

T.C.
ABANT İZZET BAYSAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



AISI 4140 ÇELİĞİNDE YORULMA ÇATLAK İLERLEMESİNİN
SİSTEMİN DOĞAL FREKANSINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HABİBULLAH BİLGE

BOLU, HAZİRAN - 2015

KABUL VE ONAY SAYFASI

Habibullah BİLGE tarafından hazırlanan “**AISI 4140 ÇELİĞİNDE YORULMA ÇATLAĞI İLERLEMESİNİN SİSTEMİN DOĞAL FREKANSINA ETKİSİ**” adlı tez çalışması 16.06.2015 tarihinde Abant İzzet Baysal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Danışman

Doç. Dr. Murat PAKDİL

Üye

Yrd. Doç. Dr. Ömer Kadir MORGÜL

Üye

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin DAL

İmza

.....
.....
.....

.....
D. Karakaş

Prof. Dr. Duran KARAKAŞ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Aileme,

ETİK BEYAN

Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

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

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



Habibullah BİLGE

ÖZET

AISI 4140 ÇELİĞİNDE YORULMA ÇATLAĞI İLERLEMESİNİN SİSTEMİN DOĞAL FREKANSINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HABİBULLAH BİLGE

ABANT İZZET BAYSAL ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

(TEZ DANIŞMANI: DOÇ. DR. MURAT PAKDİL)

BOLU, HAZİRAN - 2015

Bu çalışmada, mühendislik uygulamalarında büyük bir öneme sahip olan kirişlerde yorulma çatlağı büyümesinin sistemin doğal frekansı üzerindeki etkisi çalışılmıştır. Çok geniş bir uygulama alanına sahip olan kirişler, mühendislik yapılarında sıklıkla temel yapı elemanı olarak kullanılmaktadırlar. Bu nedenle bu yapılarda oluşabilecek bir hasarın önceden tespit edilmesi, oluşabilecek yıkıcı hasarların önlenmesi açısından büyük önem arz etmektedir. Hasarların önceden tespit edilmesi konusunda da yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biri, yapının titreşim analizidir. Dolayısıyla yapının doğal frekanslarındaki değişimlerin tespit edilmesi ve izlenmesi çok önemlidir. Bu noktadan hareketle çalışmada, 4140 çeliğinden üretilen kirişteki yorulma çatlağı büyümesinin kirişin doğal frekansı üzerindeki etkileri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. 8x16x500 mm boyutlarındaki kirişe 3 mm uzunluğunda ve 0,25 mm genişliğinde tel erezyon ile bir çatlak açılmıştır. Daha sonra dinamik yorulma cihazında 10 Hz’ de 3 nokta eğme testine tabi tutulmuş ve belirli aralıklarla kirişin doğal frekansları ölçülerek kirişin doğal frekanslarında meydana gelen değişiklikler ölçülmüştür. Bu veriler ile dinamik yüklemelere maruz kalan kirişte oluşan yorulma çatlağının, büyüme aşamasında tespit edilmesi ve boyutunun belirlenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem ile deneysel veriler elde edilmiştir. Deneysel veriler, kirişteki yorulma çatlağı büyümesi ile kirişin doğal frekansının azaldığını göstermiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Titreşim Analizi, Çatlaklı Kiriş, Yorulma Çatlağı Büyümesi, Doğal Frekans.

ABSTRACT

EFFECT OF FATIGUE CRACK PROPAGATION ON NATURAL FREQUENCIES OF SYSTEM IN AISI 4140 STEEL

MSC THESIS

HABİBULLAH BİLGE

**ABANT İZZET BAYSAL UNIVERSITY GRADUATE SCHOOL OF
NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR: ASSOC. PROF. DR. MURAT PAKDİL

BOLU, JUNE 2015

In this study, effect of fatigue crack growth on the natural frequency of the beam that having a great importance in engineering applications, was studied. Beams which have a very wide application areas, are often used as the basic structural member in engineering structures. Therefore, early detection of damage that may occur in these structures is of great importance for the prevention of devastating damage. In the early detection of damages, one of the most commonly used methods is the vibration analysis of the structure. Thus, the detection of the changes in the natural frequencies of structure and monitoring the natural frequencies' changes is very important. From this point, in this study, the effects of fatigue crack growth on the natural frequency of the beam that produced from 4140 steel, are investigated experimentally and numerically. The length and cross-sectional area of the beam are 500 mm and $8 \times 16 \text{ mm}^2$, respectively. 3 mm long and 0.25 mm wide crack was opened to the beam by using wire EDM. Then beam subjected to 3-point bending test with 10 Hz in dynamic fatigue device and measuring the natural frequency of the beam periodically changes that occurring in the natural frequency of the beam is measured. These data was used to detection and determine the size of the fatigue crack in the beginning of the crack propagation in beams that subjected to dynamic loading. Experimental data showed that the natural frequency of the beam decreases corresponds to fatigue crack growth in the beam.

KEYWORDS: Vibration Analysis, Cracked Beam, Fatigue Crack Propagation, Natural Frequencies.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	v
ABSTRACT	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
TABLO LİSTESİ	xiv
KISALTMA VE SEMBOLLER LİSTESİ	xv
TEŞEKKÜR	xvii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÖZETLERİ	5
3. TİTREŞİM.....	62
3.1 Titreşim Teorisi ve Titreşimle İlgili Temel Kavramlar	62
3.1.1 Periyodik Titreşim Hareketi	63
3.1.1.1 Basit Harmonik Titreşim Hareketi	64
3.1.1.1.1 Periyot (T)	68
3.1.1.1.2 Frekans (f).....	68
3.1.1.1.3 Açısal Frekans (ω).....	68
3.1.1.1.4 Faz (ϕ)	68
3.1.1.1.5 Genlik	69
3.1.1.1.5.1 Yer Değiştirme.....	69
3.1.1.1.5.2 Hız.....	70
3.1.1.1.5.3 İvme	70
3.1.1.1.5.4 Desibel (dB) Ölçeği	72
3.1.1.1.5.5 Tepe Değer (X_0)	74
3.1.1.1.5.6 Tepeler Arası Değer ($2X_0$)	74
3.1.1.1.5.7 RMS (Root Mean Square-Kök)($X_{\text{kök}}$).....	74
3.1.1.1.5.8 Ortalama (X_{ort}).....	74
3.1.1.1.6 Harmonik.....	75
3.1.1.1.7 Yan Bant.....	75
3.1.2 Random Titreşimler.....	77
3.1.3 Şok.....	78
3.1.4 Rezonans.....	79
3.2 Titreşim Ölçümü.....	79
3.2.1 Titreşim Ölçümünde Kullanılan Sensörler.....	81
3.2.1.1. Deplasman Sensörleri	82
3.2.1.2 Hız Sensörleri.....	82
3.2.1.3 İvme Sensörleri	83
3.2.1.3.1 İvmeölçerlerin Çalışma Prensibi	85
3.2.1.3.2 İvmeölçerlerin Frekans Ölçüm Aralığı.....	86

3.2.1.3.3 Sıklıkla Kullanılan İvmeölçer Tipleri.....	87
3.2.1.3.3.1 Delta Kayma Tipi Tasarıma Sahip İvmeölçerler	87
3.2.1.3.3.2 Düzlemsel Kaymalı Tasarıma Sahip İvmeölçerler	88
3.2.1.3.3.3 Baskıda Çalışan Tip Tasarıma Sahip İvmeölçerler.....	89
3.2.1.3.4 İvmeölçer Montaj Yöntemleri	90
3.2.1.3.4.1 Saplamalı Montaj Yöntemi.....	91
3.2.1.3.4.2 Balmumu ile Montaj Yöntemi	92
3.2.1.3.4.3 Mıknatıslı Montaj Yöntemi	93
3.2.1.3.4.4 Ölçüm Kalemı Kullanılması	94
3.2.1.3.5 İvmeölçer ile Titreşim Ölçümünde Dikkat Edilmesi Gereken Çevresel Etkiler	95
3.2.2 Titreşim Görüntüleyen Cihazlar	96
3.2.3 Titreşim Ölçümü İçin Gerekli Ekipmanlar.....	97
3.3 Titreşim Analizi.....	98
3.3.1 Zaman-Alanı Analizi.....	99
3.3.2 Frekans-Alanı Analizi.....	100
3.3.2.1 Frekans Tanım Teknikleri	100
3.3.2.1.1 Frekans (Spektral) Analizi (Hızlı Fourier Dönüşümü-FFT)	100
3.3.2.1.2 Zaman Dalga Formu Analizi	101
3.3.2.1.2.2 Zarf Analizi.....	104
3.3.2.1.3 Kepstrum Analizi	105
3.4 Titreşim Analizi İle Yapının Doğal Frekansının Bulunması	106
3.4.1 Doğal Frekans	107
3.4.2 Rayleigh Yöntemi.....	109
4. YORULMA.....	111
4.1 Yorulma.....	111
4.1.1 Metal Yorulması	116
4.2 Yorulma Olayı İle İlgili Temel Kavramlar.....	118
4.3 Yorulma Deneylerinde Yükleme Biçimleri	123
4.4 Yorulma Deneylerinde Gerilme Biçimleri	125
4.5 Yorulma Sonucu Çatlak Oluşumu.....	127
4.5.1 Yorulma Çatlağı İlerlemesi ve Çatlak İlerleme Mekanizmasının İncelenmesi	131
4.6 Yorulma Sonucu Kırılma ve Kırılma Yüzeylerinin Görünümü	139
4.7 Yorulmaya Etki Eden Faktörler	147
4.7.1 Malzemeye Bağlı Yorulma Dayanımına Etki Eden Etkenler.....	148
4.7.1.1 Malzemenin Kimyasal Bileşiminin Yorulma Dayanımına Etkisi.....	148
4.7.1.2 Malzeme İçinde Bulunan Kalıntıların ve Mikroyapı Hatalarının Yorulma Dayanımına Etkisi.....	150
4.7.1.3 Parça Boyutunun Yorulma Dayanımına Etkisi	150
4.7.1.4 Çentik Etkisinin Yorulma Dayanımına Etkisi.....	151
4.7.1.5 Yüzey Durumunun Yorulma Dayanımına Etkisi.....	152
4.7.1.6 Isıl İşlemlerin Yorulma Dayanımına Etkisi	153
4.7.1.7 Kalıcı Gerilme ve Soğuk Çekmenin Yorulma Dayanımına Etkisi	153
4.7.2 Yükleme Durumunun Yorulma Dayanımına Etkisi.....	155
4.7.3 Malzemenin Çalışma Ortamının Yorulma Dayanımına Etkisi.....	156
4.7.3.1 Sıcaklığın Yorulma Dayanımına Etkisi	156
4.7.3.2 Korozyonun Yorulma Dayanımına Etkisi.....	157

5. MATERİYAL VE METOD	158
5.1 Kiriş Malzemesi	158
5.1.1 Kiriş Malzemesi Bileşimi	158
5.2 Kirişlerin Üretimi	159
5.2.1 Freze Tezgahında Yapılan İşlemler	159
5.2.2 Tel Erezyon Tezgâhında Yapılan İşlemler	162
5.2.3 Çatlak Yüzeylerini Parlatma İşlemi	164
5.2.4 Kiriş Boyutlarının Ölçülmesi	166
5.3 Deney Esnasında Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar	167
5.3.1 Yorulma Test Cihazı	167
5.3.1.1 Instron-8801 Dinamik Yorulma Test Cihazı	167
5.3.1.1.1 Hidrolik Güç Ünitesi	168
5.3.1.1.2 Soğutucu	169
5.3.1.1.3 Testlerin Yapıldığı Ana Gövde	170
5.3.1.1.4 Fırın	171
5.3.1.1.5 Kontrol Ünitesi	172
5.3.2 Üç Nokta Eğme Test Aparatı	174
5.3.3 Çatlak Ölçümü İçin Kullanılan Milimetrik Cetvel	175
5.3.4 Ekstensometre	176
5.3.5 Titreşim Verisi Alma Ekipmanları	177
5.3.5.1 İvmeölçer	178
5.3.5.2 Darbe Çekici	179
5.3.5.3 Sinyal Şartlandırıcı	180
5.3.5.4 Sinyal Analiz Yazılımı	180
5.4 Deneyin Yapılışı	181
5.4.1 Yorulma Çatlağı İlerleme Testi Verisi Alma	188
5.4.2 Titreşim Verisi Alma ve Kirişlerin Doğal Frekanslarının Tespiti	191
6. BULGULAR VE TARTIŞMA	192
6.1 Çekme Testi ve Testten Elde edilen Bulgular	192
6.2 Çatlak İlerleme Testi ve Testten Elde Edilen Bulgular	195
6.3 Doğal Frekansların Ölçümü ve Elde Edilen Bulgular	197
6.2.1 Çatlak Uzunluğunun Yorulma Çevrim Sayısına Göre Değişimi	207
6.2.2 Çatlak Uzunluğu İle Sistemin Doğal Frekanslarının Değişimi	209
7. SONUÇ ve ÖNERİLER	218
8. KAYNAKLAR	220
10. ÖZGEÇMİŞ	245

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1. Enine çatlak içeren bir ankastre kiriş modeli	11
Şekil 2. 2. Uygulanan yüke karşılık çatlak durumu	15
Şekil 2. 3. Çatlak ağzı açıklığı (CMOD) ve rijitliğin uygulanan yük ile değişimi	22
Şekil 2. 4. Yarık ve çatlak arasındaki yük/yer değişimi fonksiyonların farklılığı	22
Şekil 2. 5. Yarık ve çatlakın titreşim durumu	23
Şekil 3.1. Basit bir sönümlü titreşim sistemi	62
Şekil 3.2. Sönümlü ve sönümsüz titreşim hareketinin grafikleri	63
Şekil 3.3. Periyodik titreşim hareketi.....	64
Şekil 3.4. Basit harmonik titreşim hareketi.....	65
Şekil 3.5. Yer değiştirme, hız ve ivme dalgaları.....	66
Şekil 3.6. Titreşimle ilgili parametrelerin sinüzoidal titreşim grafiği üzerinde gösterimi.....	67
Şekil 3.7. Titreşimle ilgili parametrelerin sinüzoidal olmayan titreşim grafiği üzerinde gösterimi	67
Şekil 3.8. Faz Farkının Şekil İle Gösterimi.....	69
Şekil 3.9. Harmonik hareket yapan bir cismin yer değiştirmesi, hızı ve ivmesi arasındaki ilişki	71
Şekil 3.10. Titreşim genliği-Frekans grafiği	72
Şekil 3.11. Lineer ve logaritmik ölçekli frekans spektrumlarının karşılaştırılması.....	73
Şekil 3.12. Yan bant oluşumu	76
Şekil 3.13. Random titreşim sinyaline örnek ve random titreşim sinyalinin zaman ve frekans düzleminde gösterimi.....	77
Şekil 3.14. Şok sinyaline örnekler ve şok sinyalinin zaman ve frekans düzleminde gösterimi.....	78
Şekil 3.15. Titreşim ölçüm zinciri.....	80
Şekil 3.16. Band geçiş filtresi	81
Şekil 3.17. Sismik Hız Sensörünün Şematik Olarak Gösterimi.....	83
Şekil 3.18. Piezoelektrik Hız Sensörünün Şematik Olarak Gösterimi.....	83
Şekil 3.19. Transdüserlerin çalışma aralığının şematik olarak gösterimi	84
Şekil 3.20. Baskı Tipi İvmeölçerin Gösterimi	85
Şekil 3.21. Kaymalı Tip İvmeölçerin Gösterimi.....	85
Şekil 3.22. İvmeölçerlerin Frekansa Bağlı Olarak Davranışı	87
Şekil 3.23. Delta Kayma Tip Tasarıma Sahip İvmeölçer	88
Şekil 3.24. Düzlemsel Kaymalı Tasarıma Sahip İvmeölçer	89
Şekil 3.25. Baskıda Çalışan Tip Tasarıma Sahip İvmeölçer.....	90
Şekil 3.26. Saplamalı Montaj Yöntemiyle İvmeölçerin Yüzeye Montajı.....	91
Şekil 3.27. Balmumu ile Montaj Yöntemiyle İvmeölçerin Yüzeye Montajı.....	92
Şekil 3.28. Mıknatıs Taban ile Montaj Yöntemiyle İvmeölçerin Yüzeye Montajı	93
Şekil 3.29. İvmeölçer Ucuna Ölçüm Kalemı Takılarak Titreşim Ölçülmesi.....	95
Şekil 3.30. İvmeölçer ile Titreşim Ölçümünde Dikkat Edilmesi Gereken Çevresel Etkiler	95
Şekil 3.31. El Tipi Titreşim Ölçüm Cihazlarından Birkaçı	96
Şekil 3.32. El Tipi Titreşim Ölçüm ve Analiz Cihazı.....	97

Şekil 3.33. Titreşim Ölçüm ve Analiz Sisteminin Şematik Olarak Gösterimi	98
Şekil 3.34. Genlik-Zaman Grafiği	99
Şekil 3.35. Genlik-Frekans Grafiği	99
Şekil 3.36. Dalga Formu Kaydı	102
Şekil 3.37. Sinüs Eğrisinin Frekansları.....	103
Şekil 3.38. Sinüs Eğrisinin Frekansları.....	103
Şekil 3.39. Filtreden Geçirilmiş Titreşim Sinyalleri.....	105
Şekil 3.40. Titreşim Sinyallerinin Zarfı	105
Şekil 3.41. Zarf Spektrumu.....	105
Şekil 3.42. Basit kütle-yay sistemi.....	107
Şekil 3.43. Bir ucu ankastre mesnetli kiriş modeli	108
Şekil 4.1. Yorulma çatlağının oluşumu.....	113
Şekil 4.2. Yorulma kırılmasında çatlak başlangıç, yayılma ve ani kırılma bölgeleri	114
Şekil 4.3. Yorulma olayı ile ilgili gerilme-zaman çevrimi ve temel gerilme değişkenleri	118
Şekil 4.4. Çelik ve demir olmayan malzemelerin tipik Wöhler diyagramı	121
Şekil 4.5. Tipik bir gerilme-ömür veya S-N eğrisi	122
Şekil 4.6. Yorulma testlerinde kullanılan yükleme biçimleri	123
Şekil 4.7. Yorulma testlerinde uygulanan değişik yükleme durumlarına ait tekrarlı gerilme-zaman eğrileri	124
Şekil 4.8. Gerilme biçimleri ve doğrultuları; a) Mod I, b) Mod II, c) Mod III.....	126
Şekil 4.9. Kuvvet altında oluşan üç farklı kırılma moduna örnekler	126
Şekil 4.10. Basit gerilme çeşitleri	127
Şekil 4.11. Çatlak oluşumu ve kırılmaya kadar geçen evreler.....	129
Şekil 4.12. Çatlak oluşum şekilleri	130
Şekil 4.13. Yorulmada çatlak ilerlemesi ve hasar oluşumu	132
Şekil 4.14. Yorulma çatlağı ilerleme hızı eğrisi	135
Şekil 4.15. Bazı malzemelere ait yorulma çatlağı ilerleme eğrileri	136
Şekil 4.16. Çentiksiz bir numunede çoklu yorulma çatlağı başlangıcı	141
Şekil 4.17. Çekme-çekme yüklemesinde bir çevrim esnasında oluşan çatlak ucundaki deformasyonun şematik gösterimi.....	142
Şekil 4.18. PMMA malzemede biharmonik yükleme sonucu oluşan kırılma yüzeyi	143
Şekil 4.19. Al-Zn-Mg-Cu alaşımında oluşan yorulma kırılması yüzeyi	144
Şekil 4.20. Farklı yükleme türlerine maruz kalan daire kesitli bir parçada meydana gelen yorulma çizgileri ve kırılma yüzeyi	145
Şekil 4.21. Farklı yükleme türlerine maruz kalan dikdörtgen kesitli bir parçada meydana gelen yorulma çizgileri ve kırılma yüzeyi	146
Şekil 4.22. Yorulma dayanımını etkileyen faktörler	148
Şekil 4.23. Çentiğin metalin yorulma özellikleri üzerine etkisi	151
Şekil 4.24. Kalıcı bası gerilmesinin olumlu etkisi	154
Şekil 4.25. Kalıcı gerilmelerin malzemenin yorulma ömrü üzerindeki etkisi	155
Şekil 4.26. Malzeme üzerine gelen yükleme durumu.....	156
Şekil 5.1. Dairesel kesitli numunelerin freze tezgahında işlenerek kiriş haline getirilmesi.....	160
Şekil 5.2a. Dairesel numuneden üretilen kiriş	161
Şekil 5.2b. Dairesel numuneden üretilen kiriş.....	161
Şekil 5.3. Çatlak ağzı açtırılan kirişin teknik resim çizimi ve çatlak ağzı detay resmi	162
Şekil 5.4a. Tel erezyonda kırılma yuvası ve yapay çatlak açtırılan kirişler.....	163

Şekil 5.4b. Tel erezyonda kırlangıç yuvası ve yapay çatlak açtırılan kırışlar	163
Şekil 5.5a. Çatlak yüzeylerini parlatma işleminde kullanılan gravür taşlama makinesi	164
Şekil 5.5b. Çatlak yüzeylerini parlatma işleminde kullanılan 320, 1200 ve 2000 meş zımparalar	164
Şekil 5.6. Çatlak yüzeyi parlatılan kırış	165
Şekil 5.7. ASTM-E399 standardında kabul edilen ölçüler	166
Şekil 5.8a. Hidrolik güç ünitesi	168
Şekil 5.8b. Hidrolik güç ünitesi	168
Şekil 5.9. Soğutucu ünite ve elektronik kontrol paneli	170
Şekil 5.10. Testlerin yapıldığı ana gövde	171
Şekil 5.11. Test fırını	172
Şekil 5.12. İşlemci ve bilgisayar	173
Şekil 5.13. Yorulma testi yapılırken yazılım ekranı görüntüsü	173
Şekil 5.14. Üç nokta eğme test aparatı	174
Şekil 5.15. Üç nokta eğme test aparatının yorulma cihazına monte edilmiş hali	175
Şekil 5.16a. Çatlak ölçümü için kullanılan çinko tabaka üzerine yaptırılmış cetveller	175
Şekil 5.16b. Üzerine milimetrik cetvel yapıştırılmış kırış	175
Şekil 5.17. Yorulma çatlağı büyümesi testi sırasında kullanılan ekstensometre	176
Şekil 5.18. Deney sırasında kırışe monte edilmiş ekstensometre	177
Şekil 5.19. Titreşim verisi toplama seti	178
Şekil 5.20. Kırış üzerine monte edilen ivmeölçer	179
Şekil 5.21. Titreşim ölçümünde kullanılan darbe çekici	179
Şekil 5.22. Sinyal şartlandırıcı	180
Şekil 5.23. Kullanılan titreşim analiz yazılımından bir görüntü	181
Şekil 5.24. Kırışın serbest cisim diyagramı (Akaslan, 2003)	182
Şekil 5.25. Yükün uygulanma şekli ve periyodu	184
Şekil 5. 26. Hesaplamaların yapıldığı excel tablosunun görüntüsü	185
Şekil 5.27a. Kırılan kırış yüzeyi	186
Şekil 5.27b. Kırılan kırış yüzeyi	186
Şekil 5.28a. Yorulma çatlağı ilerlemesi deneyi sırasında kırışlere yükün uygulanması	187
Şekil 5.28b. Yorulma çatlağı ilerlemesi deneyi sırasında kırışlere yükün uygulanması	187
Şekil 5.29a. Yorulma çatlağı ilerlemesi	189
Şekil 5.29b. Yorulma çatlağı ilerlemesi	189
Şekil 5.29c. Yorulma çatlağı ilerlemesi	189
Şekil 5.30. Yorulma çatlağı ilerleme deneyi süresince cihaz yazılımı ekranından bir görüntü	190
Şekil 6.1. Çekme numunesi teknik resmi	192
Şekil 6.2. Ürettirilen çekme numunesi	193
Şekil 6.3. 4140 çeliği çekme testi	193
Şekil 6.4. Çekme testi sonrası kırılan çekme numunesi	194
Şekil 6.5. Çekme testi sonucu elde edilen 4140 malzemesine ait grafik	195
Şekil 6.6. 2 nolu kırışın yorma testine tabi tutulmadan elde edilen doğal frekansları	197

