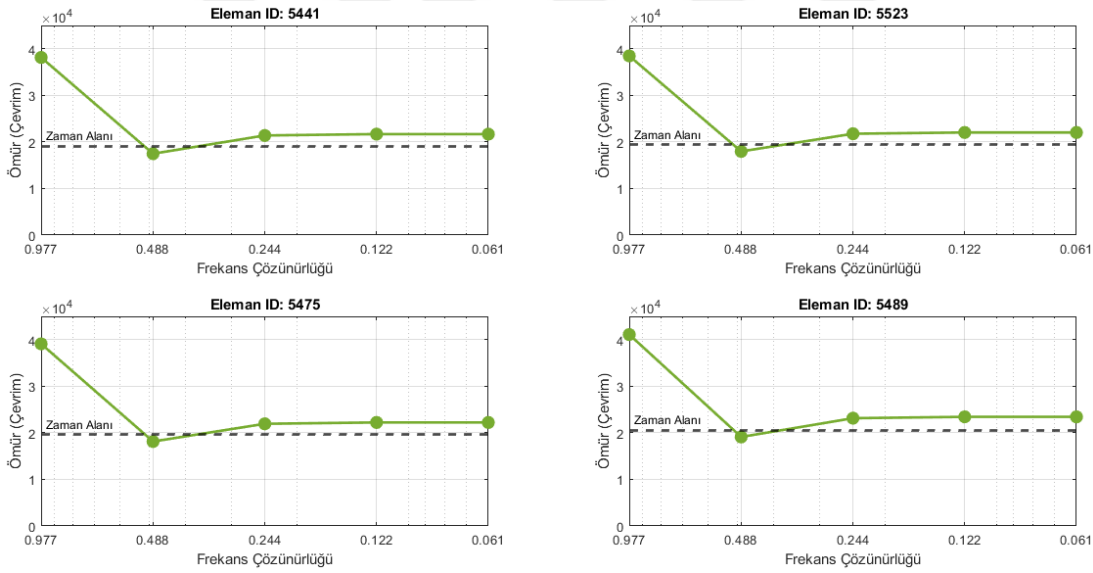
Şekil 3.19 : En kritik dört eleman için yorulma analizi sonuçları, Veri-3

Şekil 3.19'daki görselde bulunan tüm yorulma analizi ömür sonuçları, çizelge 3.5'te toplanmıştır.

Çizelge 3.5 : Dört kritik eleman için zaman alanı ve frekans alanı ömür (çevrim) sonuçları, Veri-3.

Eleman ID	Transient	F. Ç. 0,977	F. Ç. 0,488	F. Ç. 0,244	F. Ç. 0,122	F. Ç. 0,061
5441	19.110	5.107	17.469	21.390	21.389	21.389
5523	19.358	5.181	17.966	21.757	21.757	21.758
5475	19.583	5.238	18.135	21.936	21.931	21.928
5489	20.597	5.509	19.107	23.138	23.138	23.138

Veri-3'te yer alan frekans alanındaki analizlerin, çözünürlük değerlerine göre zaman alanındaki analizlere göre farklılığını incelemek adına, her bir eleman için sonuç değerleri Şekil 3.20'de grafik haline getirilmiştir.



Şekil 3.20 : En kritik dört elemanın farklı frekans çözünürlüğü değerlerine göre yorulma sonuçlarının değişimi, Veri-3

Veri-3 ile yapılan analizlerde, 0,977 frekans çözünürlüğü ile hesaplanan ömür tahminlerinin zaman alanındaki yorulma ömrü sonuçlarına göre sırasıyla % -274,19, % -273,63, % -273,86 ve % -273,88 sapma gösterdiği hesaplanmıştır. Frekans çözünürlüğü 0,488 için ise bu fark % -8,59, % -7,19, % -7,39 ve % -7,23 olarak hesaplanmıştır. Frekans çözünürlüğü 0,244 ile elde edilen ömür değerlerinin zaman alanındaki analiz sonuçlarına göre sırasıyla % 11,93, % 12,39, % 12,02 ve % 12,34 oranlarında farklılık gösterdiği gözlemlenmiştir. Frekans çözünürlüğü 0,122 ve 0,061

seviyelerinde olduğunda, sapma oranları hemen hemen sabit kalarak % 11,93 ila % 12,40 arasında hesaplanmıştır (Çizelge 3.6).