Şekil 6.7. 2 nolu girişin 15000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	198
Şekil 6.8. 2 nolu girişin 30000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	198
Şekil 6.9. 2 nolu girişin 45000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	199
Şekil 6.10. 2 nolu girişin 60000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	199
Şekil 6.11. 2 nolu girişin 75000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	200
Şekil 6.12. 2 nolu girişin 90000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	200
Şekil 6.13. 2 nolu girişin 105000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	201
Şekil 6.14. 2 nolu girişin 120000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	201
Şekil 6.15. 2 nolu girişin 130000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	202
Şekil 6.16. 2 nolu girişin 140000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	202
Şekil 6.17. 2 nolu girişin 150000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	203
Şekil 6.18. 2 nolu girişin 155000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	203
Şekil 6.19. 2 nolu girişin 160000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	204
Şekil 6.20. 2 nolu girişin 163000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	204
Şekil 6.21. 2 nolu girişin 165000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	205
Şekil 6.22. 2 nolu girişin 167000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	205
Şekil 6.23. 2 nolu girişin 168000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları.....	206
Şekil 6.24. Deneyde elde edilen verilere göre yorulma çevrim sayısına göre çatlak uzunluğunun değişimi.....	208
Şekil 6.25. Yorulma çevrim sayısına göre çatlak uzunluğunun değişimi	209
Şekil 6.26. Çatlak uzunluğu ile sistemin 1. doğal frekansındaki (ω_1) değişim.....	210
Şekil 6.27. Çatlak uzunluğuna göre sistemin 2. doğal frekansındaki (ω_2) değişim....	211
Şekil 6.28. Çatlak uzunluğuna göre sistemin 3. doğal frekansındaki (ω_3) değişim....	212
Şekil 6.29. Çatlak uzunluğuna göre sistemin 4. doğal frekansındaki (ω_4) değişim....	213
Şekil 6.30. Çatlak uzunluğuna göre sistemin 5. doğal frekansındaki (ω_5) değişim....	214
Şekil 6.31. Çatlak derinlik oranına göre en düşük doğal frekans oranı	215
Şekil 6.32. Çatlak derinlik oranına göre en düşük doğal frekans oranı	217

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 4.1. Yorulma yük biçimleri için R değerleri	125
Tablo 4.2. Bazı malzemelere ait yorulma çatlak ilerlemesi değerleri	135
Tablo 4.3. SAE 3130 çeliğinin yüzey durumuna göre yorulma çevrim sayısı.....	152
Tablo 5.1. Kiriş Malzemesinin Kimyasal Bileşimi	158
Tablo 5.2. Kiriş Malzemesinin Isıl İşlem Bilgileri.....	159
Tablo 5.3. Ölçüm yapılan üç kiriş için bulunan kalınlık ve yükseklik değerleri.....	166
Tablo 6.1. 2 nolu kiriş için elde edilen çevrim ve ekstensometre değerleri	196
Tablo 6.2. 2 nolu kirişin yorulma çevrimleri sonucu elde edilen doğal frekansları.....	207

KISALTMA VE SEMBOLLER LİSTESİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
ϕ	: Faz Açısı
A	: Alan
A	: Genlik Oranı
a veya a	: Çatlak Uzunluğu
a(t)	: İvme
B	: Numune Yüksekliği
c	: Viskoz Sönüm Elemanı
c	: Çatlak Ucu Gerilmenin Hesaplandığı Noktanın Asal Eksene Uzaklığı
C, m	: Yorulma Testinde Malzemeye Bağlı Deneysel Sabitler
da/dN	: Çatlak İlerleme Hızı
E	: Elastisite Modülü
E^I	: Efektif Young Modülü
f	: Frekans
F	: Kuvvet
F_{maks}	: Maksimum Kuvvet
F_{min}	: Minimum Kuvvet
I	: Atalet Momenti
k	: Yay Katsayısı
K	: Gerilme Şiddeti Faktörü
K_c	: Kritik Gerilme Şiddeti Faktörü
K_t	: Çentik Faktörü
L	: Numune Boyu
m	: Kütle
M	: Moment
N	: Yorulma Çevrim Sayısı
P_{maks}	: Maksimum Yük
P_{min}	: Minimum Yük
R	: Gerilme Oranı
S	: Destekler Arası Mesafe
T	: Periyot

$v(t)$	: Hız
V_m	: Çatlak Ağzı Açıklık Miktarı
W	: Numune Genişliği
$x(t)$	: Konum
Y	: Geometrik Düzeltme Faktörü
δ	: Kiriş Ucundaki Çökme Miktarı
ΔK	: Gerilme Şiddeti Faktörü Aralığı
ΔP	: Yük Genliği
$\Delta \sigma$	: Gerilme Aralığı
σ_a	: Gerilme Genliği
σ_{ak}	: Akma Gerilmesi
σ_{maks}	: Maksimum Gerilme
σ_{min}	: Minimum Gerilme
σ_{ort} veya S	: Ortalama Gerilme
ω	: Açısal Frekans
ω_n	: Doğal Frekans

Kısaltmalar Açıklamalar

CMOD	: Çatlak Ağzı Açıklık Miktarı
DRM	: Dinamik Rijitlik Matrisi
FFT	: Fourier Transformasyonu
FGM	: Fonksiyonel Gradyanlı Malzemeler
RMS	: Kök Değeri
SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
TSD	: Tek Serbestlik Dereceli

TEŞEKKÜR

Yoğun bir çalışma neticesinde ortaya çıkan bu tez çalışmasının hazırlanmasında; bilgisini, tecrübelerini ve ilgisini hiçbir zaman esirgemeyip karşılaştığım sıkıntıları aşmam konusunda bana yol gösteren danışman hocam Sn. Doç. Dr. Murat PAKDİL'e, ayrıca lisansüstü eğitimim boyunca maddi, manevi yardım ve desteklerini esirgemeyen AİBÜ Makine Mühendisliği Bölümü değerli öğretim üyeleri Prof. Dr. Ali Naci ÇELİK'e, Yrd. Doç. Dr. Sabri ÖZTÜRK'e, Yrd. Doç. Dr. Alaattin Osman EMİROĞLU'na, Yrd. Doç. Dr. Gürcan YILDIRIM'a; Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü değerli öğretim üyeleri Yrd. Doç. Dr. Ömer Kadir MORGÜL'e ve Yrd. Doç. Dr. Hüseyin DAL'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Makine mühendisliği lisans eğitimim boyunca her türlü tecrübe ve bilgilerini özverili bir şekilde aktarmaya çalışan, bu mesleği candan sevdiren ve makine mühendisi olmamda büyük emekleri olan Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü değerli öğretim üyelerine teşekkür ederim.

Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı' ndaki eğitim sürecim boyunca bilgileri, tecrübeleri ve fikirleriyle her zaman yol gösterip bu alanda yetişmemde büyük katkı sahipleri olan Fırat Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü değerli öğretim üyeleri Prof. Dr. Hasan ALLİ'ye, Doç. Dr. Orhan ÇAKAR'a, Doç. Dr. Servet SOYGÜDER'e ve Arş. Gör. Mesut HÜSEYİNOĞLU'na teşekkürü bir borç bilirim.

Deney numunelerinin hazırlanmasında yardım ve desteklerini esirgemeyen Arş. Gör. Mehmet Fatih KAHRAMAN'a, Makine Mühendisi Murat ÜNSAL'a ve Makine Yüksek Mühendisi Emre DORUK'a teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak yüksek lisans eğitimim boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyip her zaman yanımda olan, fedakârlıklarını her an hissettiğim ve bugünlere gelmemde en büyük emek sahibi olan aileme en içten şükranlarımı sunarım.

1. GİRİŞ

Hızla gelişen teknoloji ile birlikte işletmeler arasındaki rekabet şartları da gün geçtikçe artmaktadır. Rekabetin temelini ise birim zamanda daha az enerji ile daha çok iş yapma amacı oluşturmaktadır. Teknolojik gelişmelerle orantılı olarak sanayideki insan gücü giderek azalmakta ve temeli otomasyona dayalı tesislerin sayısı hızla artmaktadır. Şirketler arası rekabetin artması ve insan hayatına verilen değerin giderek artması sanayileşmede otomasyona daha çok önem verilmesine neden olmaktadır. Bunun gerçekleşmesi için ise daha çok makineleşme gerekmekte ve artan makineleşmeye bağlı olarak da işletme bakım ve onarım giderleri, şirketler için önemli gider kalemlerinin başında gelmektedir.

Sanayi için en önemli sorunlardan birisi, makinelerde oluşan beklenmedik arızalar neticesinde üretimin durmasıdır. Bunun sonucunda üretim kayıpları meydana gelmekte, üretim planları uygulanamamakta, maliyetler artmakta ve kâr azalmaktadır. Makinelerde oluşan beklenmedik arızalar hem üretimi durdurarak zarara neden olmakta, hem de bu arızaların bakım ve onarımı ciddi derecede zahmet, maliyet ve zaman gerektirmektedir. Bakım ve onarımı yapacak yetkili servis ya da kişilerin zamanında ulaşması, yedek parça temini gibi durumlar şirketin konumuna ve arızanın büyüklüğüne göre uzun zaman alabilmektedir. Dolayısıyla bu durum şirket için hem üretim ve kâr kaybı anlamına gelmekte hem de maliyetleri artırmaktadır. Kısacası üretim yapan kurum veya şirketlerin istemediği şeylerin başında, beklenmedik bir arıza sonucu üretimin duraksaması gelmektedir. Bunun neticesinde arızanın önceden tespit edilmesi ve mümkün olan en kısa zamanda giderilmesi günümüzde sanayi kurumları arasında giderek yaygın hale gelen bir görüş olmuştur.

Yapıların kullanım ömürleri süresince güvenli bir şekilde işlevlerini yerine getirmeleri istenmektedir. Fakat yapılarda bulunan kusurlar veya yapılarda işletme süreleri içinde gerçekleşen hasarlar, yapının fonksiyonunu yitirip işlevini tamamen kaybetme sürecinin başlamasına kısacası yapının hasara uğrama sürecinin

başlamasına neden olmaktadır. Yapıda ilk hasarın oluşma zamanı ile yapının işlevini yerine getirememesi yani yapının tamamen bozulmasına kadar geçen sürede, meydana gelen ilk hasarın tespiti ve erken müdahale büyük önem arz etmektedir.

Makinelerde arızalar birçok nedenden meydana gelmektedir. Malzeme içindeki üretim kusurları, malzeme içindeki gerilme yoğunluğundan ya da yorulmadan dolayı oluşan çatlaklar bu nedenlerin başında gelmektedir ve bu tür kusurlar yapının bütünlüğünü bozmaktadır (Dong vd., 2012). Tekrarlı yüklemelere maruz kalan yapısal elemanlarda yorulma çatlakları sıklıkla bulunmaktadır. Çatlaklar makinelerin ideal düzeyde performans göstermelerine engel olurlar. Günümüzde makinelerde karşılaşılan birçok kusurun nedeni malzeme yorgunluğundan kaynaklanmaktadır. Bu sebeple çatlakların tespit edilmesi ve yerlerinin belirlenmesi dünya çapında değişik araştırmacıların tartıştığı ve üzerinde çalıştığı esas konulardan biri olmuştur (Agarwalla ve Parhi, 2013).

Yapılar, çatlakların bulunmasından dolayı zayıflarlar. Zaman içerisinde çatlak boyutunun artması, yapıyı önceki durumuna göre daha da zayıf bir hale getirir ve yapı dakikalar içerisinde hasara uğrayabilir (Orhan, 2007). Yapıda meydana gelen bir çatlağın, yıkıcı hasarlara neden olduğu çok iyi bilinen bir gerçektir. Bu nedenle çatlakların önceden tespit edilmesi, oluşabilecek muhtemel hasarların önüne geçilmesi açısından büyük önem gerektirmektedir ve önemli mühendislik problemlerinin başında gelmektedir.

Yapıyı oluşturan bileşenlerdeki kusurlar, bütün yapının dinamik davranışını etkileyebilir (Mazanoglu vd., 2009). Yapılarda yorulma çatlaklarının bulunması, yapının dinamik davranışının doğrusal olmayan şekilde değişmesine ve yapısal sönümlemenin etkilenmesine neden olmaktadır. Dahası, bu gibi titreşim hareketi yapan sistemlerin en belirgin özelliği, sistemin titreşim cevabında süperharmonik rezonansların görülmesidir (Rezaee ve Hasannejad, 2010). Bir yapının dinamik cevabı, doğal frekansları ve mod biçimleri, yapının kütlesi ile rijitlik dağılımına bağlıdır ve bu parametrelerden herhangi birindeki değişiklik yapının dinamik cevabını etkiler. Sürekli açılıp kapanan bir çatlak içeren yapının rijitliği, yapının dinamik davranışını önemli ölçüde lineersizleştirirmesine sebep olan titreşim süresince zamana bağlı olarak sürekli değişir ve bu lineersizliğin seviyesi çatlak derinliği ve çatlağın yeri gibi çatlak parametrelerine bağlıdır. Çatlaklı kirişlerin

dinamik davranışlarının analizi mühendislik tasarımında önemli bir yere sahiptir (Rezaee ve Hasannejad, 2011).

Makinelerin ya da yapıların sürekli olarak emniyet değerlendirmelerine yardım etmek için yapının kritik bileşenlerinin düzenli olarak izlenmesine çok ihtiyaç vardır. Bu durum yapının kritik elemanlarının statik ve/veya dinamik davranışlarındaki değişimlerin sürekli olarak değerlendirilmesini gerektirir. Değişimler sıklıkla, yapıdaki hasar veya hasar benzeri kusurlar nedeniyle yapısal rijitlikteki bölgesel azalmalar şeklinde oluşur. Bir çatlak oluşumu yapının bileşenini anında kullanılamaz hale getirmez fakat bileşenin davranışının daha dikkatli bir şekilde izlenmesi gerektiğini bildiren bir sinyaldir. Böyle bir izleme, yapı bileşeninin servis ömrü süresince kesintisiz hizmet vermesinde önemli rol oynamaktadır. Yapı bileşenlerinde çalışma şartları sırasında oluşan çatlak veya çatlak benzeri kusurların titreşim tabanlı izlenmesi çok önemlidir ve bu yüzden tek veya çok çatlaklı yapıların titreşim çalışmaları oldukça ilgi görmüştür (Patil ve Maiti, 2003).

Yapıyı daha esnek bir hale getirdiği için çatlakların yapıların doğal frekanslarını düşürdüğü iyi bilinmektedir (Loya vd., 2006). Yapısal bir elemanda çatlak bulunması, onun titreşim yanıtını etkileyen yerel bir esneklik oluşturmaktadır. Çatlağın bulunması, yalnızca yapının rijitliğinde yerel bir değişime neden olmamakla birlikte tüm yapının mekanik davranışının önemli ölçüde etkilenmesine neden olmaktadır. Üstelik çatlağın zamana bağlı olarak açılıp kapanması, dönme ve titreşim genliği üzerinde de etkili olmaktadır. Bu durumda sistem, doğrusal olmayan bir davranış göstermektedir (Dimarogonas, 1996).

Eğer yapıda bir çatlak meydana gelmişse yapının dayanımının azalacağından dolayı yapının doğal titreşim frekansları ve mod biçimlerinin her ikisi de yapıda çatlağın bulunmasından etkilenirler. Yapının doğal frekansları ve mod biçimlerinin her ikisi de çatlakların belirlenmesinde kullanılabilir. Literatürde çatlakların yerinin tespiti ve çatlak büyüklüğünün ölçümü için üç adet genel metod bulunmaktadır. Bunlar: a) modal test (özdeğer modların, özdeğer frekansların ve yapının titreşim cevabındaki değişimlerin çalışılarak bulunmasıyla) b) titreşim tabanlı metodlar (zaman tabanlı sinyallerin ve modellerin kullanılmasıyla) c) yapay sinir ağları ve bulanık mantık gibi geleneksel olmayan metodlar (Carr vd., 2011).

Titreşim ilkeleri, statik veya dinamik yüklere bağlı olarak tüm yapılara uygulanabilir fiziksel bilimin doğal özelliklerindendir. Bütün yapılar ömürleri boyunca yapılarını değiştirmeme kararlılığından dolayı çatlak gelişmesine neden olan bazı düzensizlikler (çarpıklık, bozukluk) geliştirirler. Çatlak hasarın önemli bir biçimi olarak göz önünde bulundurulursa çatlağın modellenmesi hasarlı yapıların davranışı çalışmalarında önemli bir adım olmaktadır. Çatlağın dayanıklılık üzerine etkileri bilindiğinde kirişler ya da miller Euler-Bernoulli ya da Timoshenko kiriş teorisi kullanılarak modellenebilir. Doğal frekans, çatlak derinliği, çatlağın yeri ve diğer kiriş özellikleriyle alakalı karakteristik denklemi türetmek için çatlağa uygun sınır şartları kullanılır. Çatlak tespiti için yapının izlenmesine dayalı araştırmalar kirişin doğal frekanslarının ve mod biçimlerinin değişimi ile ilgilidir (Agarwalla ve Parhi , 2013). Çatlaklı yapıların titreşim karakteristikleri, yapının sökülmesine gerek kalmadan online titreşim tespiti için (tahribatsız muayene) faydalı olmaktadır. Özellikle de çatlaklı kirişlerin doğal frekansları ve mod biçimleri hasarın boyutu hakkında bir bakış açısı verebilir (Chati vd., 1997).

Tahribatsız muayene yöntemleri ve yapıların sağlıklı bir şekilde izlenmesi için uygun bir titreşim metodu bulmak amacıyla, yorulma çatlaklarının dinamik tepkisi üzerine birçok çalışma yapılmıştır (Cheng vd., 1999). Son otuz yılda titreşim tabanlı muayenelerin kullanımı aktif bir araştırma konusu olmuştur. çatlaklı yapıların dinamiğinin araştırılması ve bu yapıların modellenmesi yoğun araştırmaların konusu olmuştur. Kirişlerin titreşimde çatlağın etkisini araştırmak için birçok araştırmacı çatlağı doğrusal burulma yayı olarak modellemişlerdir ve kirişin mekanik özellikleri ile ilgili olan rijitliğini, çatlak derinliğini ve kiriş kesit alanının geometrisini sabit olarak kabul etmişlerdir. Çatlaklı kirişin doğal frekanslarını ve mod biçimlerini analitik veya nümerik teknikler kullanarak elde etmişlerdir (Rezaee ve Hassannejad, 2011; Bikri vd., 2006; Caddemi ve Calio, 2009; Lele ve Maiti, 2002; Owolabi vd., 2003; Marur, 1998).

Çatlakların araştırılmasında yapının titreşiminin izlenmesinin büyük bir potansiyel haline gelmesinden bu yana, uygulamalarda çatlakların titreşim üzerindeki etkilerinin tanımlanmasında büyük bir önem haline gelmiştir (Mazanoglu vd., 2009).

2. LİTERATÜR ÖZETLERİ

Çatlaklar, yapılarda en çok karşılaşılan hasar türlerindendir. Yapılardaki çatlaklar statik veya dinamik yüklemelerden dolayı tehlikeli olabilirler, bu sebeple yapının fonksiyonlarını düzgün bir şekilde yerine getirebilmesi için çatlak tespiti önemli bir rol oynamaktadır. Kiriş tipi yapılar çelik konstrüksiyonlarda ve makine endüstrilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Literatürde kirişlerin yapısal güvenliği ile alakalı özellikle de yapının düzenli bir şekilde izlenerek çatlağın tespit edilmesi ile ilgili çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Yapının düzenli bir şekilde izlenerek çatlağın tespit edilmesine dayalı çalışmalar, kirişin doğal frekanslarındaki ve mod biçimlerindeki değişimlerle ilgilidir. Diğerleri ise harmonik zorlamadan dolayı kirişin dinamik cevabı ile alakalıdır (Orhan, 2007).

Bir çatlağın, çatlak başlama zamanında tespit edilmesi gereklidir. Bununla birlikte görsel inceleme teknikleri kullanarak çatlak tespit edilmesi zordur ve genellikle tahribatsız teknikler kullanılarak tespit edilebilir. Son otuz yıldır bir çok araştırma, yapılardaki çatlakların etkili bir biçimde tespit edilebilmesini sağlayan yöntemlerin geliştirilmesine ayrılmıştır (Khiem ve Lien, 2004). Son yıllarda, yapılardaki hasarların belirlenmesinde kullanılan tahribatsız tekniklerin geliştirilmesine yönelik önemli çalışmalar yapılmıştır. Tahribatsız test etmek ve değerlendirmek için çalışmaların büyük bir çoğunluğu geleneksel (penetran boyama, manyetik parçacık indüksiyonu, ultrasonik vb.) ve modern yaklaşımlar üzerine gerçekleştirilmiştir. Geleneksel metodlar iyi bir biçimde geliştirilmiştir, pazarlanan cihazlarda yaygın olarak kullanılmıştır ve tahribatsız muayene yöntemlerine pratik olarak uygulanabilecek şekilde sanayi kurumları ve yasal kurumlar tarafından kabul edilmiştir. Modern tahribatsız muayene metodları henüz tam olarak geliştirilmemiştir, bazı ekipmanlarda sınırlı bir biçimde uygulanmaktadır ve sanayi kurumları ve yasal kurumlar tarafından tahribatsız muayene yöntemlerine pratik olarak uygulanabilecek şekilde henüz tam anlamıyla kabul edilmemiştir. Bu modern

metodlardan bir tanesi de titreşim-tabanlı muayene teknolojisidir (Owolabi vd., 2003).

Yapının dinamik modal analizindeki değişimler kullanılarak tahribatsız hasar tespiti alanında son otuz yıldır önemli miktarda çalışmalar yapılmıştır. Günümüze kadar geliştirilen tahribatsız hasar tespiti metodları dört gruba (Rytter, 1993) ayrılabilir: 1- Birinci Seviye Metodlar: Eğer hasar oluşmuşsa yalnızca hasarın tespitinde kullanılan metodlar (Vandiver, 1975; Choras ve Lepert, 1982), 2- İkinci Seviye Metodlar: Aynı zamanda hem hasar tespiti hem de hasarın konumunun belirlenmesinde kullanılan metodlar (Cawley ve Adams, 1979; Pandey vd., 1991; Chance vd., 1994), 3- Üçüncü Seviye Metodlar: Hem hasar tespiti hem de hasarın konumunun belirlenmesinin yanısıra hasarın şiddetini belirlemede kullanılan metodlar (Stubbs ve Osegueda, 1990; Wu vd., 1992; Kaouk ve Zimmerman, 1994; Kim ve Stubbs, 1995), 4- Dördüncü Seviye Metodlar: Hasar tespiti, hasarın konumunun ve şiddetinin belirlenmesinin yanında hasarın yapı üzerindeki etkisini hesaplamada kullanılan metodlardır. İkinci ve üçüncü seviye metodların içinde bunca birleştirilmiş araştırma çabaları olmasına rağmen, gerçek yapılarda hasar tespiti rutin bir faaliyet haline gelmeden önce çözülmesi gereken bazı sorunlar kalmıştır. Tüm bu problemlerin arasında, yapıda bulunan hasarın eş zamanlı olarak hem konumunun hem de geometrik boyutunun belirlenmesi için pratik teorilerin (örneğin çatlak derinliği veya aşındırıcı bölgelerin ölçümü gibi) geliştirilmesine ihtiyaç vardır. Sadece sınırlı modal bilgilerin ölçülebilirliği gerçeğini aşmak için de ihtiyaç vardır (Kim ve Stubbs, 2003).

Bir kısım araştırmacılar hasarın tespiti, konumunun belirlenmesi ve boyutunun ölçülmesi gibi (tersine problem) problemlerle ilgilenirken bazıları ise yapılarda özdeğer vektör parametreleri üzerindeki etkilerini tahmin etmek için teknikler (doğrudan metodlar) önermişlerdir (Lin vd., 2002).

Yapılardaki bütün hasarlar, yapının titreşim karakteristiklerini anlık olarak değiştirir. Bu nedenle, titreşim parametrelerindeki değişikliklerin tanımlanması, hasarların belirlenmesinde esas oluşturmaktadır. Çatlaklar en sık rastlanılan hasar tipleridir ve kirişler mühendislik uygulamalarında en yaygın olarak kullanılan yapı elemanlarından. Bu yüzden çatlaklı kirişlerin titreşiminin belirlenmesi birçok araştırmacı için evrensel bir ilgi alanı olmuştur (Mazanoglu ve Sabuncu, 2010).

Online çatlak tespiti ve izlenmesi için yöntemlerin geliştirilmesi enerji sektöründe 1970' lerin başında başlamıştır. Dimarogonas (1970, 1971) General Electric Co., Türbin Bölümü' nde iki dahili rapordan oluşan çalışmasında çatlaklı millerin titreşim teorisini geliştirmiştir ve daha sonra çatlaklı kirişlerin ve türbin kanatlarının uzantısı olan bu çalışma ders kitaplarına dahil edilmiştir (Dimarogonas, 1976). Pafelias (1974), 1972 sonrasında Dimarogonas 'ın çalışmalarını sürdürdü ve resmi General Electric raporunda (Teknik Bilgiler Serisinde basıldı) kapsamlı laboratuvar ve saha deneyleri yaparak 2X harmonik ve alt harmonik yarı kritik hıza bağlı olarak çatlak tespiti için bir yöntem geliştirmek için teoriyi kullandı. Ayrıca bir türbin denetleme cihazı olarak kullanılmak üzere ve çatlaklı rotorların erken uyarısı için bir online izleme elektronik cihazın geliştirildiğini bildirmiştir. Pafelias 'ın raporunun (1974) geniş bir etkisi olmuştur ve turbomakine sektöründe önemli olan daha sonraki bir çok çalışmayı tetiklemiştir. 1980'lerin başından bu yana konuyla ilgili akademik araştırmalar önemli bir şekilde artmıştır.

Schmerling ve Hammond (1966), Haas (1977), Jack ve Patterson (1976), Greco ve diğ. (1978), Kottke ve Menning (1981), Anifantis ve diğ. (1983), Klompas (1983) ve Kraemer ve diğ. (1989) tarafından çatlaklı yapıların titreşimi ile ilgili alan deneyimlerini açıklayan bir dizi rapor bulunmaktadır.

Çatlaklı yapıların dinamik tepkisi hakkındaki derlemeler Dimarogonas ve Paipetis (1983), Wauer (1990), Entwistle ve Stone (1990), Dimarogonas (1992) ve Gasch (1993) tarafından bildirilmiştir.

Wendtland (1972) çatlakları simüle etmek için, makinede açılmış yivleri kullanarak farklı geometri ve sınır koşullarında kirişlerin doğal frekanslarındaki değişimlerin hesaplanması için kapsamlı bir deneysel programı doktora tez çalışmasında bildirmiştir. Wendtland kesiti indirgenmiş bölümün kaba bir basit kiriş analizinden, çatlaklı kesitin esnekliğini hesaplamıştır. Sonuçlarının yalnızca makine ile açılan kesiklere uygulanabileceğini, gerçek çatlaklar için geçerli olmadığını belirtmesine rağmen sonradan bazı araştırmacıların özel çatlaklı eleman yerine yoğun bir ızgara gibi çatlağı modelleyerek analiz sonuçlarını sonlu elemanlar yöntemi ile karşılaştırmalarından dolayı bazı karışıklıklar olmuş ve modellerinin de çentikli kiriş olmasından dolayı Wendtland ile anlaşma yaparak bildirmişlerdir (Dimarogonas, 1996).

Isalik (1967), Petroski ve Glaszik (1980), Petroski (1981, 1983, 1984a, 1984b, 1984c, 1985; Petroski ve Verma, 1985), Kumar ve Petroski (1985), Ku ve Shen (1992) hasarlı kirişlerin ve diğer hasarlı sabit yapıların titreşim problemlerini çözmek için hasarı veya çatlak azaltılmış kesitin lokal bir üyesi gibi modelleyerek Kirmsher (1944) ve Thomson (1943)'un eşdeğer yarık yaklaşımını kullanmışlardır (Dimarogonas, 1996).

Kırılma mekaniği yöntemleri kullanılarak bulunan yerel bir esneklik gibi çatlaklı bölgenin modellenerek, çatlaklı Euler-Bernoulli kirişlerin dinamik tepkisini hesaplamak için analitik bir yöntem ilk olarak Dimarogonas (1976) tarafından çatlaklı türbin kanatları uygulamaları ile bir ders kitabında ele alınmıştır. Türbin rotorları hakkında daha fazla uygulamalar, bazı araştırmacılar tarafından 1976 yılı ve sonrasında yayımlanmıştır.

Çatlaklı Euler-Bernoulli kiriş titreşim teorisi ve basit sürekli kirişlerin titreşim modları ve doğal frekansları üzerine kapsamlı analitik ve deneysel sonuçlar Chondros (1977, 1981), Chondros ve Dimarogonas (1979, 1980) tarafından 1970'lerin ortalarından itibaren sunulmuştur. Hesaplamalarında yerel esneklik kavramını ve kırılma mekaniği yaklaşımını kullanmışlardır.

Springer ve diğ. (1987) serbest uç sınır şartlarında bulunan ve merkezinde simetrik olarak iki çatlak bulunan bir çubuğun serbest boylamasına titreşimini incelemişlerdir. Çatlaklar iki şekilde modellenmiştir. Bunlardan bir tanesi doğrusal yay kullanılarak diğeri ise kesit alanında azaltma yapılarak oluşturulmuştur. Doğal frekanslardaki değişiklikler deneylerle elde edilen verilere yakın olmuştur. Springer ve diğ. (1987) keyfi bir konumda bulunan çatlaklı ve serbest-serbest sınır şartlarında bulunan kirişle çalışmak için azaltılmış kesit alanı modelini kullanmışlardır. İlk üç doğal frekanstaki değişimler deneysel sonuçlarla elde edilen verilerle iyi bir eşleşme göstermiştir.

Kirişlerin yanal titreşimi üzerinde boyuna statik yüklerin etkisi Krawczuk ve Ostachowicz (1992, 1993) tarafından incelenmiştir.

Silva ve Gomez (1990a, 1990b, 1991), düz kirişlerde çatlak konumunu ve derinliğini tahmin edebilmeyi geliştirmek ve teorik teknikleri doğrulamak için kirişlerin geniş bir deneysel dinamik analizini yapmışlardır. Deneysel teknikleri

açıklamışlardır ve çatlağın çeşitli konumları ve derinlikleri için elde edilen sonuçları sunmuşlardır. Makine ile açılmış yarıkların ve çatlakların farklı davranışları için temel önem teşkil eden karşılaştırmalar sunmuşlardır. Bu çalışmaya göre aynı derinlikteki çatlaklara oranla yarıklarda doğal frekanstaki değişiklikler yaklaşık iki kat daha fazla gözlemlenmiştir. Daha yüksek derinlikler için (kiriş yüksekliğinin yarısından fazla olan çatlaklar) için doğal frekanstaki değişimler çatlak ve yarıklar için hemen hemen aynıdır.

Spektral yaklaşım, daha fazla modal parametrelere Anifantis ve ark. (1983), Nezu ve Kidoguchi (1980), Wedig ve Brsutigam (1980), Ju ve Mimovitch (1986, 1988), Akgun ve ark. (1985, 1987), Lu ve Ju (1991a, 1991b), Kujath (1986, 1988), Kujath ve Li (1986), Salane ve Baldwin (1990), Guigne ve ark. (1992), Kam ve Lee (1992), Kikidis ve Papadopoulos (1992), Liang ve ark. (1991) ve Qian ve ark. (1990) tarafından genişletilmiştir.

Çatlaklı kirişlerin dinamiklerini anlamak için geçmişte önemli girişimler olmuştur. Christides ve Barr (1984), Euler-Bernoulli kiriş teorisiyle aynı seviyede olan, tek-boyutlu çatlaklı kiriş teorisi yaklaşımını geliştirmişlerdir. Yer değişimi, hız ve gerilme alanlarında çeşitli varsayımlar bu modelin içine inşa edilmiştir. Açılıp kapanan çatlağın lineer olmayan etkilerinden kaçınmak için kiriş titreşim yaparken, simetrik çatlak çiftlerinin her zaman açık kaldığı kabul edilmiştir. Tek-boyutlu çatlaklı kiriş teorisine yaklaşık bir Galerkin çözümü, Shen ve Pierre (1990) tarafından elde edilmiştir. Galerkin yönteminde kullanılan karşılaştırma fonksiyonları, çatlaksız bir kirişin mod biçimlerinden oluşmaktaydı. Shen ve Chu (1992a) açılıp kapanan, bu yüzden de “açılıp kapanan çatlak” metodu diye adlandırılan çatlak durumunu açıklayabilmek için çatlaklı kiriş teorisini geliştirmişlerdir. Her titreşim modu için çift taraflı denklemi elde etmek için Galerkin yöntemi kullanılmıştır. Zorlama kuvvetine karşı çift taraflı denklemin lineer olmayan dinamik cevabı, sayısal analiz kullanılarak hesaplanmıştır.

Chu ve Shen (1992), düşük frekanslı tahrik kuvveti altında, zorlamalı tek serbestlik dereceli çift taraflı salınım için kapalı formda bir çözüm elde etmişlerdir. Çift taraflı zorlama fonksiyonları ile çatlaklı kirişlerin dinamiklerini incelemek amacıyla Galerkin yöntemini geliştirmişlerdir. Yuen (1985) çatlak konumunda, çatlaklı kirişin rijitlik değişiminin çatlaklı bölgenin elastisite modülündeki bir

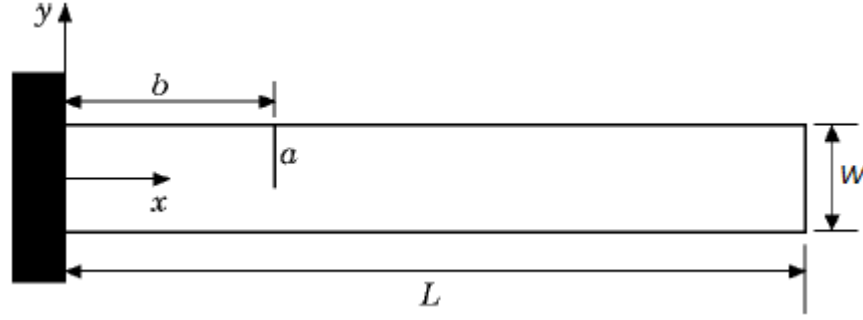
değişiklik olarak modellenebileceğini önermiştir. Analizi gerçekleştirmek için sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Shen ve Taylor (1991) çatlağın boyutunun ve konumunun tespiti için online bir tanımlama yöntemi geliştirmişlerdir. Tanımlama yönteminin güvenilirliğini göstermek için ortalama kare farkı ve en düşük kriter kullanılmıştır.

Ostachowicz ve Krawczuk (1991), çatlak kesitini yay ile değiştirmişlerdir ve daha sonra da yay konumundaki uygun eşleştirme koşullarını kullanarak her kiriş bölümü için modal analiz gerçekleştirmişlerdir. Yayın eşdeğer rijitliği, çatlak konumunda gerilme şiddeti faktörü kullanılarak hesaplanmıştır. Qian vd. (1990) gerilme yoğunluğu faktörlerinin entegrasyonuna dayalı, çatlaklı bir kirişin eleman rijitlik matrisini elde etmişlerdir. Kirişin titreşim cevabını incelemek için sonlu elemanlar metodunu kullanmışlardır. Abraham ve Brandon (1995), alt sistem yaklaşımını kullanarak çatlağın açılıp kapanmasını modellemişlerdir. Lagrange çarpanları ve zamanla değişen bağlantı matrisleri, çatlak ile ayrılmış bir konsol kirişin iki bölümü arasındaki etkileşim kuvvetlerini temsil etmek için kullanılmıştır. Çatlak kapandığı anda gerçekleşen kuru sürtünme etkisi bu modelde dikkate alınmıştır.

Titreşim yapan çatlaklı bir kirişte açılıp kapanan çatlak bulunmasından dolayı, doğal bir lineer olmayan davranış bulunur. Yukarıda bahsettiğimiz çalışmalardan hiçbiri bu lineersizliği modellememiştir. Örneğin bazı araştırmacılar, çatlağın her zaman açık olduğunu varsaymışlardır. Chatı vd. (1997) yaptıkları çalışmada, çatlak yüzeylerinin böyle iç içe geçmesine izin verilmeyerek kirişin lineer olmayan davranışı açık bir şekilde açıklanmıştır. Çalışmanın ayırt edici özelliklerinden bazıları şunlardır: (i) çok serbestlik dereceli, parçalı doğrusal bir sistem olarak çatlağın açılıp kapanmasının modellenmesi, (ii) “çift taraflı doğrusal frekans” diye adlandırılan bir etkili doğal frekansın tanımı, (iii) temel, lineer olmayan dinamikleri anlamak için iki serbestlik dereceli, parçalı-doğrusal bir modelin sistematik çalışması.

Chatı vd. (1997) yaptıkları çalışmada enine kenar çatlağı içeren bir konsol kirişin modal analizini yapmışlardır. Çalıştıkları kiriş modeli Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Yukarıda bahsedilen lineersizliği, parçalı-doğrusal bir sistem olarak modellemişlerdir. Bu parçalı-doğrusal sistem için etkili doğal frekansları tanımlamak

için bir girişim olan “çift taraflı doğrusal frekans” fikri kullanılmıştır. Parçalı-doğrusal sistemin lineer parçalarının her birinin ilişkili olduğu frekansların hesaplanmasıyla çift-taraflı frekans elde edilmiştir. Her bir lineer bölgedeki doğal frekansları elde etmek için sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır (Chati vd., 1997).



Şekil 2. 1: Enine çatlak içeren bir ankastre kiriş modeli (Chati vd., 1997)

Yukarıdaki şekilde a: çatlak boyunu, b: çatlak sabit uçtan olan uzaklığını, L: kirişin boyunu ve w: kirişin yüksekliğini belirtmektedir. Çatlaklı kirişin temel doğrusal olmayan dinamiklerini daha iyi anlamak amacıyla, parçalı-doğrusal, iki serbestlik dereceli bir model incelemiştir. Titreşimin doğrusal olmayan normal modlarını ve hareketin bununla ilişkili olma periyodunu elde etmek için karışıklık metodunu kullanmışlardır. Bu parçalı-doğrusal modelin sonuçları, etkili doğal frekans olarak çift-taraflı doğrusal frekans tanımının haklı olduğunu göstermiştir. Bu nedenle, Chati vd. (1997) yaptığı çalışma parçalı mod biçimleri ve çift-taraflı doğrusal frekanslar hesaplanırken sonsuz derecede serbestlik derecesine sahip çatlaklı kirişin dinamiklerini anlamak için faydalı olmuştur.

Titreşim takibi, makinelerin durumunu izlemek için büyük bir potansiyele sahiptir. Tespit edilmediği zaman yapıların yıkıcı şekilde zarar görmesine neden olan hasar biçimlerinden birisi de yapısal elemanlarda bulunan yorulma çatlaklarıdır (Schmerling ve Hammon, 1966; Jack ve Patterson, 1976; Haas, 1977; Greco vd., 1978; Bohnstedt ve Leopold, 1985). Kirmscher (1944) ve Thomson (1943)’ın yaptıkları çalışmalar, küçük bir yarık şeklinde lokal kesikliklere sahip kirişin titreşim karakteristikleri üzerine yapılmış ilk çalışmalar olarak görünmektedir. Kirişin çentikli bölümlerini temsil etmek için farklı kesit alanlarına sahip bir kiriş kullanmışlardır.

Elastik yapı elemanındaki bir çatlak, yük altında çatlak ucu yakınındaki gerilme enerjisi konsantrasyonundan dolayı önemli ölçüde bir lokal esneklik getirmektedir. Uzun zaman önce bu etki tanınıp ve çatlak bölgesindeki uyumluluk için eşdeğer yay fikri, makroskopik şekilde uygulanan yük ile çatlak ucu çevresindeki gerilme konsantrasyonu arasındaki ilişkiyi belirlemek için kullanılmıştır (Irwin, 1957; Irwin, 1958). Bu fikir, ağırlıklı olarak genel bir faktörün belirlenmesi, çatlaklı kirişin yerel uygunluğu ölçülerek gerilme konsantrasyonu yoğunluğunun açıklanması, şekil değiştirme enerjisi ile enerji bağımsız değişkenleri ve ayrıca gerilme yoğunluğu faktörü ile ilişkilendirilmesi için kullanılan yöntemlerde uygulanmıştır. Bu yöntem, gerilmenin deneysel olarak belirlenmesi ve tablo haline getirilen farklı geometri ve yükleme durumları için hem deneysel hem de analitik olarak elde edilen sonuçların değerlendirilmesi için standart bir yöntem haline gelmiştir (Tada 1973, 1985).

Liebowitz vd. (1967), Liebowitz ve Claus (1968), Okamura vd. (1969) kolon kararlılık analizlerinde kullanılan çubuklar için; çatlaklı bir çubuğun eğilme durumundaki lokal esneklik matrisini hesaplamışlardır. Rice ve Levy (1972) gerilme analizi amacıyla, kavrama şartlarını da içeren gerilme ve eğilmeye karşılık gelen lokal esnekliği hesaplamışlardır. Dimarogonas (1970) çatlaklı kirişlerin titreşim analizi için, çatlağın bir lokal esneklik modelini tanıtmıştır. Dimarogonas (1976), Chondros (1977), Chondros ve Dimarogonas (1979, 1980), Dimarogonas ve Massouros (1980) kırılma mekaniği sonuçları ile bu yay menteşe modelini birleştirmişler ve çeşitli yapılarıdaki çatlakları tanımlamak için bir frekans spektrum yöntemi geliştirmişlerdir. Bu metod, bilinen bir çatlak pozisyonu için yapının ilk üç harmonik doğal frekanslarındaki değişimleri çatlak derinliği ile ilişkilendirmiştir. Adams vd. (1978), Cawley ve Adams (1979) doğal frekanslarda meydana gelen değişimlerden çatlak yerini ve derinliğini tahmin etmek için deneysel bir teknik geliştirmişlerdir.

Dimarogonas ve Paipetis (1983), Anifantis ve Dimarogonas (1983) burulmayı ihmal ederek 5x5 'lik bir lokal çatlak esneklik matrisini sunmuşlardır. Dahası Dimarogonas ve Paipetis (1983), bu matrisin tümüyle köşegen olmadığını, fakat boyuna ve yanal titreşim arasındaki bağlantıyı belirten köşegen dışı terimlere sahip olduğunu gözlemlemişlerdir.

Gudmundson (1984) enine çatlaklar içeren kirişler için dinamik bir model sunmuştur. O, çatlaklı bir yapı elemanının tutarlı, statik esneklik matrisi ile temsil edilebileceğini göstermiştir. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar, özdeğer frekanslar ile karşılaştırılmıştır. Deneylerde çatlaklar, testere dişleri ile açılarak elde edilmiştir. Tüm çatlak uzunlukları için olan teorik sonuçlar, elde edilen deneysel verilerle uyum göstermiştir. Merkezi bir çatlığa sahip çubuğun boyuna titreşimi için gerilim şiddet faktörü de tespit edilmiştir. Sonuçlar, dinamik sonlu eleman hesaplamaları ile de karşılaştırıldığında çok iyi uyum göstermiştir.

Sonunda Papadopoulos ve Dimarogonas (1987) tarafından, çatlaklı kiriş kesitinin rastgele yüklenmesi için, kırılma mekaniği metodları kullanılarak analitik olarak hesaplanan 5x5 boyutunda tam bir matris sunulmuştur. Haisty ve Springer (1985), Chondros ve Dimarogonas (1989), aynı amaç için sonlu elemanlar tekniklerini kullanmışlardır.

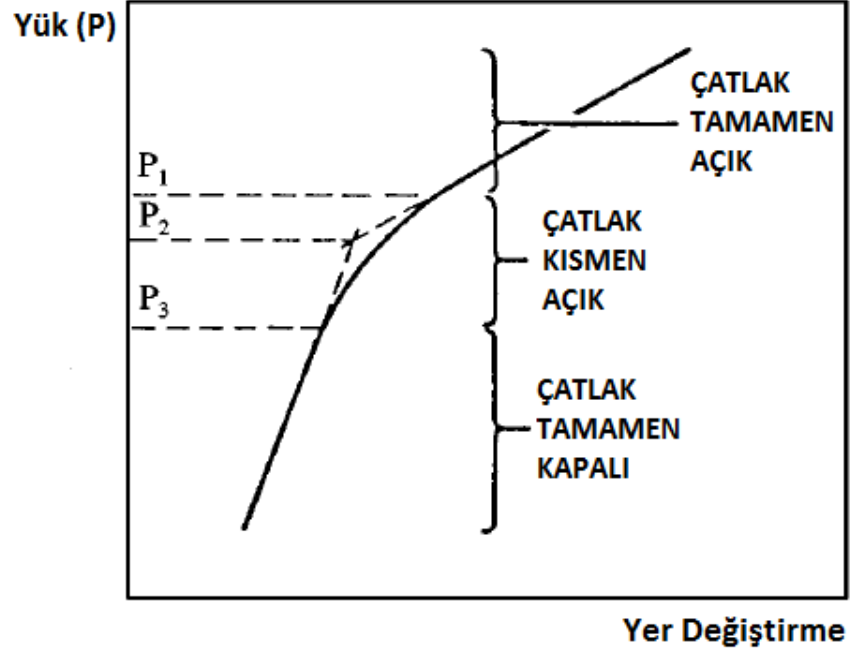
Barr (1966), Christides ve Barr (1984) tek veya daha fazla çift çatlak içeren düzgün kesitli bir Euler-Bernoulli kirişi için ilişkili sınır şartlarını kullanarak ve diferansiyel denklemi türeterek çatlaklı Euler-Bernoulli kirişini geliştirmişlerdir. Tek uzaysal boyuta indirgeme kesiti üzerinde, seçilen belirli bir gerilme, şekil değiştirme, yer değiştirme ve ivme alanlarının birleştirilmesi uygulanarak elde edilmiştir. Özellikle de çatlak tarafından uyarılan gerilme alanının değişikliği; çatlığa olan uzaklık ile üstel bir bozunmanın varsayıldığı ve deneylerle değerlendirilmesi gerekli olan bir parametre içeren lokal bir deneysel fonksiyon sayesinde tanıtılmıştır. Çatlakları simüle etmek için kesikler içeren kirişler üzerinde bazı deneyler kısaca tanımlanmıştır. Çatlak derinliği ile oluşan ilk doğal frekanstaki değişim, teorik tahminler ile çok yakın olarak eşleşmiştir. Teorik sonuçları doğrulamak için, Shen ve Pierre (1990a, 1990b) deney sonuçlarının kullanımını gerektirmeyen teorik bir formülasyonda, çatlak ucuna yakın gerilme konsantrasyon profilini kontrol eden parametreyi belirlemek için iki boyutlu sonlu eleman yaklaşımını kullanmışlardır. Teorik ve sonlu eleman sonuçları arasında iyi bir uyum gözlemlemişlerdir.

Christides ve Barr (1984) kiriş teorisi, tam bir çatlaklı kiriş titreşim teorisinin gelişimi için doğru yönde önemli bir adımdır. Ancak çatlak ile ilgili gerilme alanının üstel terim varsayımı, kolayca kaldırılarak çıkartılabilir bir kısıtlamadır. Gerilme üs değerinde çok fazla değişim olmadığı bildirilmiş olmasına rağmen ve ve böylece

yöntemin uygulanabilirliğini sınırlayan stres alanının üssünü Christides ve Barr, deneysel olarak belirlemişlerdir. Kırılma mekaniği, gerilme alanı için varsayımlar olmadan tutarlı bir çatlaklı kiriş titreşim teorisinin gelişimini sağlar.

Bu sebeple Chondros vd. (1998) tek kenarında veya iki kenarında açık çatlağa sahip olan Euler-Bernoulli kirişinin yanal titreşimleri için, sürekli çatlaklı kiriş titreşim teorisini geliştirmişlerdir. Tek kenarında veya çift kenarında açık yüzey çatlağına sahip, basit mesnetli kirişin bükülme titreşimlerindeki değişimlerin tahmini için sayısal bir çözüm geliştirmişlerdir. Yer değiştirme alanının araştırıldığı çatlak bölgesinin çevresinde, sürekli bir esneklik olarak çatlağı modellemek için kırılma mekaniği yöntemlerini kullanmışlardır. Birçok deneysel sonuçlar mevcut olmasına rağmen, çentik ve çatlak arasındaki ayrım bakımından literatürde geniş bir karışıklık bulunmaktadır (Dimarogonas, 1996). Çatlakları modellemek için testere kesikleri kullanmışlardır. Fakat bir kesik ne kadar ince olursa olsun, asla bir çatlak gibi davranamaz. İnce kesikle lokal esneklik üzerine elde edilen sonuçlar, yorulma çatlağı ile ilgili lokal esneklik sonuçlarına göre önemli ölçüde daha az elde edilmiştir. Geliştirdikleri teoriyi doğrulamak için yorulma çatlaklı alüminyum kiriş üzerinde deneyler gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca sundukları analizi değerlendirmek için de çift kenarında da yüzey çatlağı olan çelik kirişler için elde ettikleri deneysel verileri (Christides ve Barr, 1984) kullanmışlardır. Teorik ve deneysel sonuçlar da, Christides ve Barr 'ın teorisi kullanılarak elde edilen analitik sonuçlarla karşılaştırmışlardır (Chondros vd., 1998).