Çizelge 3.6 : Zaman alanı sonuçlarına göre yüzde sapma oranları, Veri-3.

Eleman ID	Çözünürlük 0,977 Fark (%)	Çözünürlük 0,488 Fark (%)	Çözünürlük 0,244 Fark (%)	Çözünürlük 0,122 Fark (%)	Çözünürlük 0,061 Fark (%)
5441	-274,19	-8,59	11,93	11,93	11,93
5523	-273,63	-7,19	12,39	12,39	12,40
5475	-273,86	-7,39	12,02	11,99	11,97
5489	-273,88	-7,23	12,34	12,34	12,34

3.7 Analiz Sürelerinin Kıyaslanması

Her bir veri seti için beşi frekans alanında biri zaman alanında olmak üzere toplamda altı farklı analiz gerçekleştirilmiştir. Üç veri seti için bu süreç tekrarlanmıştır. Veri setlerinin boyutunun aynı olmasından dolayı, tek bir veri setinin süre bakımından incelenmesi yeterli olacaktır. Çizelge 3.7’de Veri-1 için gerçekleştirilen zaman ve frekans alanındaki analizler ile bu analizlere ait yorulma analizlerinin süreleri gösterilmiştir. Çizelgedeki sonuçlar incelendiğinde, frekans alanındaki çözümlerin süre bakımından olan avantajının, frekans çözünürlüğü değerinin 0,122 ve 0,061 olduğu durumlarda kaybolduğu net bir şekilde gözlemlenmektedir.

Çizelge 3.7 : Analizler için geçen süreler (CPU).

Analiz	Analiz Süresi	Yorulma Analizi Süresi	Toplam Süre
Transient	00:53:09	00:20:52	01:14:01
Çözünürlük 0,977	00:19:15	00:00:22	00:19:37
Çözünürlük 0,488	00:31:34	00:00:43	00:32:17
Çözünürlük 0,244	00:39:37	00:03:04	00:42:41
Çözünürlük 0,122	01:13:54	00:12:36	01:26:30
Çözünürlük 0,061	02:20:30	01:25:10	03:45:40



4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, bir yapısal sistemin rastgele titreşim yüklemeleri altındaki yorulma davranışı hem zaman alanı hem de frekans alanı yaklaşımları kullanılarak ayrıntılı biçimde analiz edilmiştir. Çalışmanın temel hedefi, frekans alanında farklı frekans çözünürlüğü değerleriyle elde edilen güç spektral yoğunluğu temelli analizlerin, zaman alanında gerçekleştirilen transient dinamik analizlerle ne derece örtüşüğünü değerlendirmek ve iki yöntem arasındaki benzerlikleri, farklılıkları ve mühendislik açısından sonuçlarını ortaya koymaktır.

Bu amaç doğrultusunda, analizlerde kullanılacak titreşim girdilerini temsil etmek üzere üç farklı ivme-zaman sinyali, MATLAB ortamında geliştirilen kod aracılığıyla, frekans alanındaki yorulma analizlerinin varsayımlarına uygun olacak şekilde (Gaussian veri) sentetik olarak oluşturulmuştur. Elde edilen zaman verileri, farklı çözünürlük değerleri kullanılarak frekans alanına dönüştürülmüş ve her bir zaman verisi için ayrı ayrı, beş farklı çözünürlük seviyesine sahip güç spektral yoğunluğu dağılımları elde edilmiştir.