Tahribatsız muayene yöntemleri ve yapıların sağlıklı bir şekilde izlenmesi için uygun bir titreşim metodu bulmak amacıyla, yorulma çatlaklarının dinamik tepkisi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu analizlerde kullanılan çatlak modelleri, büyük oranda iki kategoriye ayrılmaktadır: (1) açık çatlak modelleri, (2) açılıp kapanan çatlak modelleri. Birçok araştırmacı, çalışmalarında açık çatlak modelini kullanmışlardır ve doğal frekanstaki değişimlerin, çatlak varlığının tespitinde kullanılabilecek bir parametre olabileceğini iddia etmişlerdir (Thomson ve Madsion, 1949; Pandey vd., 1991; Tsai ve Wang, 1996; Nandwana ve Maiti, 1997). Ancak bası yüklerinin çatlakları kapatabilmesinden dolayı titreşim sırasında çatlakların her zaman açık olduğunu kabul etmek gerçekçi değildir. Uygulanan yük ile çatlağın durumu arasındaki ilişki Şekil 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. 2: Uygulanan yüke karşılık çatlak durumu (Cheng vd., 1999)

Crespo vd. (1996), Prime ve Shevitz (1996) gibi yorulma çatlaklarını simüle etmek için açılıp kapanan modeller kullanılarak titreşim analizi üzerinde giderek artan sayıda çalışma bulunmaktadır. Yorulma çatlak modelleri, elastik çatlakların bilineer davranışını içermektedir ve yorulma sırasında çatlak yüzeyleri arasında oluşan etkiyi ihmal etmektedir. Kullandıkları modelde, yapı sadece iki karakteristik rijitlik değerine sahipti ve bunlar: büyük olan değer çatlak kapalı konumuna karşılık gelmekteydi ve küçük olan değer ise çatlak açık konumuna karşılık gelmekteydi. Ancak, bu yorulma çatlak modeli, iki mükemmel derecede düz yüzeye sahip idealleştirilmiş durumu temsil etmekteydi ve sadece ya tamamen açık veya tamamen kapalı durumda bulunmaktaydı. Gerçekte ise çatlak yüzeylerindeki pürüzlülük etkisinden (Thomson ve Madsion, 1949), korozyon veya aşınma sonucu kalıntıların kalmasından (Pandey vd., 1991) ve plastik bölgenin ardından gelen elastik sınırlamadan (Tsai ve Wang, 1996) dolayı genellikle kısmi çatlak kapanması meydana gelmektedir. Bu nedenle, gerçek yorulma çatlakları içeren bir yapının rijitliği, yükleme salınımı olarak zamanla sürekli değişebilir. Fourier serisinin birçok elemanının kullanıldığı daha genel bir yaklaşım, Abraham ve Brandon (1995) tarafından açılıp kapanan çatlakta rijitliğin sürekli değişimini simüle etmek için önerilmiştir. Bununla birlikte hesaplama çabaları da önemsiz değildi.

Cheng vd. (1999) yaptıkları çalışmada, basit ve doğrusal olmayan bir yorulma çatlağı modeli geliştirmiştir. Basitlik için, bu yorulma çatlağı modelini kullanarak birinci modda titreşim hareketi yapan çatlaklı kirişin dinamik davranışını analiz etmişlerdir. Yorulma çatlağının bulunması ile ilişkili olarak, dinamik tepki davranışının ayırt edici özelliklerini belirlemeyi hedefleyen analizleri, hem zaman hem de frekans etki alanlarında (domains) gerçekleştirmişlerdir Cheng vd. (1999).

İnceleme altındaki yapılarda bulunan hasarın baskın olan etkilerini araştırmak amacıyla bazı çalışmalarda, yapının belirli bir bölgesi üzerindeki rijitliğin basit olarak azaltılması ile matematiksel model içinde hasar gösterilmiştir (Doebeling vd., 1996; Dimarogonas, 1996; Yuen, 1985; Joshi ve Madhusudhan, 1991).

Gerçek bir hasarın bulunmasından dolayı dinamik özelliklerdeki değişimleri araştırmak için, bazı makalelerde bir ya da en fazla iki çatlak bulunan basit konsol kirişin doğal frekanslarındaki değişimlerin değerlendirilmesi ele alınmıştır (Rizos vd., 1990; Ostachowicz ve Krawczuk, 1991; Ruotolo vd., 1996; Chondros ve Dimarogonas, 1980; Liang vd., 1992a; Liang vd., 1992b; Liang vd., 1991; Hu ve Liang, 1993; Qian vd., 1990; Narkis, 1993; Morassi, 1993). Ayrıca aynı makalelerde, tersine problemi çözmek için gerekli olan doğal frekanslardaki değişimleri hesaplamak için de bir metod önerilmiştir.

Çatlak, çentik veya diğer geometrik süreksizlikler bulunmasından dolayı özdeğer frekanslardaki değişimlerin değerlendirilmesi, birinci mertebeden pertürbasyona dayalı bir teori kullanılarak Gudmunson (1983) tarafından geliştirilmiştir. Christides ve Barr (1984), bir veya daha fazla çift simetrik çatlağa sahip düzgün kiriş için ilgili sınır koşullarını kullanarak ve diferansiyel denklemleri türeterek çatlaklı Euler-Bernoulli kiriş teorisini geliştirmişlerdir.

Öz parametreler üzerinde çatlakların etkileri ile ilgilenmek için bazı araştırmalarda kiriş, çatlağın kütesiz dönel yay ile temsil edildiği çok sayıda bölümlere ayrılmıştır (Rizos vd., 1990; Ostachowicz ve Krawczuk, 1991; Ruotolo vd., 1996; Chondros ve Dimarogonas, 1980; Liang vd., 1992a; Liang vd., 1992b; Liang vd., 1991; Hu ve Liang, 1993;). Genellikle, bükülme hareketinde herbir kirişin özdeğer fonksiyonların iyi bilinen genel bir çözümü kullanılmıştır. Hem uç sınır şartlarına hem de kütesiz yayların bulunması ile ilgili şartlara uygulanarak cebirsel denklemlerin doğrusal bir sistemi elde edilmiştir. Son olarak ise doğrusal sistemin

katsayı matrisi determinantının köklerini bularak doğal frekansları basitçe değerlendirmek mümkün olmuştur. Açıkça görülmektedir ki determinant araştırması zaman almaktadır, fakat çözüm prosedürüne sürekli model dahil edildiğinde ise, determinant araştırması tercih edilen en iyi yöntem olmaktadır.

Her kirişin özdeğer fonksiyonlarının genel çözümü dört bilinmeyen sabit içerir. Bu şekilde Rizos, Aspragatos ve Dimarogonas (1990) 'ın geliştirdikleri yaklaşımın uzantısı, n çatlak bulunması durumunda $(4n+4)$ adet denklem sistemi olmasına neden olur. Yine de n çatlağın genel durumu için referans (Rizos vd., 1990) 'te önerilen yöntem kullanılarak lineer bir sistem inşa etmenin kolay bir iş olmadığı unutulmamalıdır. Bu temel neden, yalnızca bir (Rizos vd., 1990) ve iki çatlağın (Ostachowicz ve Krawczuk, 1991) bulunması durumunda, daha genel bir durum için çözüm oluşturmak girişiminde bulunulmadan ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Dahası, özdeğer frekansların hesaplanması için asimptotik bir yaklaşım, (Liang vd., 1992a; Liang vd., 1992b; Liang vd., 1991; Hu ve Liang, 1993) gösterilen kaynaklarda sunulmuştur.

Çatlaklı kirişin doğal frekanslarını değerlendirmenin başka bir yolu da sonlu elemanlar metodu kullanımına dayanmaktadır (Qian vd., 1990; Narkis, 1993; Morassi, 1993; Gudmunson, 1983; Christides ve Barr, 1984; Gounaris ve Dimarogonas, 1988; Kam ve Lee, 1992; Haisty ve Springer, 1988). Bu yaklaşım tekniği kullanılarak rastgele sayıda çatlak içeren çatlaklı kirişin dinamik özelliklerinin değerlendirilmesi mümkündür. Ayrıca bu yöntem, lineer denklem sistemine ve yüksek mertebeden determinantlara imkân sağlar. Yine de unutulmamalıdır ki kirişin teorik bir sonlu eleman modelinin doğruluğu sürekli modeline göre daha düşüktür.

Shifrin ve Ruotolo (1999)'in yaptıkları çalışmada, rastgele sayıda çatlağa sahip kirişin doğal frekanslarının değerlendirilmesi için yeni bir yöntem sunulmuştur. Bu metod, çatlakların kütesiz dönel yay olarak temsil edilmesine dayanmaktadır ve başlıca özelliği, n tane çatlağa sahip olan kirişin, $(n+2)$ tane lineer denklem sistemi olmasına imkân sağlamaktadır. Sonuç olarak, önceki geliştirilmiş yöntemlere kıyasla determinant mertebesindeki azalmadan dolayı doğal frekansları hesaplamak için gereken bilgisayar hesaplama süresini önemli ölçüde azaltmak mümkün olmaktadır. Eğer hasarın konumunun tespiti ve büyüklüğünün ölçümü, (Ruotolo ve Surace, 1997;

Mares ve Surace, 1996; Ruotolo vd., 1997; Zimmerman ve Yap, 1997; Yap ve Zimmerman, 1998; Friswell vd., 1995) kaynaklarda belirtilen gibi optimizasyon teknikleri kullanılarak yapılmışsa, tersine probleme bakış açısından önerilen metod büyük bir öneme sahiptir.

Günümüzde yeterli miktarda analitik, sayısal ve deneysel araştırmalar bulunmaktadır (Dimarogonas, 1996). Çatlağın lokal esnekliği, çatlaklı kirişlerin titreşim analizi için son 40 yıldır kullanılmaktadır. Bu yay menteşesi modeli, çeşitli yapılarda çatlak tespiti için kırılma mekaniğinin sonuçları ile birleştirilmiştir (Irwin, 1958). Yüksek frekans durumundaki çatlaklar için doğrusal yay modelinin teorik eksiklikleri, çatlaklı yapısal elemanların dinamik cevap teorisinin gelişimine sınırlama koymuştur. Diğer taraftan araştırmacıların çoğu, araştırmalarında yapısal elemanlardaki çatlağın açık olduğunu ve titreşim süresince de açık olarak kaldığını varsaymışlardır. Böyle bir varsayım, açılıp kapanan çatlağın oluşturduğu lineer olmayan etkilerden kaynaklanan karmaşıklığı önlemek için yapılmıştır.

Çatlaklı yapı elemanının titreşimi sırasında çatlak, her zaman açık olarak kalmaz. Titreşim etkisi ile birlikte çatlaklı kiriş üzerindeki bazı yükleme bileşenlerinden (artık yükler, yapının kendi ağırlığı, vb.) dolayı statik sehim, belirli bir andaki çeşitli yüklere bağlı olarak, çatlağın her zaman açık olmasına veya düzenli olarak açılıp kapanmasına veya tamamen kapalı olmasına neden olur. Kiriş üzerindeki bazı yükleme bileşenlerinden (ölü yükler, yapının kendi ağırlığı, vb.) dolayı statik sehim eğer titreşim genliklerinden büyük olursa çatlak her zaman açık kalır veya düzenli olarak açılıp kapanır ve problem lineer olur. Eğer statik sehim titreşim genliklerinden küçük olursa titreşim genliğine bağlı olarak zamanla açılıp kapanacaktır. Bu durumda sistem lineer olmayan bir hal alır (Chondros vd., 2001).

Açılıp kapanan çatlak ile ilgili sistematik teori eksikliği nedeniyle deney sonuçlarını yorumlayabilmek zordur. Çatlaklı yapısal elemanların titreşim cevabı içindeki açılıp kapanan çatlağın etkileri, uzun zaman önce kabul edilmişti. Kirmsher (1944) eğer beton kiriş içinde toru veya kristalleşmiş malzeme ile doldurulmuş bir çatlak ya da bozukluk meydana getirebilecek kadar yeterince dar bir çatlak bulunması durumunda doğal frekans üzerindeki etkisinin daha az derinlikte bulunan bir çatlak ile aynı olduğunu bildirmiştir. Bu gözlem, açılıp kapanan çatlak etkilerinin daha sistematik incelenmesinin temelini oluşturmuştur.

Actis ve Dimarogonas (1989) basit mesnetli, çatlaklı kirişin titreşimini çalışmak için sonlu elemanlar metodunu kullanmışlardır. Çatlak, açılıp kapanan çatlak olarak varsayılmıştır. Eğilme momenti işareti değiştiği zaman, çatlağın açıktan kapalıya ya da kapalıdan açığa geçtiğini kabul etmişlerdir. Çatlak açık olduğu zaman, ek bir rijitlik $-(\delta K)$ oluşmaktadır. Böylece, çatlaksız yapısal elemanın lineer cebirsel denklemi;

$$(M)\{\ddot{u}\} + (K)\{u\} = \{F\}$$

denklemden aşağıdaki denkleme dönüşecektir.

$$(M)\{\ddot{u}\} + (K - \delta K)\{u\} = \{F\}$$

Yukarıdaki denklemde (M) kütle matrisi, (K) rijitlik matrisi, $\{u\}$ yer değiştirme vektörü ve $\{F\}$ ise uygulanan yük vektörüdür.

“Yay menteşe modeli” kelimesi literatürde, belirli bir çatlak derinliği için yüklemenin her yönlerinde eşdeğer yay sabiti aynı kaldığından dolayı doğrusal yay modelini adlandırmak için kullanılmıştır. Açılıp kapanan çatlak durumunda, titreşim süresince çatlağın açılıp kapanması sırasında yay sabitleri de çatlağın açık veya kapalı olması durumuna göre farklılık gösterir. Çatlak bi-lineer bir yay gibi davranış gösterir. Ayrıca çift modüllü (bi-modulus) malzemenin dinamik tepkisi de bi-lineer yay gibi davranış gösterir (Chondros vd., 2001).

Ambartsumyan ve Khachatryan (1966), elastisitenin farklı modül (different moduli) teorisini geliştirmişlerdir. Khachatryan (6) bu teoriyi farklı modül malzemelerden yapılmış prizmatik çubukların boyuna titreşimlerine uygulamıştır. Lenkov ve Tolokonnikov (1969) farklı modülden oluşan malzemelerde eksenel simetrik gerilmelerini çalışmışlardır. Green ve Mkrtichian (1977), Paolinis vd. (1979), Bert ve Kumar (1982), Tran ve Bert (1982), Reddy (1982), Doong ve Chen (1984) de kompozit malzemelerdeki potansiyel uygulamalarından dolayı çift modüllü malzeme olarak adlandırmıştır.

İbrahim vd. (1987), çatlağın birinde açık ve diğerinde ise kapalı olduğu iki yay sabiti içeren burulma yayı olarak modellendiği bağ grafik tekniğini sunmuşlardır.

Kaynak yakınında yorulma çatlağı içeren bir konsol kirişin doğrusal olmayan davranışlarını tahmin etmek için sayısal bir simülasyon yöntemi kullanmışlardır. Qian ve diğ. (1990), çatlaklı eleman için sonlu elemanlar metodunu kullanarak, açılıp kapanan çatlağın konsol kirişin dinamik davranışı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Elde edilen hareketin doğrusal olmayan denklemlerinin çözümü için sayısal bir yöntem ve Hermityen enterpolasyonu kullanmışlardır.

Bayly (1996), Happawana vd. (1991), kusur büyüklüklerinin sistemin doğrusal olmayan titreşimi için mod biçimlerinin lokalizasyonu üzerindeki etkilerini çalışmışlardır. Sistemin karakteristik denkleme karışıklık (perturbation) tekniğini uygulayarak, küçük değişiklikler ya da kabul edilebilir doğrulukta kusurlar için güç serisi olarak özdeğerler için cebirsel ifadeler elde etmişlerdir. Chu ve Shen (1992), sönümsüz çift taraflı osilatörün düşük frekanslı uyarılmasından kaynaklanan süperharmonik bileşenleri tahmin etmek için yaklaşık bir analitik teknik sunmuştur. Fourier spektrumundaki superharmonic bileşenlerin varlığı, yapı elemanında bulunan açılıp kapanan çatlaktan kaynaklanan rijitliği, süreksizliğin bir göstergesi olarak önermişlerdir. Shen ve Chu (1992), tepki analizi için sayısal bir çalışma kullanarak, yapılarda farklı frekanslarda tahrik edilen yorulma çatlaklarının varlığını incelemişlerdir. Chondros vd. (1998), tek veya çift kenar çatlağına sahip Euler-Bernoulli kirişinin yanal titreşimleri için sürekli çatlaklı kiriş titreşim teorisini geliştirmişlerdir. Bu sürekli çatlaklı kiriş titreşim teorisini; açık yüzey çatlaklı, basit mesnetli kirişin dinamik cevabını tahmin etmek için kullanmışlardır.

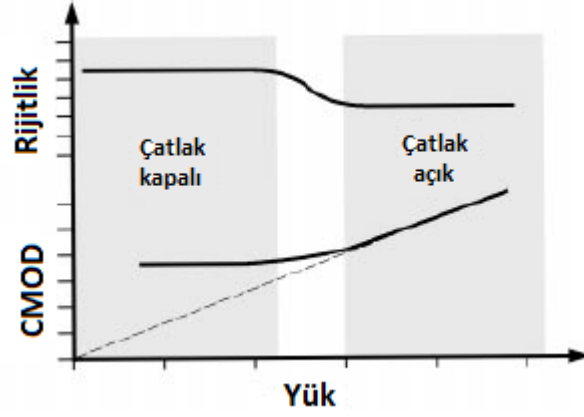
Chondros vd. (2001) yaptıkları çalışmada açılıp kapanan çatlağına sahip ve basit mesnetli kirişin enine titreşimlerdeki değişimleri tahmin etmek için sürekli çatlaklı kiriş titreşim teorisini kullanmışlardır. Tek-kenar yüzey çatlağına sahip kirişin yanal titreşimlerinin en düşük doğal frekanslarının iki bağımsız değerlendirmesinin sonuçlarını bildirmişlerdir: sürekli çatlak esneklik titreşim teorisine dayalı bir sayısal çözüm ve çalışmalarında geliştirdikleri açılıp kapanan çatlak için asimtotik bir çözüm sunmuşlardır. Çatlaklı kirişin hareket denklemleri ve sınır şartları, tek-boyutlu sürekli ortam kullanılmış gibi dikkate alınmıştır. Açılıp kapanan kenar-çatlağından dolayı oluşan özdeğer frekanstaki değişimler sistemin bilineer karakteri üzerindeki bağıllığını göstermiştir. Birbiriyle bağlantılı doğrusal problemler, tanımının kendi ile ilgili etki alanı üzerinde çözülmüştür ve çözümler başlangıç koşulları ile eşleştirilmiştir. Yorulma ile oluşan açılıp kapanan çatlakların

titreşim frekanslarındaki değişimler açık çatlakların titreşim frekanslarındaki değişimlerden daha küçük olduğu görülmüştür. Yöntem, açılıp kapanan tek-kenar çatlağına sahip kirişlerin yanal titreşimlerinin en düşük doğal frekansının değerlendirilmesi için test edilmiştir. Elde ettikleri analitik sonuçlarla, sırasıyla açık yorulma çatlaklı ve açılıp kapanan çatlaklı alüminyum kiriş üzerinde elde edilen deneysel sonuçlarla ilişkili olduğu saptamışlardır. Sayısal ve deneysel sonuçlar, açılıp kapanan çatlak için analitik metodla hesaplanan değişimlerle açık kenar çatlağına kıyasla çatlaklı kiriş için frekans değişimlerinde önemli bir değişim olduğunu göstermiştir (Chondros vd., 2001).

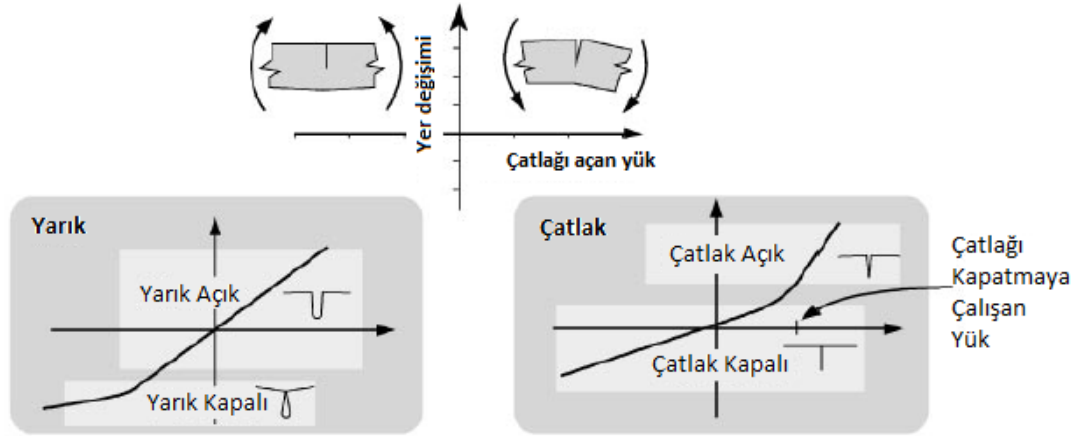
Tek çatlak içeren basit yapısal elemanların titreşim davranışını anlamak, daha karmaşık yapılar üzerinde hasar tespiti için ilk adımdır. Çatlakların erken tespiti için titreşim kullanılarak yapıların tahribatsız olarak değerlendirilmesi yıllar geçtikçe popülerlik kazanmıştır ve özellikle de son otuz yıldır bu yönde önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Daha önceki birçok araştırmacı dar yarık kullanarak kiriş titreşimlerinin ölçümünü (Ju ve Mimovich, 1986) yapmışlar ve kirişlerin titreşim davranışlarının modellemesini (Silva ve Gomes, 1994) sunmuşlardır. Daha sonraları ise gerçek bir yorulma çatlağı, eğilmede döngülerin kullanılması (Klein vd., 1994; Weaver ve Sundermeyer, 1995) ile tanıtılmıştır. Son zamanlarda Lamonaca ve diğ. (1997) çatlakları ve istenilen lineer olmayan rijitliği simüle etmek için mekanik bir aralık açma-kapama cihazı önermişlerdir. Fakat dar yarıklar, birçok nedenden dolayı metalik yapılarda çatlağın davranışını sergileyemez. Bu nedenler:

- Mekanik bir yarık, yarığın iki yüzü arasındaki etkileşimi önleyen ölçülebilir bir genişliğe sahiptir. Bu tür durumlarda yarık, bir menteşe gibi davranır. Negatif bir yük altında kapanır ve yük sıfır olduğunda ise ilk durumdaki gibi çatlak açık olur. Fakat çatlak yüzeyleri arasında etkileşim olur ve gerçekte, çatlak kapanma etkileri olarak bilinen olgular oluşur (Raizenne vd., 1987). Şekil 2.3 tipik bir çatlak ağzı açıklığı (crack mouth opening displacement-CMOD) ve rijitliğin uygulanan yük ile değişimi eğrisini sunmaktadır. Uygulanan yük, çatlağın kapanması için gerekli olan yükün üstesinden gelmesi için yeteri kadar yüksek olduğunda, çatlaklı kiriş çatlaksız kirişin statik davranışını gösterir. Sonuç olarak, titreşim tarafından oluşturulan çatlağı açma kuvveti, çatlağın tamamen açık olması için uygulanan yükten daha büyük olmalıdır. Şekil 2.4

yarık ve çatlak arasındaki yük/yer değişimi transfer fonksiyonlarının farklılığını göstermektedir.



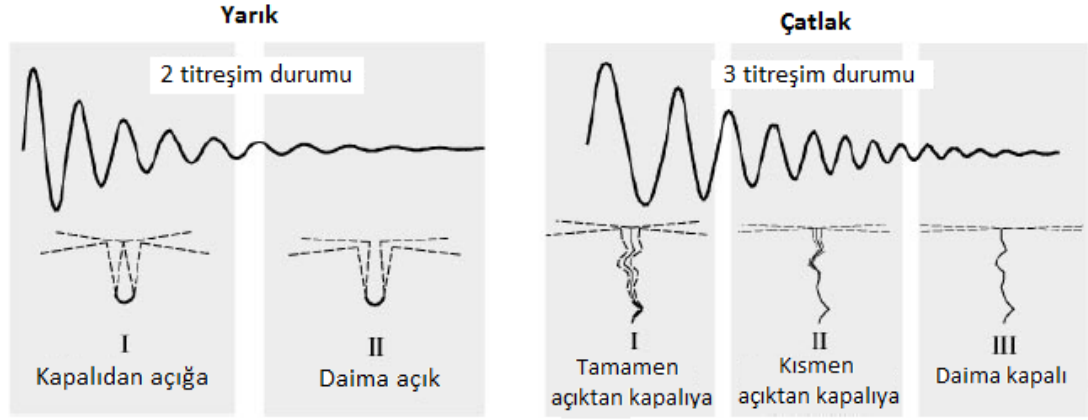
Şekil 2.3: Çatlak ağzı açıklığı (CMOD) ve rijitliğin uygulanan yük ile değişimi (Léonard vd., 2001)



Şekil 2. 4: Yarık ve çatlak arasındaki yük/yer değişimi fonksiyonların farklılığı (Léonard vd., 2001)

- Kırılma yüzeyi pürüzlülüğü, çatlakta bulunan korozyon kalıntıları, büyüyen çatlak sonrasında oluşan plastik deformasyon, yorulma gerçekleşen bölgede gerilme kaynaklı oluşan faz dönüşümü ve çatlak içinde sıkışmış yağın oluşturduğu hidrolik sıkışma çatlak kapanmasına neden olan olaylardır. Ayrıca, bu olaylar titreşim sönümlenmesinde de rol oynarlar.
- Bir çatlak, uygun bir gerilme dağılımı ile ancak kısmi olarak açılabilir. Sonuç olarak, çatlaklı kirişin serbest-bozunma cevabı üç ardışık titreşim durumu sergiler: tamamen açıktan kapalıya doğru, kısmi açıktan kapalıya doğru ve

tamamen kapalı durum (Şekil 2.5). Diğer taraftan ise bir yarık iki titreşim durumu oluşturur: açıktan kapalıya ve tamamen açık durum.



Şekil 2. 5: Yarık ve çatlakın titreşim durumu (Léonard vd., 2001)

Hedef, modelleme ile deneysel ölçümler arasında bir uyum sağlamaktır. Bir taraftan, daha iyi bir çatlak modellemesi; doğrusal olmayan rijitliği, gecikme etkilerini ve çatlak açıklığının sönümlleme fonksiyonunu içermelidir. Diğer taraftan ise sinyal işleme aracı bu çalışmada gösterildiği gibi doğrusal hipoteze dayalı olmamalıdır. Aslında, bazı olağan modal analiz hipotezlerigerçek çatlak durumunda geçerli değildir. Bu çalışmada yapılan ölçümlerin sinyal işlemesi, modal çiftleşmenin bazı yeni formlarını, genliğe bağlı modal frekansı ve genliğe bağlı modal sönümlemeyi ortaya koymuştur.

Hemen hemen tüm çatlak tespiti algoritmaları, bir referans noktası gerektiren dinamik davranışa dayanmaktadır. Referans noktası, çatlakın sonraki aşamalarında özdeş bir çatlaksız yapı üzerinde ya da aynı yapının çatlak başlamamış ilk safhasında ölçülür. Aslında, bu algoritmalar, referans noktası aynı çalışma koşullarında ya da özdeş yapı üzerinde ölçülmediği zaman başarısız olur.

Birçok algoritma (Silva ve Gomes, 1994; Klein vd., 1994; Weaver ve Sundermeyer, 1995; Lamonaca vd., 1997; Meneghetti ve Maggiore,1994; Silva vd., 1998) mod biçimlerine, frekans veya sönümlemedeki değişimlere dayanmaktadır ve kesitin %10 'undan daha küçük olan çatlakların erken tespiti için yeterince hassas değildirler. Ayrıca bu algoritmalar son titreşim verisini, çatlaksız yapının titreşim

verisi ile karşılaştırırlar ve bu algoritmalar yapıya ait ilk referans verisi olmadan çalışamazlar.

Bu çalışma, metal kirişlerdeki kontrollü yorulma çatlağı büyümesi altında elde edilen çatlaklara dayanmaktadır. Temiz bir modal darbe cevabı elde etmek için kiriş, ağır bir mengeneye sabitlenmiş ve daha sonra kirişe darbe uygulanmıştır. Serbest bozunma cevaplarının spektrogramları, frekansların zaman kaymasını ve sönümlemeyi göstermiştir: genliklerin fonksiyonu olarak ortaya çıkmasından sonra sabit modal parametrelerin normal hipotezi artık uygun olmamıştır. Sonsuz dönüşüm gibi sinyal işleme ve faz spektrogram metodları, sıkıştırmanın oluşturduğu küçük miktarda ineer olmayan rijitliğin olduğu, çatlaksız kirişlerin davranışını ölçmek için yeterli bir hassasiyetle geliştirilmiştir. Ayrıca sunulan metodlar, derin çatlaklı kirişin ikinci modunun frekanslarının birinci modundaki frekanslardan düşük olduğunu göstermiştir. Aslında baskın olan mod çatlağın açılmasına ve kapanmasına neden olur, böylece azalan kiriş rijitliği daha yüksek modal frekansları etkiler. Derin çatlaklar ile üç titreşim durumu gözlenmiştir: birincisi çatlağın sırasıyla tamamen açık veya tamamen kapalı olduğu durum, ikincisi çatlağın kısmi olarak açık olduğu durum ve üçüncüsü ise kapalı çatlak üzerinde etkili değişken bir kuvvet olması durumudur. Son durumda en yüksek kuvvet, çatlağın içsel kapanma yükünden daha küçüktür. İlk durum, çatlağın tamamen açılmasını sağlayan yüksek genlikli kuvvet elde etmek için küçük çatlak durumları olduğunda oldukça zordur. Çatlak tespiti amacıyla, küçük çatlak durumları için sönümleme kriteri, harmonik bozulma kriteri ve ikili spektrum, faz spektrogramından ve modüle edilmiş-uyumlu güçten daha az duyarlı görünür.

Léonard vd. (2001) yaptıkları çalışmada, referans verisi kullanmadan çatlakların tespiti için birkaç yeni yol sunulmuştur. Sinyal işleme araçları tarafından elde edilen yüksek hassasiyet sadece çatlaklı kirişin davranışını değil, aynı zamanda çatlaksız kirişin zayıf doğrusal olmayan davranışının tespitini de ortaya koymuştur (Léonard vd., 2001).

Léonard vd. (2001) yaptıkları çalışma, metal kirişlerdeki kontrollü yorulma çatlağı büyümesi altında elde edilen çatlaklara dayanmaktaydı. Temiz bir modal darbe cevabı elde etmek için kirişi, ağır bir mengeneye sabitlemişler ve daha sonra kirişe darbe uygulamışlardır. Serbest bozunma cevaplarının spektrogramları,

frekansların zaman kaymasını ve sönümlemeyi göstermiştir: genliklerin fonksiyonu olarak ortaya çıkmasından sonra sabit modal parametrelerin normal hipotezi artık uygun olmamıştır. Sonsuz dönüşüm gibi sinyal işleme ve faz spektrogram metodları, sıkıştırmanın oluşturduğu küçük miktarda lineer olmayan rijitliğin olduğu, çatlaksız kirişlerin davranışını ölçmek için yeterli bir hassasiyetle geliştirilmiştir. Ayrıca sundukları metodlar, derin çatlaklı kirişin ikinci modunun frekanslarının birinci modundaki frekanslardan düşük olduğunu göstermiştir. Aslında baskın olan mod çatlağın açılmasına ve kapanmasına neden olur, böylece azalan kiriş rijitliği daha yüksek modal frekansları etkiler. Derin çatlaklar ile üç titreşim durumu gözlemlenmiştir: birincisi çatlağın sırasıyla tamamen açık veya tamamen kapalı olduğu durum, ikincisi çatlağın kısmi olarak açık olduğu durum ve üçüncüsü ise kapalı çatlak üzerinde etkili değişken bir kuvvet olması durumuydu. Son durumdaki en yüksek kuvvetin, çatlağın içsel kapanma yükünden daha küçük olduğunu tespit etmişlerdir. İlk durumda, çatlağın tamamen açılmasını sağlayan yüksek genlikli kuvvet elde etmek için küçük çatlak durumları olduğunda oldukça zor olduğunu belirlemişlerdir. Çatlak tespiti amacıyla, küçük çatlak durumları için sönümleme kriteri, harmonik bozulma kriteri ve ikili spektrum, faz spektrogramından ve modüle edilmiş-uyumlu güçten daha az duyarlı görüldüğünü tespit etmişlerdir (Léonard vd., 2001).

Çatlaklı yapıların dinamik davranışı çeşitli analitik ve sayısal metotlar kullanılarak çalışılmıştır (Shifrin ve Ruotolo, 1999; Narkis, 1993; Haisty ve Springer, 1988; Chondros ve Dimarogonas, 1980; Shen ve Pierre, 1990; Ostachowitz ve Krawczuk, 1991; Rizos ve Aspragathos, 1990; Boltezar vd., 1998). Tek-kenar veya çift-kenar açık çatlağına sahip Euler-Bernoulli kirişinin yanal titreşimleri için eksiksiz bir çatlaklı kiriş titreşim teorisi Chondros ve Dimarogonas (1998) tarafından geliştirilmiştir. Yaptıkları çalışmada yerel esneklik gibi davranan çatlak bölgesini, kırılma mekaniği teorisinde gerilme şiddeti faktörlerinden elde edilebilen bir $f(x,z)$ çatlak bozukluk fonksiyonu kullanarak açıklamışlardır. Önceki çalışmaların çoğunda, diferansiyel denklemin türetilmesi ile oluşturulan Euler-Bernoulli kiriş teorisi modeli ve tek ya da iki çatlak içeren düzgün Euler-Bernoulli kirişi için ilişkilendirilmiş sınır şartları sıklıkla kullanılmış ve tartışılmıştır.

Bazı araştırmacılar sonlu elemanlar metodunu kullanarak kiriş üzerinde çatlak bulumasından dolayı oluşan özdeğer vektör çözümlerindeki değişimleri değerlendirmişlerdir. Diğer bazı çalışmalarda (Shifrin ve Ruotolo, 1999; Narkis, 1993; Haisty ve Springer, 1988; Shen ve Pierre, 1990; Boltezar vd., 1998) çatlakın kirişi farklı kirişlere ayırdığı düşünülmüş ve çatlak, dönel kütlesiz bir yay ile temsil edilmiştir. Önceki metodların her ikisinde de son olarak, doğrusal bir sistemin katsayılar matrisinin yüksek mertebeden determinantının kökleri bulunarak doğal frekansların değerlendirilmesi mümkün olmuştur. Sonlu elemanlar metodunda serbestlik derecesi (düğümler) arttığı için determinantın mertebesi de artar. Özdeğer vektör çözümlerinin doğruluğu istendiği takdirde, sonlu elemanlar metodu, genellikle yüksek mertebeden determinanta neden olur. Diğer taraftan her kirişin özdeğer vektör fonksiyonları için genel çözümleri dört bilinmeyen sabit içerir ve bu n çatlak olduğu durumda $(4n+4)$ denklem sisteminin olmasına neden olur (Ostachowitz ve Krawczuk, 1991; Rizos ve Aspragathos, 1990). Genellikle n çatlak bulunması durumunda, (Ostachowitz ve Krawczuk, 1991; Rizos ve Aspragathos, 1990) kaynaklarda önerilen metodun kullanılması, doğrusal sistem oluşturmak için kolay değildir. Kaynak (Shifrin ve Ruotolo, 1999) dışında daha genel bir durum için çözüm sağlamak için çalışan olmamasından dolayı yalnızca bir veya iki çatlakın detaylı olarak ele alındığı çalışmaların çoğunda bu durum ana sorundur.

Lin vd. (2002) yaptıkları araştırmada, farklı sınır şartları altındaki keyfi sayıda çatlak içeren kirişlerin özdeğer vektör çözümlerinin daha verimli bir şekilde hesaplanmasını sağlayan, analitik/sayısal karma bir metod sunmuştur. Metod, çatlakı temsil etmek için kütlesiz dönel yay kullanılmasına dayanmaktadır ve her bir çatlakın bulunduğu bölgedeki koşullardan özdeğer fonksiyonların dört integral sabiti ile bitişik alt kirişler arasındaki ilişki tespit edilebilmektedir (Lin ve Perkins, 1995). Sonuç olarak, transfer matrisi metodunu kullanarak, tüm sistemin dört sınır koşulu kullanılarak çözülebilen dört bilinmeyen sabiti olduğunu göstermişlerdir. Lin vd. (2002) yaptıkları çalışmada transfer matrisi metodunun kapalı bir formunu kullanarak çözülen özdeğer vektör probleminin analitik bir formunu sunmuşlardır.

Uzay mühendisliği tasarımlarında ciddi yorulma yükleri kabul edilir ve tasarımı yapılan parçaların yorulma ömürleri bu yüklere göre belirlenir. Çatlak uzunluğunun tahribatsız muayene yöntemleri ile tespit edilebildiği ya da tahribatsız muayene yöntemlerinin en küçük saptayabildiği çatlak uzunluğunun sınır uzunluk

olarak kabul edildiği uzay yapıları alanında, çatlaklı plakalar önemli yapı elemanlarından (Shih ve Wu, 2002).

Gerilme şiddeti kavramına dayanarak, değişken genlikli yüklemeye maruz kalan çatlak içeren plakalarda yorulma çatlak büyümesi, Socie (1977) tarafından Elber denklemi ve sonlu elemanlar modeli kullanılarak tespit edilmiştir. Socie'nin araştırmasında çatlak büyümesi süresince değişken genlikte yükleme uygulanmıştır. Merkezinde çatlak bulunan Al 2024-T351 plakaların deney numuneleri üzerinde, sabit gerilme genliği kullanılarak yapılan yorulma çatlak büyümesi deneyleri, Zuidema ve Blaauw (1988) tarafından sunulmuştur. Yorulma çatlak büyümesi bilgisayar programı olan nasa/flagro (kısaca nasgro olarak da adlandırılır) Forman ve arkadaşları (1986) tarafından geliştirilmiştir ve daha sonra yeniden düzenlenmiş sürümü olan nasgro 2.0 (1994) piyasaya sürülmüştür. Nasgro programında kenar çatlak veya merkezi çatlak sahibi plakaların sabit veya değişken genlikteki yüklemeler için yorulma ömrü hesaplanabilir ve yükleme spektrumlarına ulaşılabilir. Titreşim literatürde, yüklemenin veya yükleme spektrumunun yorulma çatlak büyümesi ile ilişkilendirilmesi olarak sunulmuştur.

Lynn ve Kumbasar (1967) çatlak içeren bir dikdörtgen plakanın titreşim analizini sunmuşlardır ve sınır koşullarını sağlayabilmek için alt alan yöntemini(subdomain method) kullanmışlardır. Stahl ve Keer (1972), ikinci mertebeden Fredholm integral denklemlerinin kullanıldığı kenar veya merkezi çatlak sahibi plakanın titreşimini çözmüşlerdir ve plakanın doğal frekansları ile mod biçimlerini göstermişlerdir. Solecki (1983), sınırlı Fourier dönüşümünü kullanarak bir iç çatlak sahibi ve basit olarak mesnetlenmiş dikdörtgen plakanın eğilme titreşimlerini analiz etmiştir. Yuan, Dickinson (1992), Liew ve diğ. (1994), Ramamurti, Neogy (1998), Lee, Lim (1993) çatlaklı plakaların doğal frekanslarını belirleyebilmek için Rayleigh-Ritz metodunu veya ayrıştırma yöntemini (decomposition method) kullanmışlardır. Dentsoras ve Kouvaritakis (1995), Paris-Erdogan (1963) yasasını kullanarak rezonans durumunda çatlaklı polimer kirişte yorulma çatlak büyümesi üzerine titreşim frekansının etkisini çalışmışlardır. Çatlaklı plakaların titreşimi üzerine literatürde bulunan birçok çalışmada çatlak uzunluğu sabit olarak düşünülmüş ve titreşim çevrimleri sırasında büyümediği kabul edilmiştir. Gerçekte ise, çatlaklı plaka üzerinde titreşim ile yorulma çatlak büyümesi arasında eş zamanlı bir etkileşim bulunmaktadır.

Shih ve Wu (2002) yaptıkları çalışmada kenar çatlağına sahip dikdörtgen plakada, ilk titreşim modu ve yorulma çatlağı büyümesini belirlemiştir. Titreşim denklemlerini; mod biçimlerini ve Galerkin prosedürünü kullanarak adi diferansiyel denklemlere indirgemişlerdir. Doğal frekansları ve genlikleri, Runge-Kutta yöntemini kullanılarak belirlemişlerdir. Çatlak büyümesi için modifiye edilmiş Forman denklemini ve titreşim genlikleri için de Runge-Kutta yöntemini her çevrimde eş zamanlı olarak uygulamışlardır. Kenar çatlağına sahip dikdörtgen plaka için yorulma çatlağı büyümesi üzerinde titreşimin etkisini belirlemişlerdir. Kararsız titreşim hareketinin yorulma ömrünü belirgin bir şekilde etkilediğini tespit etmişlerdir (Shih ve Wu, 2002).

Dimarogonas, Paipetis (1983), Entwistle, Stone (1990), Wauer (1990), Gasch (1993), Dimarogonas (1996) ve Salawu (1997) tarafından kırışlerde çatlak izlenmesi konusu üzerine çok iyi derlemeler sunulmuştur.

Çatlak tespiti metodları; boyuna titreşim (Adams vd., 1978; Springer vd., 1978; Dentsoras ve Dimarogonas, 1983), enine titreşim (Cawley ve Adams, 1979a; Gudmundson, 1982; Gudmundson, 1983; Christides ve Barr, 1984; Yuen, 1985; Chang ve Petroski, 1986; Qian vd., 1990; Rizos vd., 1990; Shen ve Piere, 1990; Pandey vd., 1991; Liang vd., 1991; Krawczuk ve Ostachowicz, 1993; Anifantis vd., 1987; Nandwana, 1997; Chaudhari, 2000) veya enine, boyuna ve burulma titreşimlerinin birleşik olduğu durumlara (Dimarogonas ve Paipetis, 1983; Papadopoulos ve Dimarogonas, 1988; Papadopoulos ve Dimarogonas, 1987; Papadopoulos ve Dimarogonas, 1992; Ostachowicz ve Krawczuk, 1992; Sekhar, 1999) dayanmaktadır. Çalışmaların büyük bir çoğunluğu açık çatlak durumu ile ilgilidir. Dolayısıyla çatlak kapanmasından veya malzemedeki düzensizlikten dolayı kaynaklanan lineersizlik ihmal edilmiştir. Chati vd. (1997), Schlums ve Dual (1997) yaptığı çalışmalarda kapalı çatlak durumunu dikkate almışlardır. Yaptıkları çalışma, yorulma çatlaklarının açık çatlaktan ziyade kapalı çatlak olarak dikkate alınmasının, çatlak büyüklüğünün tahmin edilenin altında çıktığını göstermiştir.

Yapı elemanlarının enine titreşimlerine dayalı tespit metodları, yüksek hacim ve düşük maliyetli elemanlara uygulanabilirliğinin kontrolü için umut sunar (Cawley ve Ray, 1988). Tahribatsız muayene yöntemlerinin gelişiminde temel olarak doğal frekansların kullanımının seçilmesi, kırışın doğal frekanslarının kırışteki tek bir

noktadan ölçümünün yapılabilir olmasından dolayı en cazip yöntemdir, bu nedenle ultrasonik test, X-ray gibi geleneksel yöntemlerden ziyade daha hızlı ve güvenilir tahribatsız muayene yöntemlerinin geliştirilmesi için çalışmalar (Dimarogonas, 1996; Adams vd., 1978; Cawley ve Ray, 1988; Boltezar vd., 1998) sunulmuştur.

Çatlağın ve titreşimin modellenmesi, çatlak tespiti başarısında çok önemli bir rol oynamaktadır (Dimarogonas, 1976). Enine titreşim modellemesi ya Euler-Bernoulli kiriş teorisi ya da Timoshenko kiriş teorisi çerçevesinde yapılmıştır. Denklemler ya doğrudan Frobenius metodu (Chaudhari, 2000; Naguleswaran, 1994) kullanılarak ya da Bessel fonksiyonu yaklaşımı (Mabie ve Rogers, 1964; Aucielle, 1997) kullanılarak çözülmüştür. Sürekli ve karmaşık geometrili kirişlerin çözüm sürecini basitleştirmek için bazen transfer matrisi metodu da (Bapat, 1987; Tsai ve Wang, 1996; Khiem ve Lien, 2001; li, 2001) kullanılmıştır.

Boyuna, yanal, enine ve burulma titreşimlerinin birleşik olması durumunda, çatlak 6x6 bir matris ile temsil edilir. Boyuna ve yanal titreşimlerin birleşik olması durumunda ise bu matris 2x2 'lik bir matrise indirgenir. Ayrıca eksenel hareketin göz ardı edilmesi durumunda çatlak, tek bir dönme yayı ile temsil edilir. Bu durum çatlağın kütlesiz dönel yay olarak temsil edilmesi durumunda avantajlı olur ve bu tip modellemenin çatlak derinliğinin, kesit derinliğinin %10 'undan daha fazla olduğu durumlar için çok etkili olduğu bulunmuştur (Rizos vd., 1990).

Bu kapsamda, sistemlerin veya parçaların ayrı ayrı ele alındığı durumlar için sonlu elemanlar metodunun potansiyelinden de yararlanılmıştır. Cawley, Adams (Cawley ve Adams, 1979a; Cawley ve Adams, 1979b), Thambiratnam ve Zhuge (1996), Chichalkar (2001), Yang vd. (2001), vb. tarafından çatlak tahmini için yaklaşımlar sunulmuştur. Thambiratnam ve Zhuge, elastik zemine oturan kirişlerin analizi için bir eleman önermişlerdir. Çeşitli kiriş geometrik özellikleri, farklı sınır şartları, iç veya dış çatlaklar, normal veya eğik çatlaklar değişik çalışmalarda (Nandwana, 1997; Chaudhari, 2000; Naguleswaran, 1994; Thambiratnam ve Zhuge, 1996; Kukla, 1991; Choy vd., 1995) dikkate alınmıştır. Ayrıca elastik temel üzerindeki kirişler (Thambiratnam ve Zhuge, 1996; Kukla, 1991; Choy vd., 1995), süreksiz destekler üzerindeki kirişler (Bapat, 1987; Kukla, 1991) de incelenmiştir.

Çatlak tespiti, genellikle mod biçimleri veya frekans verileri kullanılarak kolaylaştırılmıştır. Çatlak tespitini kolaylaştırmak için problem bazen optimizasyon

problemi olarak formüle edilmiştir. Örneğin kirişin dinamik davranışı üzerindeki teorik ve deneysel veriler arasındaki farkın minimize edilmesi gibi (Ruotolo ve Surace, 1997). Optimizasyon tabanlı çatlak tespit yöntemi, sistem-tanımlama tekniğine (Kam ve Lee, 1992) veya genetik algoritmaya (Ruotolo ve Surace, 1997; Doyle, 1995; Doyle vd., 1995) dayanmaktadır. Teorik modelleme, genetik algoritma tabanlı tespit yöntemlerinde tahmin veri kümesi oluşturmak için yardımcı olur.

Çatlak tespiti ile ilgili çalışmaların büyük çoğunluğu, tek çatlak durumu ile ilgilidir. Tek çatlaktan daha fazla sayıda çatlakların durumu aynı derecede dikkat alınmamıştır. Çok fazla sayıda çatlağın tespiti Sekhar (1999), Ruotolo ve Surace (1997), Ostachowicz ve Krawczuk (1991), Liang vd. (1992), Hu ve Liang (1993), Tsai ve Wang (1997), Kisa ve Brandon (2000), Zheng ve Fan (2001a, 2001b) tarafından ele alınmıştır. Teorik olarak, bu tip yaklaşımlar herhangi sayıda çatlak ve sınır şartları sayısına genişletilebilir, bunların bazıları karakteristik determinant boyutunun artmasına neden olur. Örneğin iki çatlağa sahip konsol kiriş için karakteristik determinantın boyutu 12×12 olur. Her bir ek çatlak için determinantın boyutu 4 artar. Çok sayıda çatlağa sahip düzgün kesitli kirişin doğal frekanslarını hesaplamak için geliştirilmiş bir analitik metod Shifrin ve Ruotolo (1999) tarafından sunulmuştur. Çatlakları, kütesiz dönel yay olarak göstermişlerdir. Sundukları metod, n adet çatlak bulunması durumunda $(n+2)$ boyutunda karakteristik denklem olmasına neden olmaktadır.