Sonlu elemanlar modeli, Altair HyperMesh yazılımı kullanılarak oluşturulmuş ve tüm analiz çözümleri OptiStruct çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir. Zaman alanı analizlerinde, transient dinamik analizler uygulanmış ve elde edilen gerilme-zaman verileri üzerinde Rainflow döngü sayma algoritması kullanılarak yorulma ömrü tahminleri yapılmıştır. Frekans alanı tarafında ise, geniş bant spektral karakteristiğe sahip yüklemeler için yaygın olarak tercih edilen Dirlik yöntemi esas alınmış ve farklı çözünürlük değerleriyle oluşturulan GSY fonksiyonları üzerinden rastgele titreşim tabanlı yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Tüm yorulma analizleri, Altair HyperLife yazılımı kullanılarak yürütülmüş ve her bir veri seti için farklı MÇG değerlerine göre oluşturulan S-N eğrileri ile değerlendirme yapılmıştır.

Analiz sonuçları incelendiğinde, her üç veri seti için gerek zaman alanında gerçekleştirilen transient dinamik analizlerde, gerekse farklı frekans çözünürlüğü

değerleriyle yürütülen frekans alanı tabanlı rastgele titreşim analizlerinde, elemanlar üzerindeki gerilme dağılımının sabit kaldığı gözlemlenmiştir. Frekans çözünürlüğü değerleri farklılık gösterse dahi, gerilmenin yapısal model üzerindeki yayılım biçimi değişmemiş; gerçekleştirilen tüm analizlerde, kritik değerler aynı elemanlar üzerinde görülmüştür. Bu durum, yükleme türünün ve yapısal sınır koşullarının belirleyici rol oynadığı gerilme dağılımının, çözümün frekans çözünürlüğünden bağımsız olarak geometrik olarak tutarlı kaldığını ortaya koymaktadır.

Ancak bu tutarlı dağılıma karşın, elemanlar üzerindeki gerilme genliklerinde çözünürlük değerine bağlı olarak anlamlı farklılıklar oluşmuştur. Özellikle çözünürlük değerinin düşük kaldığı analizlerde, frekans çözünürlüğünün yetersizliği nedeniyle spektral yoğunluk düzgün şekilde temsil edilememekte ve bu durum, hesaplanan gerilme genliklerinin olması gerekenden düşük veya yüksek çıkmasına neden olmaktadır. Bu farklılık, doğrudan yorulma ömrü tahminlerini de etkilemekte; spektral bilgi eksikliğine bağlı olarak elde edilen ömür sonuçları hem düşük hem de güvenilirlik açısından belirsiz hale gelmektedir. Bu nedenle, frekans alanı analizlerinde yalnızca kritik gerilme bölgelerini belirlemek için değil, doğru genlik temsili ve buna bağlı olarak güvenilir yorulma ömrü hesapları yapılabilmesi için de yeterli frekans çözünürlüğünün sağlanması gerekmektedir.

Çizelge 4.1 : Zaman alanı yorulma analizlerine göre ortalama mutlak yüzde hata oranları.

Frekans Çözünürlüğü	Ortalama Mutlak Yüzde Fark (%)
0,977	186,83
0,488	3,63
0,244	8,08
0,122	8,06
0,061	8,29

Yapılan analizler, frekans çözünürlüğünün artışıyla birlikte çözüm doğruluğunun her zaman monoton artmadığını, özellikle Dirlik gibi spektral moment temelli yöntemlerde aşırı çözünürlüğün ömür tahminlerinde sapmalara neden olabileceğini göstermiştir. Çizelge 4.1’de de görüldüğü üzere, frekans çözünürlüğü değerinin 0,488 olduğu analizler, bu çalışmada referans olarak kabul edilen zaman alanındaki ömür sonuçlarına en yakın ömür tahmini sonuçlarını sunmuştur.

Bu çalışmada kullanılan zaman verileri 10.000 örnekten oluştuğu için, 0,488 Hz ve 0,244 Hz frekans çözünürlükleri (sırasıyla NFFT = 4096 ve 8192) hem işlem süresi hem de spektral çözünürlük açısından optimal bir denge sunmuştur. Ancak daha uzun süreli veri setleriyle çalışıldığında (örneğin 100.000 veya 500.000 örnek içeren sinyallerde), daha yüksek NFFT değerlerinin kullanılması hem frekans çözünürlüğünü iyileştirecek, hem de spektral ortalamaların güvenilirliğini artıracaktır. Bu tür durumlarda, 16.384 ve üzerindeki NFFT değerlerinin kullanılması, hem matematiksel hem de mühendislik açısından daha anlamlı hale gelebilir.