Çok sayıda çatlağın tespiti ile ilgili olan çalışmaların birçoğu doğal frekansların belirlenmesi gibi ileriye yönelik problem çözümünü kullanırken, Sekhar (1999), Ruotolo ve Surace (1997), Liang vd. (1992, 1993) yapı elemanının dinamik tepki bilgisinden çatlak ayrıntılarının tespiti gibi tersine problem çözümünü kullanmışlardır. Bir yapı elemanında eş zamanlı olarak çatlak sayısının, konumunun ve büyüklüğünün tespit edilmesi, tek sayıda çatlak durumundan çok daha kapsamlı ve karmaşıktır. Bazı araştırmacılar (Choy vd., 1995) bu problemi çözerken çatlağın, çatlak etrafında kirişin küçük bir parçasının bölüm modülünü (EI) azalttığını düşünmüşlerdir. Bunlardan bazıları problem çözümünü transfer matrisi metodu (TMM) ve modifiye edilmiş Fourier serisi yaklaşımı (Zheng ve Fan, 2001a, 2001b), vb. kullanarak elde etmişlerdir.

Deneysel çalışmalar, bazı modelleri doğrulamak için yardımcı olmuştur. Çatlaklar, numunelerde genellikle yarık kesme işlemi ile yapılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar arasındaki fark ile yarık genişliğinin etkisi, kirişin toplam yüksekliğinin %10 'undan daha küçük çatlak derinliği olduğu durumlarda azalmaktadır. Daha büyük çatlak boyutlarında ise bu etki önemsizdir. Cawley ve Adams (1979), Ruotolo ve Surace (1997) tarafından çok sayıda çatlaklar üzerine; Rizos vd. (1990), Cawley ve Ray (1988), Boltezar vd. (1998), Doyle vd. (1995), Lele ve Maiti (2002) ise tek sayıda çatlaklar üzerine deneysel sonuçlar sunmuşlardır.

TMM metodu çok sayıda geometrik bölüm içeren ve ara destekler bulunduran kirişlere uygulanmıştır (Bapat, 1987; Tsai ve Wang, 1996; Patil ve Maiti, 2001). Bu metod, modal analiz veya sonlu elemanlar metoduna (SEM) dayalı yaklaşımlar üzerinde belirli avantajlar sunmaktadır (Chinchalkar, 2001). Özellikle de karakteristik determinantın boyutunu önemli ölçüde azaltmaktadır. n adet ara rijit desteğin olduğu yerde, kiriş bölümlerinin sayısından bağımsız olarak, karakteristik determinantın boyutu $(n + 2)$ ' ye kadar indirgenebilir. Elastik temel veya süreksiz destekler üzerindeki çok sayıda çatlak içeren kirişlerin ele alınması için bu metoddan nasıl yararlanılabileceği açıktır.

Liang ve ark. (1992), herhangi sayıda bölümlere ayrılmış ve herbirinde çatlak/hasar olabilecek şekilde bölümlendirerek çok sayıda çatlak içeren kiriş problemini ele almışlardır. Bir bölümdeki çatlak büyüklüğüne, lokal etkilerin ölçüsünde karar verilir. Etkinin tüm bölümler üzerinde homojen olarak yayıldığını varsaymışlardır. Enerji dağılımı dikkate alınarak, doğal frekanstaki değişimler ile hasar parametreleri arasındaki ilişkinin lineer olduğunu göstermişlerdir. Kesin ilişki, çatlaksız kirişe karşılık gelen mod biçimlerini elde etmek amacıyla sembolik hesaplama kullanılarak elde edilmiştir. Bir takım doğal frekanslardaki değişimlerin bilinmesi, hasar parametrelerinin bilinmesine ve çatlak detaylarının tespit edilmesine imkân verir.

Patil ve Maiti (2003) yaptıkları çalışmada ince kesitli Euler-Bernoulli kirişlerde birden fazla sayıda çatlak tespiti için frekans ölçümlerine dayalı bir metod sunmuşlardır. Metod, transfer matrisi yöntemini kullanarak ve çatlağın dönel yay olarak temsil edildiği, Hu ve Liang (1993) tarafından sunulan enine kiriş modellemesi yaklaşımına dayanmaktaydı. Kiriş, ince-kesitli olduğu için kayma

deformasyonu ve dönel ataletin ihmal edilebilir olmasından dolayı bu iki etkiyi dikkate almamışlardır. Kiriş içinde herhangi bir sönümlemenin olmadığını varsaymışlardır. Kiriş, araştırmacılar tarafından karar verilen şekilde bir dizi sanal bölümlere ayrılmış ve bunlardan herbirinin hasar parametreleri ile ilişkili olduğu düşünülmüştür. Uygulanan prosedür, kirişin doğal frekanslarındaki değişimler ile hasar parametreleri arasında açık olacak şekilde bir doğrusal ilişki vermiştir. Bu parametreleri, doğal frekanstaki değişimlerin bilinmesi ile belirlemişlerdir. Bu parametreleri elde ettikten sonra bu parametrelerden herbirini çatlak konumunu ve boyutunu tam olarak belirlemek için sırayla işleme tabi tutmuşlardır. İleri yönelik çözüm ya da doğal frekansların elde edilmesini incelemişlerdir. Kullandıkları metod, herhangi bir sınır koşulunu içermemekteydi fakat parçalı kirişler, arada yay veya rijit destekler gibi elemanlarla birleştirilmişti. Kullandıkları yöntem, Hu ve Liang tarafından öngörülen çatlaksız kirişe karşılık gelen mod biçimlerini elde etmek için kullanılan herhangi bir sembolik hesaplama ihtiyacını ortadan kaldırmıştır. Önerdikleri metod, kirişte çatlak analizinin bütününe net bir bakış açısı getirmiştir. Örnek sayısal çalışmalar, eşzamanlı iki çatlağın boyutunun %10 ve daha fazla çatlak derinliğine sahip olduğu durum için önerdikleri metodun verimliliğini göstermek için sunulmuştur. Gerçek ile tahmin edilen çatlak konumu ve çatlak büyüklüğü arasındaki farkı sırasıyla %10 ve %15 ‘den daha az olarak bulmuşlardır. Sanal olarak bölümlere ayırdıkları kirişteki bölümlerin sayısı ele aldıkları maksimum çatlak sayısı ile sınırlandırılmıştır. Problemin ileriye yönelik çözümündeki farkı %5 ‘den az bulmuşlardır.

Doğal frekans, yapılarda çatlak tespiti için kullanılan en yaygın modal özelliklerden biridir. Doğal frekansın kullanımındaki çekici bir özellik, yapılara uygulanabilirliğinin ve ölçümünün kolay olmasıdır. Ayrıca yapılarda doğal frekansların izlenmesi zamandan ve maliyetten de tasarruf sağlar. Doğal frekanstaki değişimler kullanılarak çatlak konumu ve büyüklüğü tespiti için tahribatsız yöntemlerin kullanılmasına yönelik araştırma çalışmaları birçok araştırmacı tarafından yapılmıştır. Çalışmalar çatlaklar, çentikler veya diğer geometrik değişiklikler (Gudmunson P, 1982; Christides ve Barr, 1984; Rizos vd., 1990) gibi kiriş özelliklerinde meydana gelen değişimlerle doğal frekansta meydana gelen değişimleri ilişkilendirmek ve titreşim modlarından, çatlağın kirişteki konumunu ve büyüklüğünü tespit etmek için yapılmıştır (Cawley ve Adams, 1979; Ostachowicz ve

Krawczuk, 1990; Sundermeyer ve Weaver, 1993; Kim vd., 1998). Araştırmacılar daha hassas yöntemler bulmak için çalışmışlardır (Stubbs ve Osegueda, 1990). Hassasiyet yaklaşımlarında eğer modal hassasiyet yapının analitik modelinden hesaplanmış ve yapının doğal frekanslarındaki değişimler ölçülmüşse yapı elemanlarındaki hasar, elemanın rijitliğindeki değişimlerin doğrudan tersinin çözümünden tahmin edilmektedir. Hassasiyet yaklaşımı aynı zamanda hem hasarın konumunu hem de şiddeti için tahmin üretebilmesine rağmen, modal hassasiyeti hesaplamak için kullanılan analitik model yeterince doğru olmadıkça güvenilir sonuçlar beklenemez ve elde edilen frekansların büyük bir çoğunluğu hassas bir şekilde elde edilmelidir. Hatta önemli bir hasarın bile doğal frekanslarda çok küçük değişikliklere neden olabileceğini ve bu değişikliklerin ölçüm veya işlem hataları nedeniyle tespit edilemeyebilir olduğunu belirtmiştir (Kim ve Stubbs, 2003).

Bu zorlukları iyileştirmek için araştırmacılar, ilk önce çatlak modeli kullanılarak çatlak konumunun belirlendiği ve daha sonra ise çatlak boyutu tahmin modeli kullanılarak tahmin edilen konumdaki çatlağın boyutunun belirlendiği yöntemi benimsemişlerdir (Gudmunson P, 1982; Christides ve Barr, 1984; Rizos vd., 1990). Ayrıca sunulan yöntem sadece birkaç frekansı kullanmaktaydı. Çatlak konum modeli, potansiyel çatlak bölgelerini tanımlamak için karşılık gelen modların modal hassasiyet oranlarına ölçülen modların frekans oranları ile ilgilidir (Cawley ve Adams, 1979; Stubbs vd., 1991; Silva ve Gomez, 1994). Herbir tahmin edilen konum için çatlak boyutu tahmin modeli, doğrusal kırılma mekaniği teorisinin temelinde geometrik çatlak boyutu için ölçülen frekanslardaki ayrımsal değişimler ile alakalıdır.

Kim ve Stubbs (2003) yaptıkları çalışmada yapının doğal frekanslarındaki değişimleri kullanarak çatlakların konumunun ve büyüklüğünün yapıya hasar vermeden tespiti için pratik bir metod sunmuşlardır. İlk olarak, doğal frekansları kullanarak çatlakların konumunun ve büyüklüğünün belirlenmesi için bir çatlak tespit algoritması oluşturmuşlardır. Çatlaklar veya diğer geometrik değişiklikler gibi hasarlardan dolayı oluşan değişimleri, modal enerjideki kısmi değişimlerle beraber kullanarak bir çatlak konumu modeli ve çatlak boyutu modeli formüle etmişlerdir. Daha sonra ise, düşük doğal frekansları mevcut olan kirişlerde çatlak boyutu ve konumu için birkaç hasar senaryosu (Silva ve Gomez, 1990) kullanarak çatlak tespit şemalarının yapılabilirliğini ve uygulanabilirliğini değerlendirmişlerdir. Test ettikleri

kiriş önerdikleri yaklaşımı uygulayarak nispeten küçük konumlandırma hatası ile çatlağın konumunun belirlenebileceğini göstermişlerdir. Aynı zamanda çatlak büyüklüğünün de nispeten küçük bir hata ile belirlenebileceğini gözlemlemişlerdir.

Richardson (1980) tarafından hasarlı yapılar üzerine, çatlak tespit etme teknolojilerinin o günkü durumunu belirlemek amacıyla mevcut literatürde bulunan çalışmalarla ilgili kapsamlı bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, nükleer güç santralleri, büyük mühendislik yapıları ve dönen miller gibi yapıların yapısal bütünlüğünü izlemek amacıyla çeşitli metodlar ele alınarak incelenmiştir. Daha sonraları ise kapsamlı bir çalışma Doebling vd. (1996) tarafından ortaya konulmuştur. Bu araştırmada, titreşim tabanlı test teknikleri kullanılarak yapısal hasarların tespit edilmesi, boyutunun ölçülmesi ve konumunun belirlenmesi üzerine literatürde mevcut çok sayıda teknik gözden geçirilmiştir. Ölçülen data ve analiz tekniklerine göre çatlakların tespiti için, mevcut bulunan çeşitli metodlar sınıflandırılmıştır (Owolabi vd., 2003).

Cawley ve Adams (1979a) değişken kesitli ve her bir doğal frekans modu farklı olan titreşen bir yapı kullanarak ölçmüş olduğu gerilme dağılımları üzerine bir çalışma yapmışlardır. Araştırmacılar, hasarın özel konumuna bağlı olarak herhangi bir lokal hasarın her modu farklı şekilde etkileyebileceğini göstermişlerdir. Sonuç olarak, yapının ömrü boyunca iki veya daha fazla kere ölçülen yapının doğal frekansları, herhangi bir yapıda hasar tespitine ve hasar şiddetinin belirlenmesine imkân sağlamaktadır. Owolabi vd. (2003) yaptıkları çalışmada sonlu elemanlar metodu kullanılarak elde edilen sayısal sonuçlar, deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Çalışmada, hassasiyet (perturbation) analizi olarak adlandırılan alternatif bir yaklaşım kullanmışlardır. Bu yaklaşımda sistemin doğal frekanslarının rijitlikteki küçük değişimlere karşı hassasiyetlerini, hasarsız yapının mod biçimlerinden hesaplanmışlardır. Hasarın konumunu, modların birkaç çifti için zonlar (loci) kullanarak hesap etmişlerdir. Örneğin çatlak konumunda deneysel olarak belirlenen değişimlerin oranı teorik oranlara eşitlemişlerdir. Bu iki yaklaşım da çalışmalarında mükemmel sonuçlar vermiştir.

Enine kesitsel çatlaklar içeren dinamik olarak yüklenmiş kirişler birçok makalede incelenmiştir. Silva ve Gomes (1994) yorulma çatlaklı ve delikli kirişlerin doğal frekanslarını ölçmek için deneysel modal analiz kullanmışlardır. Ju ve

Mimovich (1986), kırık bir menteşe kullanarak konsol kirişteki çatlakları modellemeyi başarmıştır. Sayısal olarak elde ettikleri sonuçları doğrulamak için, deneylerinde 9,5 mm X 63,5 mm kesitinde ve 457 mm uzunluğunda alüminyum kiriş kullanmışlardır. Fox (1992), testere dişleri ile kiriş üzerinde modal testler gerçekleştirmiştir. Testleri süresince, sınır şartlarının benzetimini yapmak için yumuşak yaylar kullanmıştır. Ayrıca test numunesinin sonlu bir eleman analizini de gerçekleştirmiştir. Hasar nedeniyle değişen frekansların mod biçimlerindeki değişimleri kullanarak hasar tespiti yapmıştır. Choudhury ve Ramirez (1992) güçlendirilmiş ve düzlem beton kirişler üzerinde modal testler uygulamışlardır. Rezonans frekanslarındaki ve simüle edilmiş hasardan kaynaklanan yer değiştirmenin güç spektral yoğunluklarındaki değişimlerin, mekanik özelliklerdeki değişimlerin ve uygulanan yükteki değişimin nicel ölçümünü yapmışlardır. Prime ve Shevitz (1996), kirişin iç kısmında, alt ve üst yüzeyler boyunca paralel olarak uzanan açılıp ve kapanan çatlaklara sahip polikarbonat konsol kirişin analizini ve deneysel modal testini gerçekleştirmişlerdir. Kiriş, çekilerek ve serbest bırakılarak test edilmiştir. Kirişin lineer olmayan cevapları izlenmiştir ve daha sonra bir takım teknikler kullanılarak sonuçlar açıklanmaya çalışılmıştır.

Stubbs (1990) yapıdaki kusurların etkisini tespit etmek amacıyla enerji-tabanlı teorik bir yaklaşım ve deneysel doğrulama kullanmıştır. Daha önceki bir çalışmada, Chondros ve Dimarogonas (1980) kırılma mekaniği kavramlarını kullanarak kaynaklı birleştirmelerdeki çatlakların etkisini araştırmışlardır. Çatlaktan dolayı kirişin eğilme rijitliğinde oluşan değişim ölçülmüştür ve matematiksel modellemede kullanılmıştır. Çeşitli yapılarda çatlak tespiti yapabilmek için frekans spektral yöntemini geliştirmişlerdir. Chondros ve Dimarogonas (1989, 1998), çatlaklı kirişin enine titreşimlerinin analizi için enerji metodunu ve sürekli, çatlaklı kiriş teorisini kullanmışlardır. Daha önce kullanılan yöntemler, temel denklem formülasyonlarından ve çatlaklı yapılar için oluşturulmuş kırılma mekaniği denklemlerinden gerilme alanı için elde edilen analitik ifadeler kullanılarak Christides ve Barr (1984) tarafından geliştirilmiştir. Çalışma, tek bir kenar çatlağına sahip konsol kirişin bükülme titreşimlerinin en düşük doğal frekanslarını sunmuştur. Ayrıca elde edilen analitik sonuçlar testlerden elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır. Çalışma, kullanılan metodun birleşik yanal ve burulma

problemlerinin yanı sıra diğer titreşim modlarına, geometrik şekillere ve sınır koşullarına uygulanmak üzere genişletilebileceğini göstermiştir.

Perchard ve Swamidas (1994), testere ile açılmış çentikler içeren dar konsol plakaları (veya kirişler) üzerine frekans ölçümleri gerçekleştirmiştir. Sonlu elemanlar metodu kullanarak elde ettikleri sonuçların yanı sıra deneysel olarak elde ettikleri sonuçlarla, mod sayıları için doğal frekanstaki değişimleri kullanarak, genellikle çatlakların tespit edilebileceğini göstermişlerdir. Ayrıca kirişin uzunluğu boyunca ve süreksiz çentikler çevresindeki eğimleri daha düşük mod sayıları için sayısal olarak elde etmişlerdir ve bunları daha sonra ise çatlak tespiti için kullanmışlardır. Budipriyanto ve Swamidas (1994) ve Chen, Swamidas (1996), hava ile su içerisindeki, T-kaynaklı parçalar ve plakalar üzerindeki çatlakların etkisini araştırmışlardır. Yaptıkları çalışma, Kaplamalı, T- kaynaklı parçalardaki büyüyen yüzey çatlağının tespit edilmesi ve ölçülmesi için bir yöntem geliştirmek üzere deneysel testleri, sonlu eleman analizini, sistem tanımlamasını ve model güncelleme işlemlerini kapsamaktaydı. Ayrıca Chen ve Swamidas (1996) da titreşim ölçümlerini kullanarak kaplamalı, T- kaynaklı parçaların detaylı bir şekilde, iki-boyutlu çatlak büyüme profillerini elde etmişlerdir. Çatlaklar çevresinde meydana gelen kavisli değişikliklerin ve yüzey gerilme ölçümlerinin çatlak tanımlanması ve tespiti için en iyi göstergeler olabileceğini belirtmişlerdir.

Owolabi vd. (2003) yaptıkları çalışmada kirişteki çatlakların tespiti, konumunun ve büyüklüğünün belirlenmesi için, deneysel modal analiz sonuçlarına dayalı bir yaklaşım sunmuşlardır. Sonuçları çatlaklı kirişin dinamik cevabının ölçümlerinden elde etmişlerdir. Doğal frekanstaki ve frekans tepki fonksiyonunun genliklerindeki değişimleri çatlak derinliğinin ve konumunun bir fonksiyonu olarak, çatlak tespit etmek için kullanmışlardır. Deneysel çalışmaları için iki takım alüminyum kiriş kullanmışlardır. Her bir set yedi adet kiriş içermekteydi ve ilk set her iki ucu da sabit olarak mesnetlenmiş, ikinci set ise basit olarak mesnetlenmişti. Herbir set için kirişin bir ucundan diğer ucuna kadar yedi farklı çatlak konumu belirlemişler ve çatlak derinliği 0.1d' den 0.7d' ye kadar (d=kirişin yüksekliği) herbir çatlak konumunda 0,1 adımlarla değiştirmişlerdir. Herbir kiriş modelinde yedi farklı noktadaki ivme frekanslarının ölçümlerini, çift kanallı frekans analizörü kullanarak elde etmişlerdir. Çalışmalarında, ilk üç doğal frekansta ölçülen değişikliklere ve

ölçülen ivme frekans tepkisi fonksiyonlarına karşılık gelen genliklere dayanarak hasar tespiti şemaları kullanmışlardır (Owolabi vd., 2003).

Tek boyutlu yapının analitik modeli kullanılarak kirişte tek çatlak tespit edilmesi durumu araştırmalarda en çok çalışılan durum olmuştur. Kirişlerde ve çerçeve yapılarda çok sayıda çatlak tespit edilmesi problemi genellikle sonlu elemanlar metodu kullanılarak çözülmüştür (Ruotolo ve Surace, 1997). Çatlak tespit etme çalışmalarında SEM kullanılması, yapının modülü (E), geometrisi (A, I) veya rijitliği (EI) gibi parametrelerinde düzgün değişimin olduğu şeklinde çatlağın bir modelini sunar. Bu yaklaşım büyük yapıların uygulamasında tercih edilmektedir, ama aslında yapıdaki çatlağın konumunun (hasar geometrisi) önemli etkisini ortadan kaldırmaktadır. Bu duruma Banks vd. (1996) tarafından dikkat çekilmiştir. Açıkçası bu durum, sonlu eleman modelindeki elemanlar daha da küçültülerek geliştirilebilir. Ancak bu, sonuç olarak sonlu eleman modeli boyutunun daha büyük olmasına yol açar, sonunda çatlak konumunu ve çatlak derinliğini tahmin etmek için oluşturulan sonlu elemanlar metodu etkisiz hale gelir. SEM hasar belirlenmesinin ilk aşamasında çatlakların oluşabileceği bölgeleri belirlemek için kullanılabilir. Yapıda çatlak bölgesinin belirlenmesi için yapının analitik modeli daha kullanışlıdır. Bu nedenle ortaya çıkan fikir büyük yapılarda çatlak tespiti için analitik metod ile sonlu eleman yaklaşımının birleşimini içermektedir. Çalışmanın özgün amacı, yapılardaki çatlakları tespit etmek için dinamik rijitlik matrisini geliştirmektir.

Son yıllarda yapılan (Leung, 1987; Leung, 1993; Leung, 2001), ki bunların arasında Moon ve Choi (2000) nin de çalışmalarının olduğu bazı çalışmalar dinamik rijitlik metodunu geliştirmiştir. Yukarıda bahsedilen çalışmada araştırmacılar dinamik rijitlik matrisi metodu kullanılarak hesap edilen doğal frekanslar ile deneysel olarak elde edilen frekansların ilginç bir karşılaştırmasını sunmuşlardır. Moon ve Choi (2000) nin çalışmalarında olduğu gibi, deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında hesaplama hatası %1 civarındaydı. Dinamik rijitlik matrisi (DRM) yaklaşımı çatlaklı kiriş çalışmalarına uygulanmıştır (Khiem ve Lien, 2001; Khiem ve Lien, 2002) ve referans çalışmalarda olduğu gibi, DRM metodu çatlaklı yapıların sadece analizi için değil aynı zamanda çatlakların tespiti için de etkili bir metoddur. Lien ve Khiem (2002) statik yer değiştirmeyi ölçerek kirişlerde çok sayıda çatlak tespiti yapmak için DRM metodunu kullanmışlardır. Lee ve Shin (2002) ‘nin

yapısal hasar belirleme çalışmalarının genel formülasyonunda problem DRM metoduna dayanmaktaydı.

Khiem ve Lien (2004) yaptıkları çalışmada doğal frekansları kullanarak kirişlerde çok sayıda çatlak tespitini doğrusal olmayan optimizasyon problemi şeklinde formüle etmişlerdir, daha sonra ise MATLAB fonksiyonları kullanarak çözüm yapmışlardır. Çok sayıda çatlak içeren kirişin, dinamik rijitliğine dayalı frekans denklemini kurmak için çatlakla yay modeli uygulamışlardır. Kirişte çok sayıda çatlakın tespit edilmesinde denklem temel araçtır. Tespit edilecek çatlak parametreleri kümesi sadece çatlak konumunu ve derinliğini değil aynı zamanda muhtemel çatlakların miktarını da içermelidir. Tek, iki ve üç çatlaklı durumu göz önüne alarak konsol kiriş için elde ettikleri sayısal sonuçlar, önerdikleri prosedürün verimliliğini ve kabul edilebilirliğini göstermiştir. Çalışmalarında geliştirdikleri prosedür, daha önce (Khiem ve Lien, 2002)'in yaptıkları çalışmayı dikkate alarak yapının DRM modelini oluşturmuşlar ve optimizasyon araç kutusundaki Matlab fonksiyonlarını kullanılmışlardır. Bu nedenle geliştirdikleri prosedür kafes sistemler gibi daha kapsamlı yapıların çatlak tespiti probleminin çözümüne genişletilebilmiştir (Khiem ve Lien, 2004).

Çatlaklı kiriş problemi son çeyrek yüzyılda birçok araştırmacının ilgisini çekmiştir. Çeşitli türlerde analitik, yarı-analitik ve sayısal metodlar çatlaklı kiriş probleminin çözümü için uygulanmıştır (Papadopoulos ve Dimarogonas, 1987; Shifrin ve Ruotolo, 1999; Zheng ve Fan, 2001a; Zheng ve Fan, 2001b; Fan vd., 2001; Bamnias vd., 2002; Fernández-Sáez vd., 1999; Khiem ve Lien, 2001; Sekhar ve Prabhu, 1992; Sekhar, 1999; Dimarogonas ve Papadopoulos, 1983; Rizos vd., 1990). Sonlu elemanlar metodunu (SEM) kullanmak da en yaygın olarak kullanılan yöntemlerdendir. SEM kullanımıındaki ana problem, çatlaklı kiriş elemanı için rijitlik matrisinin nasıl uygun bir biçimde elde edilebileceğidir. Kiriş elemanının genel esneklik matrisini elde etmek için kullanılan en pratik yöntem öncelikle matrisi elde etmek ve daha sonra ise matrisin tersini almaktır. Çatlaklı kiriş elemanının matrisi ise iki bölüm içerir. İlk bölüm sağlam kirişin orijinal esneklik matrisidir. İkinci bölüm ise, enerji salınımına ve yapıda ek deformasyonlara neden olan çatlak bulunmasından dolayı ilave edilen, ilave esneklik matrisidir. Papadopoulos ve Dimarogonas (1987) gerilme yoğunluk faktörlerinin integrasyonunu kullanarak çatlak bulunmasından dolayı kaynaklanan kirişin 'lokal esneklik matrisini' kapsamlı bir şekilde

sunmuşlardır. P_2 ve P_3 ün kesme kuvvetleri ve $K_{12}=K_{13}=0$ olduğu çalışmalarında elde ettikleri esneklik matrisi, gerçekten de lokal özelliği taşıyan esneklik matrisi idi. Eğer diferansiyel denklemlerin parçalarının çözümünde analitik metod kullanılırsa çatlaklı kirişin analizi için lokal esneklik matrisi özellikle kullanılabilir (Shifrin ve Ruotolo, 1999). Modifiye edilmiş Fouriler serileri (Zheng ve Fan, 2001a; Zheng ve Fan, 2001b; Fan vd., 2001), mekanik empedans yöntemi (Bamnios vd., 2002), Rayleigh-Ritz metodu (Fernández-Sáez vd., 1999) veya transfer matrisi metodu (Khiem ve Lien, 2001) kullanılarak oluşturulan yarı-analitik metodlarda kullanmak için de, lokal esneklik matrisi uygundur. Sonlu elemanlar metodu kullanıldığı zaman, rijitlik matrisini elde etmek için elemanın sağ yan kenar uç noktasındaki düğüm ile çatlak konumu arasındaki mesafenin etkisi dikkate alınmalıdır. Kesme kuvveti P_2 de eğilme momenti yolu P_2L_C ile çatlağın açılması yönünde etki eder. Toplam esneklik matrisini elde etmek için çatlaksız kirişe karşılık gelen esneklik matrisine, doğrudan lokal esneklik matrisi eklenmesini içeren çalışmalarda (Sekhar ve Prabhu, 1992; Sekhar, 1999) bu problem göz ardı edilmişti. Sonraki matris kiriş elemanının genel davranışını açıklarken önceki matris çatlak bölgesi etrafındaki lokal davranışı tanımladığından dolayı bu çok doğru değildir. Zheng ve Kessissoglou (2004) yaptıkları çalışmada mevcut eksikliklerin üstesinden gelmek için, çatlak bulunmasından dolayı esnekliğin genel davranışını açıklayacak 'genel ek esneklik matrisi'ni çatlaksız kirişe karşılık gelen esneklik matrisi üzerine eklemişlerdir. Mevcut analitik metodlar ile elde ettikleri SEM sonuçlarını karşılaştırarak, yeni elde ettikleri esneklik matrisinin, lokal esneklik matrisi kullanılarak elde edilen sonuçlara göre daha doğru sonuçlar verdiğini göstermişlerdir (Zheng ve Kessissoglou, 2004). Ayrıca genel ek esneklik matrisinin bütün elemanları 128-nokta (tek-boyutlu) veya (128x128)-nokta (iki-boyutlu) Gauss kuadratür kullanarak hesaplamışlardır ve ardından en küçük kareler yöntemi kullanarak uygun hale getirmişlerdir. En iyi hale getirdikleri formüllerin kesin şekli, sayısal integrasyon sonuçları ile çok iyi uyumluluk göstermiştir ve sonraki çalışmalar için de kullanımını uygun hale getirmişlerdir. Önce toplam esneklik matrisini elde etmişler daha sonra ise bu matrisin tersini alma gibi uzun bir yol tercih ederek bir kez, çatlaklı kirişin rijitlik matrisini başarılı bir şekilde elde edip, genelleştirilmiş özdeğer problemine imkân verecek standart SEM prosedürünü izlemişler ve bu şekilde doğal frekansları elde etmişlerdir. Çalışmalarında, çatlak bölgesindeki yer değişimleri ile çatlaklı kirişin iki ucundaki düğümler arasındaki yer değişimi arasındaki ilişkiyi elde etmişlerdir

(Zheng ve Kessissoglou, 2004). Çalışmalarında sundukları şekil fonksiyonu çatlak bölgesinde, süreklilik koşullarının yanı sıra lokal esneklik koşullarını da uygun şekilde karşılamış ve daha doğru titreşim modları vermiştir (Zheng ve Kessissoglou, 2004).

Yapısal elemanlardaki çatlaklar, yapının titreşim cevabını etkileyebilecek bölgesel esnekliklere sebep olurlar. Bu özellik, yapısal elemanlarda çatlağın konumu ve derinliği ile birlikte tespit edilebilmesinde kullanılmıştır. Chondros ve Dimarogonas (1980) çatlağın, kirişin şekil değiştirmesi üzerindeki etkisi esnek mafsallık şeklinde dikkate alınmıştır. Gudmundson (1982) karışıklık metodunu kullanarak doğal frekanslardaki değişimleri hesaplamıştır. Gouraris ve Dimarogonas (1988) çatlaklı kirişi iki bölüm olarak düşünmüş ve çatlaktan dolayı oluşan şekil değiştirmedeki süreksizlikleri dikkate almak için kirişin iki bölümünü birbirine uyumlu hale getiren iki farklı şekil fonksiyonu kullanarak bir sonlu elemanlar modeli sunmuştur. Cawley ve Adams (1979b) titreşen yapıdaki gerilme dağılımının homojen olmadığını ve titreşimin her bir modu için farklı olduğunu göstermişlerdir. Bu nedenle herhangi bir bölgesel çatlak, konumuna bağlı olarak titreşimin her modunu farklı şekilde etkileyecektir. Stubbs (1990), Chondros ve Dimarogonas (1998) çatlak içeren kirişin enine titreşimlerini analiz etmek için enerji metodunu ve çatlaklı-sürekli kiriş teorisini kullanmışlardır.

Çatlaklı kiriş probleminin analitik çalışmasında araştırmacılar tarafından çatlaktan dolayı kaynaklanan bölgesel esnekliği ölçmek için iki yöntem kullanılmıştır. İlk yöntemde eşdeğer yay gibi benzer bir yolla çatlaklı kesit için rijitlik matrisi oluşturulmuştur (Rizos vd., 1990). Daha pratik olan ikinci yöntemde ise çatlaklı elemanın sonlu eleman rijitlik matrisi oluşturulur ve yapının çatlaksız elemanları ile birleştirilir. Dirr ve Schmalhorst (1988) çatlaklı kirişi modellemek için elastik malzeme içeren üç-boyutlu sonlu eleman modeli kullanmıştır. Qian vd. (1990), kirişlerde çatlak tespiti yapabilmek için mod biçimlerindeki ve doğal frekanslardaki değişimlere dayalı bir metod oluşturmuşlardır. Narkis (1993), çatlaklı ve basit mesnetli kirişin dinamiklerini, eğilme ve eksenel titreşimleri için çalışmıştır. Doğru çatlak tespiti yapabilmek için çatlaklardan dolayı kaynaklanan ilk iki doğal frekanstaki değişimlere ihtiyaç olduğunu göstermiştir. Shen ve Pierre (1994) Galerkin metodunun birçok terimini kullanarak tek veya simetrik çatlak içeren çatlaklı kirişin titreşimini incelemişlerdir. Nobile (2000) çatlak ucundaki iç

kuvvetleri değerlendirmek için temel kiriş teorisinin dengesini kullanmıştır. Saavedra ve Cuitino (2001) atlaklı, serbest kirişin harmonik kuvvet altındaki dinamik cevabını değerlendirmek için çatlak içeren elemana yonelik bir sonlu eleman modeli geliştirmişlerdir. Dilena ve Morassi (2002) kirişin mod biçimlerinde hasardan dolayı oluşan değişimlerin bilinmesi durumunda kirişte tek çatlağı tespit etmişlerdir (Nahvi ve Jabbari, 2005).

Nahvi ve Jabbari (2005) yaptıkları çalışmada deneysel olarak elde ettikleri titreşim verilerini kullanarak, konsol kirişte çatlağın konumunu ve derinliğini tahmin etmeye yarayacak bir yonem oluşturmuşlardır. alışmalarında titreşim analizi kullanarak deneysel yaklaşımın yanısıra analitik çalışma da yaparak konsol kirişlerde çatlak tespiti yapmaya çalışmışlardır. atlaklı konsol kirişi darbe çekici ile tahrik ederek ve kirişe tutturulmuş bir ivmeölçer ile de kirişin tahriğe verdiği cevabı elde ederek deney düzeneği oluşturmuşlardır. Doğrusal olmayan etkilerden kaçınmak için çatlağı daima açık olarak kabul etmişlerdir. atlağı tanımlamak için normalize edilmiş çatlak derinliği ve çatlak konumu ile bağlantılı olarak normalize edilmiş frekansın eşyükselti eğrilerini izdirmişlerdir. Çatlağın konumu ve derinliği ile bağlantı kurmak için modal doğal frekans düzlemleri ile eşyükselti eğrilerinin kesişimini kullanmışlardır. Konsol kirişte çatlaklı bölgeyi tespit etmek için basitleştirdikleri bu yaklaşımı kullanmışlardır. Önerdikleri yonem kirişin ölçülen frekanslarına ve mod biçimlerine dayanmaktaydı. Kırılma mekaniği metodlarını uygulayarak ve deneysel test verilerini kullanarak sonlu elemanlar modelini güncellemişlerdir. Young modülünün güncellenmiş değerini, modal analiz sonuçlarını kullanarak hesaplamışlardır. Önerdikleri yonemde, 11. mertebeden yüksek hassasiyetli bir formülasyon kullanarak çatlaklı kirişin etki katsayılarının hesaplanmasında daha hassas ve doğru bir model geliştirmişlerdir (Nahvi ve Jabbari, 2005).

Çatlakların yapının doğal frekanslarını düşürmesi durumu çatlakların boyutunun, konumunun ve varlığının tespiti için uzun yıllar boyunca kullanılmıştır (Cawley ve Adams, 1979; Dimarogonas ve Papadopoulos, 1983; Gudmundson, 1982; Rizos vd., 1990; Liang vd., 1991; Narkis, 1993; Nandwana ve Maiti, 1997; Suh vd., 2000; Morassi, 2001; Lee ve Maiti, 2002; Shim ve Suh, 2002; Shim ve Suh, 2003; Chang ve Chen, 2003; Lin, 2004). Kirişlerde hasarların tespit edilmesi, konumunun belirlenmesi ve boyutunun ölçülmesi için yapılan analizler, hasarların

yapının titreşim karakteristiklerini düşürmesi bilgisinden kaynaklanmaktadır ki bu “tersine problem” olarak bilinir. Tersine problemin çözümlerinin elde edilebilmesi için “doğrudan problem” diye adlandırılan çözümlerin bilinmesi gereklidir yani çatlak parametrelerini bilerek çatlaklı kirişin doğal frekanslarının belirlenmesi gibi (Loya vd., 2006).

Çatlaklı kirişin doğal frekansları Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) kullanılarak 2-D veya 3-D sayısal analiz ile elde edilebilir. Alternatif olarak hesaplamak için daha az çaba gerektiren basitleştirilmiş işlemler mevcuttur. Bu basitleştirilmiş yöntemler arasında, Christides ve Barr (1984), Shen ve Pierre (1990, 1994) tarafından sunulan yöntemler de vardır. Her iki durumda da çatlak tarafından uyarılan gerilme alanında karışıklık ile temsil edilen çatlak fonksiyonu dikkate alınmıştır. Chondros vd. (1998) çatlaklı kirişin sürekli titreşim teorisini geliştirmiştir. Çatlağın rijitlikte sürekli değişime sebep olduğunu düşünmüşlerdir ve çatlağı, teklik ile uyumlu yer değiştirme alanını da dâhil ederek modellemişlerdir.

Diğer durumlarda ise çatlaklı kiriş, rijitliği Kırılma Mekaniği teorisi (Ju vd., 1982) kullanılarak çatlak uzunluğu ile alakalı olan kütsüz dönel yaylar (Adams vd., 1978) vasıtasıyla birbirine bağlanmış iki bölüm olarak modellenmiştir. Bu nedenle çatlak kesitinde eğilmeden dolayı dönmede oluşan süreksizlik göz önünde bulundurulmalıdır. Bu tip modeller, farklı sınır şartları altında çatlak içeren Euler-Bernoulli kirişine başarılı bir şekilde uygulanmıştır (Narkis, 1993; Lee ve Ng, 1994; Bamnios ve Trochides, 1995; Boltezar vd., 1998; Fernández-Sáez vd., 1999; Fernández-Sáez ve Navarro, 2002).

Diğer bir kısım araştırmacılar (Gudmundson, 1982; Morassi, 1993; Hasan, 1995) tarafından karışıklık yöntemi, Euler-Bernoulli kirişinde çatlakların sebep olduğu doğal frekanstaki değişimleri hesaplamak için kullanılmıştır. Kayma deformasyonunun ve döner atalet momentinin etkileri ihmal edilmeyen Timoshenko kirişi durumu için ise Carneiro ve Inman (2002) çatlak içeren kirişin enine titreşimleri için sürekli bir model geliştirmişlerdir.

Lele ve Maiti (2002) çatlaklı Euler-Bernoulli kirişinde dönel yay kullanarak, çatlak bulunmasını modellemiştir. Krawczuk vd. (2003) çatlaklı Timoshenko kirişi için spektral sonlu elemanı geliştirmek için aynı çatlak modelini kullanmışlardır. Fakat belirtilen yazarlar çatlak kesitinde enine yer değiştirmedeki süreksizliği dikkate

almamışlardır. Bununla birlikte bu düzensizlik, Okamura vd. (1973) ve Tharp (1987)'a göre çatlaklı kiriş elemanının yerel esneklik analizinde dikkate alınmıştır (Loya vd., 2006).

Loya vd. (2006) yaptıkları çalışmada basit olarak mesnetlenmiş, çatlak içeren Timoshenko kirişinin eğilme titreşimi için doğal frekanslar elde etmişlerdir. Kirişi, biri eksenel uzama diğeri ise dönel yay olmak üzere iki adet kütsüz yayla birbirine bağlı olan iki bölüm olarak modellemişlerdir. Bu model çatlaklı kesit tarafından iletilen sırasıyla, hem kesme kuvvetiyle orantılı olan dikey yöndeki yer değiştirmedeki, hem de eğilme momenti ile orantılı olan eğilmeden dolayı oluşan açısız yer değiştirmedeki düzensizlikleri bertaraf edecek şekilde oluşturulmuştur. Eğilme titreşimi için diferansiyel denklemler oluşturmuşlar, daha sonra her bir bölüm için ayrı ayrı uygun sınır şartlarıyla ve çatlak kesitinde, çatlakla uygun koşullar ile çözüm yapmışlardır. Problemi karışıklık metodu ile de çözmüşler ve her iki çözüm şeklini de basit mesnetli çatlak içeren kiriş koşullarına uygulamışlardır. Sonuçları, karışıklık metodunun çatlaklı kirişin doğal frekansları için basit bir açıklayıcılık getirmiş ve derin olmayan (yüzeysel) çatlaklar için iyi sonuçlar vermiştir (Loya vd., 2006).

Bir yapı hasarlardan dolayı zarar gördüğünde, yapının dinamik özellikleri değişebilir, özellikle de çatlak hasarı yapının rijitliğinin azalmasına, yapının doğal frekanslarının azalmasına, modal sönümlemenin artmasına ve mod biçimlerinin değişmesine neden olur. Dolayısıyla yapının dinamik cevabında bir değişme olacaktır (Ratcliffe, 1997; Matveev ve Bovsunovsky, 2002). Bu değişikliklerden çatlakın konumu ve büyüklüğü tespit edilebilir. Doğal frekanslardaki azalmanın kolay bir şekilde izlenebilmesinden dolayı birçok araştırmacı çalışmalarında bu özelliği kullanmıştır. Diğer taraftan çalışmaların ikinci grubunda ise çatlak içeren kiriş harmonik kuvvet uygulanmış ve kirişin bu kuvvete vermiş olduğu dinamik cevap değerlendirilmiştir.

Kim ve Zhao (2004) harmonik cevabı kullanarak yeni bir çatlak tespit etme metodu önermişlerdir. Önerdikleri metodda, ilk önce çatlaklı konsol kirişin yer değişimini ve eğim modlarını dikkate almışlardır, daha sonra ise tek noktadan harmonik tahrik altındaki yer değişimi ve eğim cevabı için yaklaşık olarak bir formül elde etmişlerdir. Çatlak konumu ve çatlak derinliği ile birlikte eğimin cevabının çok

keskin bir değişiklik yaptığının sonucuna varmışlardır ve çatlak tespiti için bir kriter olarak kullanılabileceğini göstermişlerdir. Douka ve Hadjileontiadis (2005) açılıp kapanan tek çatlak içeren konsol kirişte çatlak tespiti için anlık frekans izlemeyi ve deneysel mod ayrıştırma metodlarını uygulamışlardır. Kirişin harmonik tahrik altındaki dinamik davranışını hem teorik olarak hem de deneysel olarak araştırmışlardır. Kirişin dinamik cevabını modellemek için değişen rijitlikle beraber tek serbestlik dereceli matematiksel bir model kullanmışlardır. Basit periyodik bir fonksiyon kullanarak zamanla değişen rijitliği modellemişlerdir. Hem simüle edilmiş hem de deneysel veriler, deneysel mod ayrıştırma metodu uygulanarak ve Hilbert dönüşümü kullanılarak analiz edilmiştir. Bu yolla, her bir titreşim modunun anlık frekansını elde etmişlerdir. Artan çatlak derinliği ile birlikte anlık frekans değişiminin arttığı, belirli eğilimleri takip eden çatlak derinliği ile beraber harmonik bozulmanın arttığını ve bunların çatlak boyutu için etkili bir gösterge olarak kullanılabileceğinin sonucuna varmışlardır. Önerdikleri zaman-frekans yaklaşımının Fourier serisi ile karşılaştırıldığında daha üstün olduğunu ifade etmişlerdir (Douka ve Hadjileontiadis, 2005; Orhan S, 2007).

Ruotolo vd. (1996) çatlak konumunu ve çatlak derinliğini belirlemek için tamamen açık veya tamamen kapalı çatlak içeren konsol kirişin zorlanmış dinamik cevabını incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada kirişin sol ucunu ankastre olarak mesnetlemişler ve sağ ucunu ise serbest bırakmışlardır. Kirişin serbest ucuna harmonik sinüs şeklinde tahrik uygulamışlardır. Kirişin serbest ucunun titreşim genliğini dikkate almışlardır. Çatlağın konumunun ve derinliğinin değişmesi durumunda titreşim genliklerinin de değiştiğini göstermişlerdir. Pugno ve Surace (2000) harmonik dengeleme metodunu kullanarak farklı konumlarda ve boyutlarda, açılıp kapanan çeşitli sayıda çatlak içeren konsol kirişin harmonik sinüs şeklindeki kuvvete vereceği cevabı incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar, kirişte açılıp kapanan çatlak bulunmasının sonuç olarak lineer olmayan dinamik davranışlara yol açtığını göstermiştir. Bu lineer olmayan etkiler çatlak sayısına, konumuna ve derinliğine bağlı olarak cevap sinyallerinin ve genliklerinin spektrumlarında süperharmonikler olarak görülmekteydi. Üstelik doğrudan sayısal analizlerle karşılaştırıldığında harmonik dengeleme metodunun hesaplama süresini yaklaşık 100 kata kadar kısalttığını göstermişlerdir. Sinha ve Friswell (2002), hem deneysel hem de analitik olarak her iki ucu da serbest, tek çatlak içeren kirişin dinamik cevabını

analiz etmişlerdir. Sinüs şeklinde bir tahrik uygulamışlardır ve kuvvet uygulanan noktadan farklı bir yerdeki kirişin cevabını ölçmüşlerdir. Elde ettikleri sonuçlar spektrum grafiğinde oluşan frekansların, (1x, 2x) dönen makinelerdeki çatlak millerin durumuna benzer şekilde oluştuğunu göstermiştir (Orhan S, 2007).

Farklı çatlak derinlikleri ve konumlarında, doğal frekanslarda oluşan farklılıklar uzun yıllar boyunca çatlak tespiti için kullanılmıştır. Yapılan bir çalışma (Han vd., 2005) doğal frekanstaki bu değişimlerin çatlak tespiti için yeterince hassas olmadığını göstermiştir. Örneğin yapı kalınlığının %50 sine yakın bir çatlak derinliği ile modal frekansta % 5 den az değişim elde edilmiştir. Bu nedenle araştırmacılar alternatif metodlar araştırmışlardır. Bu alternatif metodlardan bir tanesi de harmonik cevap analizidir. Son yıllarda özellikle de sonlu eleman paket programları kullanılarak yapılan sayısal çalışmalarda artış olmuştur. Bu programlar kullanılarak fiziksel sistemler gerçek çalışma koşullarına yakın bir şekilde modellenmiş ve simüle edilmiştir. Simülasyon bize zaman ve maliyetten tasarruf etmemizi sağlar. Buna ek olarak çalışılan problemin farklı parametreleri, kolaylıkla test edilebilir (Orhan S, 2007).

Simülasyonun bu özelliklerinden dolayı Orhan S (2007) yaptığı çalışmada konsol kirişte çatlak tespiti için, çatlaklı kirişin serbest ve zorlanmış titreşim analizi sonlu eleman programı kullanılarak yapmıştır. Yaptığı çalışmada konsol kirişte çatlak tespiti yapmak için çatlaklı kirişin serbest ve zorlanmış titreşim analizini yapmıştır. Tek ve iki kenar çatlağı içeren kirişler üzerinde çalışma yapmıştır. Serbest titreşim analizi ile doğal frekansları hesaplamıştır. Kirişin serbest ucuna sinüs şeklinde bir tahrik uygulamış ve kuvvet uygulanan noktadan harmonik cevap elde etmiştir. Zorlanmış titreşimle, yalnızca tek çatlak olması durumunda çatlak tespiti yapılabilir iken çalışmanın sonuçları, serbest titreşim analizinin tek ve iki çatlak tespiti için uygun bilgiler sağladığını göstermiştir. Fakat zorlanmış titreşimin dinamik cevabının çatlak derinliği ve çatlak konumundaki değişimlere göre daha iyi tanımlanabileceğini göstermiştir. Çatlak yeri ve çatlak derinliğine karşılık gelen doğal frekans ile serbest titreşim arasındaki farkın ise yalnızca küçük bir etkisi olduğunu göstermiştir (Orhan S, 2007).