KAYNAKLAR

- Amiri, M., Sabbagh S. R., Soltani, M.** (2014). Time and frequency domain fatigue analysis of offshore structures. *Ocean Engineering*, 87, 54-65
- Basquin, O.H.** (1910). The Experimental Law of Endurance Tests, *ASTM Proc.*, vol. 10, part II, pp. 625.
- Bauschinger, J.** (1886). On the Change of the Elastic Limit of Iron and Steel, *Mitt. Mech. Tech. Lab., Munich*.
- Benasciutti, D., & Tovo, R.** (2004). Rainflow cycle distribution and fatigue damage in Gaussian random loadings. Dipartimento di Ingegneria, Università degli Studi di Ferrara, Technical Report No. 129.
- Benasciutti, D., Tovo R.** (2005). Spectral Methods for Lifetime Prediction, *IJF*.
- Bendat, J.S.** (1964). Probability Functions for Random Responses, *NASA Report*.
- Bishop, N.** (1998). Vibration Fatigue Analysis in the Finite Element Environment, *AU Conf.*
- Braithwaite F.** (1854). On the Fatigue and Consequent Fracture of Metals, *ICE Proceedings*, vol. 13, pp. 463-474.
- Brown, M. W., Miller, K. J.** (1973). A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 187(1), 745-755.
- Coffin L. F., Tavernelli, J.F.** (1962). Experimental Support for Low Cycle Fatigue, *ASME J. Basic Eng.*, vol. 84, no. 4, pp. 533.
- Demirkaya, Ö.F., & Tüfekci, K.** (2020). Zaman ve frekans düzleminde yorulma ömrü hesaplama yöntemlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesi. *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, 8(2), 467-478.
- Deng G.J., Tu S.T., Zhang X.C., Wang Q.Q., Xuan F.Z.** (2014). Small fatigue crack initiation mechanisms and growth behavior of 304 stainless steel at room temperature, Key Laboratory of Pressure Systems and Safety, Ministry of Education, School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, P.R. China
- Dirlik, T.** (1985). Application of computers to fatigue analysis (Doctoral dissertation). University of Warwick, Coventry, UK.
- Elber, W.** (1970). Fatigue Crack Closure under Cyclic Tension, *Eng. Fract. Mech.*, vol. 2, pp. 37.
- Ewing, J.A., J. C. W. Humfrey** (1903). The Fracture of Metals under Repeated Stress, *Phil. Trans. Roy. Soc., London*, vol. CC, pp. 241.

- Fatemi, A., Socie, D. F.** (1988). A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 11(3), 149-165.
- Forsyth P.J.E.** (1969). *The Physical Basis of Metal Fatigue*, Blackie and Son Publications, London.
- Frost N. E., Marsh K. J., Pook L. P.** (1999). *Metal Fatigue*, Dover Publications, NY.
- Gerber, W.** (1874). Bestimmung der zulässigen Spannungen bei Eisenconstructions. *Zeitschrift für Bauwesen*.
- Goodman, J.** (1899). *Mechanics Applied to Engineering*. Longmans, Green and Co., London.
- Griffith, A.A.** (1920). The Phenomena of Rupture and Flow in Solids, *Trans. Roy. Soc.*, London, vol. A221, pp. 163.
- Irwin, G.R.** (1957). Analysis of Stresses Near the End of a Crack, *ASME J. Appl. Mech.*, vol. 24, pp. 361.
- Kam, J.C.P., Dover W. D.** (1988). *Fatigue Assessment for Offshore Structures*, ICE Proc.
- Lalanne C.** (2002). *Mechanical Vibration and Shock, Random Vibration*.
- Lee, Y.L., Barkey, M.E., & Kang, H.** (2012). *Metal fatigue analysis handbook: Practical problem-solving techniques for computer-aided engineering*. Butterworth-Heinemann.
- Liou, H.Y., Wu W. F., Shin C. S.** (1999). A Modified Model for the Estimation of Fatigue Life Derived from Random Vibration Theory, PEM.
- Madsen, H.O., Krenk S., Lind N. C.** (1986). *Methods of Structural Safety*, Prentice-Hall.
- Mao, W., & Mahadevan, S.** (2001). Fatigue reliability analysis under variable amplitude loading. *International Journal of Fatigue*, 23(5), 403-413
- Matsuishi, M., & Endo, T.** (1968). Fatigue of metals subject to varying stress. Presented to the Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan.
- Maurice P.** (1990). *Introduction to Finite Element Vibration Analysis*, Cambridge University
- Miner, M.A.** (1945). Cumulative Damage in Fatigue, *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, vol. 67, pp. A159.
- Morrow J., Sandor B.I., Topper, T.H.** (1969). Cumulative Fatigue Damage Under Cyclic Strain, *J. Materials*, vol. 4, no. 1, p. 189.
- Neuber, H.** (1937). *Kerbspannungslehre*, Springer-Verlag, Berlin.
- Okur E.**, (2015). Investigation of fatigue behaviour of external stores under fixed wing aircraft platforms during random vibration.
- Paris, P.C.** (1970). Testing for Very Slow Growth of Fatigue Cracks, *Closed Loop*, vol. 2, no. 5.

- Wu, W.F., Liou H. Y., Tse H. C.,** (1997). Fatigue Damage under Random Loading, IJPV&P.
- Pitoiset, X., Preumont, A., Kernilis, A.** (1999). Tools for a Multiaxial Fatigue Analysis of Structures Submitted to Random Vibrations, Spacecraft structures, materials and mechanical testing, Proceedings of a European Conference held at Braunschweig, Germany.
- Pitoiset X., Preumont A.** (2000). Spectral Methods for Multiaxial Random Fatigue Analysis of Metallic Structures, IJF.
- Ragan, P., & Manuel, L.** (2007). Comparing estimates of wind turbine fatigue loads using time-domain and spectral methods. Wind Engineering, 31(2), 83-99.
- Rice, S.O.** (1954). Mathematical Analysis of Random Noise, Dover, New York.
- Rychlik, I.** (1993). On the Narrow-band Approximation, PEM.
- Soong T.T., Grigoriu M.** (1993). Random Vibration of Mechanical and Structural Systems
- Steinberg, D.S.** (2000). Vibration Analysis for Electronic Equipment, Wiley.
- Tovo, R.** (2002). Cycle Distribution and Fatigue Damage under Broad-band Loading, IJF.
- Tunna, J.M.** (1986). Fatigue Life Prediction for Gaussian Loads, Fatigue Fact Eng. Mat. Struct.
- Palmgren, A.** (1924). Die Lebensdauer von Kugellagern, ZVDI, vol. 68, no. 14, pp. 339.
- Petrucci, G., Zuccarello B.** (2004). Fatigue life prediction under wide band random loading
- Quigley, J., & Lee, Y.** (2012). Assessing Dirlik's fatigue damage estimation method for automotive applications. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 5(2), 911-920.
- Weibull, W.** (1951). A Statistical Distribution Function of Wide Applicability, J. Appl. Mech., pp. 293.
- Wirsching, P.H., Light M.C.** (1980). Fatigue under Wide Band Random Loading, JSD-ASCE.
- Wöhler, A.** (1867). Experiments on the strength of metals. Engineering, pp. 160.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ahmet Fatih Turhan

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2021, Marmara Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği (İngilizce)
- **Yüksek Lisans** : 2025, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Tezli Yüksek Lisans Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- **2021-2025** : ST Mühendislik firmasında Uzman Yapısal Analiz Mühendisi olarak çalışmaktadır.

YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Turhan, A. F., Şen O. T.** 2025. A Comparative Study of Time-Domain and Frequency-Domain Fatigue Analyses in Finite Element Simulations. 4th International Graduate Research Symposium: IGRS'25, May 12-14, 2025 Istanbul, Turkey.