Uygulamadaki öneminden dolayı, yapılardaki çatlakları tanımlama problemi birçok araştırmacı tarafından kapsamlı olarak araştırılmıştır ve birçok metod öne

sürülmüştür. Çatlak tanımlama üzerine doğal frekansların değişimlerine dayalı kapsamlı araştırmalar (Liang vd., 1991; Nandwana ve Maiti, 1997a; Chaudhari ve Maiti, 2000; Chinchalkar, 2001; Nandwana ve Maiti, 1997b; Lele ve Maiti, 2002; Nikolakopoulos vd., 1997; Hu ve Liang, 1993; Patil ve Maiti, 2003; Narkis, 1993; Morassi, 2001; Dado, 1997; Shifrin ve Ruotolo, 1999; Lee, 2009) olmasına rağmen titreşim genliklerinin değişimlerini kullanan çok az sayıda araştırma bulunmaktadır.

Frekans eşyükselti eğrisi çizim metodu (Liang vd., 1991; Nandwana ve Maiti, 1997a; Chaudhari ve Maiti, 2000; Chinchalkar, 2001; Nandwana ve Maiti, 1997b; Lele ve Maiti, 2002; Nikolakopoulos vd., 1997), en düşük üç doğal frekans kullanılarak yapılarda tek çatlağı tanımlamak için en çok tercih edilen yöntemlerden biri olmuştur. Daha sonra ise bu metod, yapılardaki daha fazla çatlağın belirlenebilmesi için geliştirilmiştir (Hu ve Liang, 1993). Liang vd. (1991) çatlağı kütsüz dönel bir yay olarak modellediği çalışmalarında frekans eşyükselti eğrisi metodunu önermişlerdir. Belirli bir doğal frekans için karakteristik denklemin çözümü ve çatlağın konumu, bölgesel rijitliği vermiştir. Verilen çatlak konumu için rijitliğin yalnızca bir değerinin kabul edilebilir olmasından dolayı, eksenel yön doğrultusundaki çeşitli doğal frekanslar için rijitliğin çeşitli değerlerinin kesişmesi çatlağın konumunun tespit edilmesini sağlamıştır. Bu yöntem kademeli kırışlerde (Nandwana ve Maiti, 1997a) ve kesik kamalı kırışlerde (Chaudhari ve Maiti, 2000; Chinchalkar, 2001) çatlak tespitine uygulanmıştır. Nandwana ve Maiti (1997) çatlağın konumunu tespit etmek için eğimli kenara sahip veya kırış içinde ve kırış uzunluğuna dik bir çatlağa sahip kırışlerin titreşimini modellemişlerdir. Lee ve Maiti (2002) kırışlerde çatlak belirlemesi yapmak için frekans eşyükselti eğrisi çizim metodunu Timoshenko kırış teorisi tabanlı olarak genişletmiştir. Nikolakopoulos vd. (1997) üst üste gelen eşyükselti eğrilerinin kesişimlerini kullanarak çerçeveli yapılarda çatlak konumunu ve çatlak derinliğini tespit etmiştir. Hu ve Liang (1993), birinde süreklilik kavramının kullanıldığı diğerinde ise ayrı çatlakları temsil etmek için kütsüz yayın kullanımını içeren iki hasar modelleme tekniklerini (two damage modeling techniques) sunmuşlardır. İlk önce yapının çatlak içeren elemanlarını ayırmak için süreklilik modeli kullanılıyordu, daha sonra ise çatlak içeren her bir elemandaki çatlağın boyutunu ve konumunu belirlemek için yay hasar modeli kullanılıyordu. Patil ve Maiti (2003), Hu ve Liang (1993)'ın yaklaşımını

benimsemişlerdir ve çok sayıda çatlağın belirlenmesi için transfer matrisi yöntemini uygulamışlardır (Lee, 2009b).

Narkis (1993) çatlak içeren, basit olarak mesnetlenmiş kirişin doğal frekanslarını yaklaşık olarak analitik çözümü kullanarak hesaplamıştır ve çatlak tespiti için gerekli tek bilginin, ilk iki doğal frekanstaki çatlaktan dolayı oluşan değişimlerin olduğunu önermiştir. Morassi (2001), çatlağın çok küçük olması durumu için frekans hassasiyetinin belirgin bir açıklamasını türetmiştir ve basit mesnetli sınır şartlarında dönel yayın belirli rijitliği ve konumu için çatlak içeren kirişin frekansının ölçümünü çalışmıştır. Dado (1997), çatlak tespiti için iki-tablo metodunu önermiştir. İlk tablo, çatlak konumunu tespit etmek için iki doğal frekansla beraber girilmiştir, diğer tablo ise çatlak derinliğini tespit etmek için birinci doğal frekans ve çatlak konumu ile birlikte girilmiştir. Shifrin ve Ruotolo (1999) k sayıda çatlak içeren bir kirişte sistem belirleyicisini oluşturmak için $k+2$ sayıda denklemin yeterli olduğunu önermiştir. Lee (2009a) çatlaklı kirişin $2k$ doğal frekansının gerekli olduğu kirişlerde k sayıdaki çatlağı tespit etmek için Newton-Raphson metodunu uygulamıştır. Jakobyen matrisinin elemanları, çatlak parametreleri açısından doğal frekansların hassasiyetleridir (Lee, 2009b).

Owolabi vd. (2003), çatlak tespitinde doğal frekanslardaki ve frekans tepki fonksiyonu genliklerindeki değişimleri, çatlak derinliğinin ve çatlağın konumunun bir fonksiyonu olarak kullanmışlardır. Çatlak büyüdükçe, çatlak konumuna yakın olan yerlerde mod biçimlerinde dikkate değer bir değişikliğin olduğunu farketmişler ve doğal frekanslar ile mod biçimlerinde gözlenen değişikliklere göre çatlak derinliğini ve çatlağın konumunu tahmin etmişlerdir. Rizos vd. (1990) titreşimli yapının ölçülen genliklerinden, doğal modlarından ve yapının dinamik cevabının analitik olarak çözümünden çatlak boyutunu ve konumunu öngörmüşlerdir. Dilena ve Morassi (2002) kirişin mod biçimlerinin düğümlerinde, hasar kaynaklı değişimlerin bilinmesi durumunda, kirişteki tek çatlağı tespit etmek için bir yöntem önermiştir (Lee, 2009b).

Lee (2009b) yaptığı çalışmada, zorlanmış titreşim genliklerindeki değişimleri kullanarak kirişlerde çok sayıda çatlağın tespiti için basit bir metod sunmayı amaçlamıştır. Çatlakları, kütsüz dönel yay olarak modellemiş ve ileri yönlü problemi sonlu elemanlar metodu kullanarak çözmüştür. Tersine problemi ise çatlak

bölgeleri ve büyüklükleri için Newton-Raphson metodunu ve tekil değer ayrışımı yöntemini kullanarak tekrarlı(iteratively) bir şekilde çözmüştür. Titreşim genliği ölçümlerini sunmak ve deneysel sonuçları simüle etmek için iki-boyutlu bir sonlu elemanlar modeli oluşturmuştur. Çatlak sayısının varsayım yapılarak elde edilen çözümün karelerinin kalan toplamının karşılaştırılması ile çatlak sayısı hakkında bir ön bilgi sahibi olmaksızın çok sayıda çatlağın tanımlanmasındaki zorluğun üstesinden gelmiştir. Çatlak konumlarını doğru olarak tahmin etmiş ve çatlak boyutu tahminlerinin güvenilirliğini geliştirdiği burulma rijitliği modeli ile artırmıştır (Lee, 2009).

Literatürde, çatlaklar genellikle sürekli açık veya zamanla açılıp kapanan olarak varsayılmıştır. Açılıp kapanan çatlağın çatlaklı yapıların eğilme titreşimi üzerindeki doğrusal olmayan etkileri bazı araştırmacılar (Qian vd., 1990; Cheng vd., 1999; Chondros vd., 2001) tarafından ele alınmıştır. Genliğin çok büyük olmadığı durumda, açık çatlağın çözümleri ile açılıp kapanan çatlağın çözümleri arasındaki farkın oldukça küçük olduğunun sonucuna varmışlardır ve genliğin artması ile aradaki farkın büyük olduğunu göstermişlerdir. Böylece birçok araştırmacı, doğrusal olmayan etkileri ortadan kaldırarak problemi daha basit hale getirmek için kullandıkları modelde çatlağın açık olduğunu kabul etmiştir. Çatlakların, kırışlerin dinamik davranışı üzerine etkileri, kütesiz dönel yay veya azaltılmış kesit alanı kullanılan çeşitli modellerde bölgesel esnekliğin tanımı ile modellenmiştir. Bazı çalışmalarda, (Sih, 1973; Tada vd., 1973) esneklik değişimlerinin büyüklüğü deneysel çalışmalarla veya kırılma mekaniği metodları kullanılarak hesaplanmıştır. Dinamik karakteristiklerdeki değişimler çeşitli yollarla elde edilen bölgesel esneklikler ile tanımlanmıştır (Mazanoglu vd., 2009)..

Birçok çalışmada, dönel yay içeren çatlak modellerinde denklem çözümü veya denklem kümesi genellikle, çatlak bölgesinde uyumluluk ve süreklilik şartları vasıtasıyla elde edilmiştir. Düzgün kesitli kırışler için, ya sayısal (Fernández-Sáez vd., 1999; Shifrin ve Ruotolo, 1999; Khiem ve Lien, 2001) ya da analitik (Fernández-Sáez ve Navarro, 2002; Lin, 2004) yaklaşımlar sürekli modellemelerde ileriye yönelik olarak kullanılmıştır. Fakat değişken-kesitli kırışler için analitik çözüm, geometrik olarak doğrusal olmamadan kaynaklanan doğrusal olmayan denklemler yüzünden oldukça zordur. Bu yaklaşımlar da çatlak yerinden belirli bir uzaklıkta çatlak bozulmasından etkilenen gerilme alanının modifikasyonunun

eksikliğinden dolayı yeterince kullanılabilir değillerdir. Chondros (2001) bozulan gerilme alanının, dönel yay ile birlikte incelenen çatlak modelleri üzerindeki etkilerini araştırmıştır (Mazanoglu vd., 2009).

Üssel bir şekilde bozulan gerilme/şekil değiştirme fonksiyonlarını içeren varyasyon ilkesine dayalı metodlar, (Christides ve Barr, 1984; Shen ve Pierre, 1994; Chondros vd., 1998; Yang vd., 2001) sürekli modellerin titreşim denklemlerini geliştirmek için sunulmuştur. Christides ve Barr (1984), bir veya daha fazla çift simetrik çatlak için çatlak bölgesi etrafında gerilim/şekil değiştirmeyi modellemek için ilk kez üstel tipte çatlak bozulma fonksiyonunu sunmuşlardır. Shen ve Pierre (1994), Galerkin metodunun birçok terimini kullanarak tek çatlaklı kirişler için benzer bir yaklaşım önermişlerdir. Chondros vd. (1998) tek veya iki çatlığa sahip, basit mesnetli kirişlerin titreşimi için farklı bir çatlak bozulma fonksiyonu geliştirmişlerdir. Kiriş boyunca şekil değiştirme enerjisi dağılımının kullanıldığı, tek ve çift çatlak içeren kirişler için çatlak etrafındaki rijitlik değişimini tanımlayan bir başka yaklaşım Yang vd. (2001) tarafından önerilmiştir. Yaptıkları çalışmada, iki veya daha fazla çatlığın birbirine yakın olduğu durumlar analiz edilmemiştir. Bu yaklaşımlar, birbirleriyle etkileşime giren birden fazla çatlak bulunması durumunda üstel fonksiyonların çakışmasından dolayı yeterince kullanılabilir değillerdi (Mazanoglu vd., 2009)..

Mazanoglu vd. (2009) yaptıkları çalışmada değişken kesitli ve çok sayıda çatlak içeren kirişlerin titreşim analizi, açık çatlakların neden olduğu enerji tüketimlerinin dağılımlarını kullanarak sunmuştur. Enerji tüketimi, Yang vd. (2001) tarafından sunulan şekil değiştirme enerjisi dağılımındaki değişimler ile kirişin açısallık yer değiştirmesinden dolayı oluşan gerilme alanının etkileri birlikte kullanılarak elde edilmiştir. Tüketilen enerjiyi, çok sayıda çatlak içeren değişken kesitli kirişlerin belirli bir titreşimi için şekil değiştirme dağılımlarındaki değişimlerin düzenlenmesi ile de elde etmişlerdir. Mazanoglu vd. (2009) yaptıkları çalışmada önerdikleri yöntemle elde ettikleri sonuçları, Zheng ve Fan (2001) 'nın çalışmalarındaki sonuçlarla ve birkaç değişken kesitli konsol kiriş için ticari sonlu elemanlar programı olan ANSYS' den elde edilen sonuçlarla karşılaştırmışlardır (Mazanoglu vd., 2009).

Mevcut literatürde hemen hemen tüm araştırmacılar, gergin yüzeyde enine-kenar çatlakları içeren kirişlerin eğilme titreşimi ile ilgilenmişlerdir. Rijitlikte daha

fazla düşüş ve doğal frekanslardaki daha fazla azalma olması bunun nedeni olabilir. Fakat eğer çatlak ucu ekseni boyunca kirişi bükmeye çalışan dış kuvvetler bulunursa kiriş yüksekliği boyunca uzanan çatlağa sahip kirişlerin titreşimi de önemli olmaktadır. Gerginlik altındaki çatlaklı düzlemlerin gerilme/şekil değiştirme davranışı Tada vd. (1973) tarafından çatlaklı yapıların birçok durumu ile beraber sunulmuştur. Her iki düzlemde de titreşimi analiz etmek için en ve yükseklik olarak çok ince bir kiriş dikkate alınmıştır. Eğer çatlaklı kiriş yeterince kalın olsa, yükseklik boyunca uzanan kenar çatlağının titreşim etkileri, enine uzanan kenar çatlağının etkilerinden farklı olabilmektedir (Mazanoglu ve Sabuncu, 2010).

Diğer bir taraftan enine kenar çatlağı içeren kirişlerin eğilme titreşimi ile ilgili çalışmalar genellikle sadece tek çatlak için sunulmuştur ve birden çok çatlak içeren kirişlerin titreşimi ile ilgili nadir çalışma bulunmaktadır. Üstelik çalışmaların çoğu çatlak içeren üniform (düzgün kesitli) kirişlerin titreşimi ile sınırlıdır. Çatlaklı kirişlerin analizinde, araştırmacılar genellikle kırılma mekaniği prensiplerinden elde edilen çatlakların esneklik uyumunu kullanmışlardır. Papaeconomou ve Dimarogonas (1989), Fernández-Sáez ve Navarro (2002) ve Lin (2004)' in bölgesel esneklik modelini kullanarak tek çatlak içeren kirişlerin titreşim analizi için sunmuş oldukları çalışmalar o güne yapılan birçok çalışmadan sadece birkaçıdır. Buna ek olarak rasgele sayıda çatlağa sahip kirişlerin titreşim analizi için 2010 yılına kadar çok az sayıda çalışma (Shifrin ve Ruotolo, 1999; Khiem ve Lien, 2001; Khiem ve Lien, 2004) sunulmuştur.

Araştırmacılar tarafından çatlağın titreşim üzerindeki etkilerini tanımlamak için kullanılan bazı metodlar varyasyon ilkesine dayanmaktadır. Christides ve Barr (1984) tarafından bir veya daha fazla çift simetrik çatlak içeren kirişte, çatlak bölgesi etrafındaki gerilme/şekil değişim oranının değişimini modellemek için üstel tipte bir çatlak bozulma fonksiyonu önerilmiştir. Benzer bir yaklaşım Shen ve Pierre (1994) tarafından tek çatlak içeren kirişler için titreşim probleminin çözümünde Galerkin metodunun bazı terimleri kullanılarak sunulmuştur. Chondros vd. (1998) tek veya iki çatlağa sahip, basit mesnetli kirişlerin titreşimi için farklı bir çatlak bozulma fonksiyonu geliştirilmiştir. Kiriş boyunca şekil değiştirme enerjisi dağılımının kullanıldığı, tek ve çift çatlak içeren kirişler için çatlak etrafındaki rijitlik değişimini tanımlayan bir başka yaklaşım Yang vd. (2001) tarafından önerilmiştir. Yöntemleri, birbirlerine yakın şekilde bulunan iki veya daha fazla çatlak içeren kirişler için

uygulanabilir değildi. Dikkat edilmesi gerekir ki tüm bu çalışmalar sabit kesitli kirişler için sınırlandırılmıştı (Mazanoglu ve Sabuncu, 2010).

Farklı çatlak tiplerine sahip kirişlerin titreşimini elde etmek için sonlu elemanlar metodunu kullanmak belki daha yararlı olabilir. Ayrıca düzgün veya keskin bir şekilde kesiti değişen kirişler için de sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Fakat sonlu elemanlar metodunda, hesaplama süresinin de uzamasına neden olan çok fazla sayıda elemanın kullanılmasıyla iyi bir sonuç elde etmek mümkündür. Dahası daha doğru çözüm ve sonuçların elde edilebilmesi için çatlak bölgelerinde çok daha küçük boyutta sonlu elemanların kullanılması, hesaplanacak eleman sayısının ve dolayısıyla da hesaplama süresinin artmasına neden olmaktadır. Bu sebeple geleneksel sonlu elemanlar metodunun, son derece küçültülmüş kafes elemanları ile veya özel eleman tipleri ile desteklenmesi gerekmektedir. Literatürde birçok araştırmacı, çalışmalarında, çatlaklı kirişlerin titreşimini değerlendirmek için sonlu elemanlar metodunu kullanmıştır. Gounaris ve Dimarogonas (1988), Mohiuddin ve Khulief (1998), Yokoyama ve Chen (1998), Zheng ve Kessissoglou (2004), Kisa ve Gürel (2007)' in sonlu eleman modeli kullanarak yapmış oldukları çalışmalar, literatürde bulunan çalışmalardan sadece birkaçıdır (Mazanoglu ve Sabuncu, 2010).

Çatlak içeren değişken kesitli kirişlerin kesin olarak çözümü, çatlaklı sabit kesitli kirişlerin çözümünden çok daha zordur. Bu noktada yaklaşım metodları çok daha pratik olabilir. Sürekli modellerin Rayleigh-Ritz yaklaşık çözümünden elde edilen sonuçlar, sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sonuçlara göre daha az zaman gerektirmektedir. Yaklaşık çözüm teknikleri, farklı diğer seri genişletme yöntemleri ve enerji tabanlı yaklaşımlar kullanıldığında mümkün olabilmektedir. Fakat çatlaklı değişken kesitli kirişlerin titreşim analizi için doğrusal metodların kullanıldığı sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır. Zheng ve Fan (2001a) tarafından çok sayıda çatlak içeren değişken kesitli kirişlerin yaklaşık doğal frekanslarını belirlemek için değiştirilmiş Fourier serileri önerilmiştir. Diğer bir çalışma Li (2000, 2002) tarafından sırasıyla, yoğunlaştırılmış kütleyle sahip, çatlak içeren değişken kesitli kirişlerin ve değişken kesit alanına sahip, çatlak içeren, kademeli kirişlerin doğal frekanslarını ve mod biçimlerini belirlemek için sunulmuştur. Bununla birlikte bu çalışmalarda değişken kesitliliğin yalnızca bazı özel formları için çözümler yapılmıştır. Coudhari ve Maiti (1999, 2000) tek çatlağa sahip geometrik olarak

bölümlü silindir kirişlerin ve konik şeklindeki kirişlerin enine titreşimlerini tanımlamak için Frobenius tekniğini de kullanarak bir yöntem önermişlerdir. Kirişleri tek çatlak içermesine rağmen elde ettikleri sonuçlar oldukça geneldi ve hassas değildi. El Bikri vd. tarafından (2006) kabul edilen fonksiyonun seçiminden genellikle etkilenen doğrusal olmayan titreşimler için Rayleigh-Ritz metodunun genişletilmesine dayalı yarı-analitik bir model sunulmuştur. Çalışması da tek çatlak ve temel frekans ile sınırlıydı. 1996 yılından önceki çalışmaları içeren çatlaklı yapıların titreşimi üzerine kapsamlı bir derleme Dimarogonas (1996) tarafından yapılmıştır (Mazanoglu ve Sabuncu, 2010).

Mazanoglu ve Sabuncu (2010) yaptıkları çalışmada kiriş yüksekliği boyunca uzanan çok sayıda çatlığa sahip düzgün olmayan kesitli kirişlerin titreşim analizini sunmuştur. Çatlakların neden olduğu şekil değiştirme enerjisi dağılımındaki değişiklikleri, metod olarak kullanmışlardır. Tüketilen enerjinin dağılımını elde etmek için, Yang ve arkadaşları (2001) tarafından ortaya konulan şekil değiştirme enerjisindeki değişimleri, kiriş yüksekliği boyunca olan çatlaklar için uyarlamışlardır. Çatlak yüzünden kirişte oluşan ilave eğilme etkilerini, çatlak bölgesi etrafını basit yay olarak modelleyerek belirlemişlerdir. Titreşim çiftleşmesi etkilerini Euler–Bernoulli kirişinin düşük eğilme titreşim modları için ihmal etmişlerdir. Çok fazla sayıda çatlığın bulunması durumunda, varyasyonel prensip temelli metodların çatlığın etkileri arasındaki etkileşim olarak da tanımlanan problemin üstesinden gelmek için şekil değiştirme bozukluğu modelini sunmuşlardır. Sundukları metodla elde ettikleri sonuçlar, ticari bir sonlu elemanlar metodu programı olan ANSYS kullanarak elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Koniklik, sınır şartları ve çatlak bölgesinin modal frekanslar üzerindeki etkilerini şekillerle birlikte sunmuşlardır (Mazanoglu ve Sabuncu, 2010).

Çatlak içeren kirişlerin titreşim analizinde birçok araştırmacı, kirişin titreşimi süresince çatlığın daima açık olduğunu varsayan doğrusal bir model kullanmıştır. Bu modeller (Chondros, 2001; Loya ve Fernández, 2006; Faverjon ve Sinou, 2009; Lam vd., 2007) çatlak kapanmasının doğrusal olmayan etkilerini yok saymaktaydı. Ayrıca, Ke vd. (2009) açık kenar çatlığı parametrelerinin serbest titreşim üzerine etkilerini ve fonksiyonel olarak gradyanlı malzemeden yapılmış çatlak içeren kirişlerin burkulma karakteristiklerini çalışmışlardır. Fakat bu modeller, çatlaklı kirişin doğrusal olmayan davranışlarını ortaya çıkarmada başarısız olmuştur.

Çatlağın kapalı durumda olmasının etkilerini dikkate almak amacıyla Friswell ve Penny (1992) harmonik kuvvet altındaki, çatlak içeren konsol kirişin doğrusal(lineer) olmayan davranışlarını araştırmışlardır. Çatlaklı kirişi, iki-terafı rijitlik içeren tek serbestlik dereceli bir sistem olarak modellemişlerdir. Kısa ve Brandon (2000) da çatlak konumunda, kirişin rijitliğindeki değışimleri dikkate almak için iki-terafı rijitlik modeli kullanmıştır. Çatlak kapanmasının etkisinin simülasyonu için kullandıkları sonlu elemanlar modelinde kiriş titreşiminin yarım periyodunda çatlak bölgesindeki başlangıç rijitlik matrisinin de ilave edildiğı temas rijitlik matrisini tanıtmışlardır. Kullandıkları rijitlik matrisi, çatlağın tamamen açık ve kapalı olduğı durumları da içermektedir. Bu kabule göre, çatlağın kapalı olduğı duruma karşılık gelen büyük değeri ve çatlağın açık olduğı duruma karşılık gelen küçük değeri olmak üzere çatlaklı kiriş sadece iki rijitlik değeri sağıpti. Bu anlık olarak çatlağın açılıp kapandığı anlamına gelmekteydi. Fakat daha öncesinde yapılmış çalışmalardan (Krawczuk ve Ostachowicz,2005) elde edilmiş deneysel sonuçlar bunun tersine olarak kapalıdan açık çatlaga geçişin daha sorunsuz bir şekilde olduğunu göstermiştir (Rezaee ve Hassannejad, 2010).

Abraham ve Brandon(1995) Fourier serisinin birçok terimini kullanarak açılıp kapanan çatlak bölgesindeki rijitlik değışimini simüle etmişlerdir. Cheng vd. (1999) çatlak içeren konsol kirişin zorlanmış titreşim davranışını çalışmak için zamanla değışen rijitlik içeren tek serbestlik dereceli bir modeli dikkate almışlardır. Kirişin zamanla değışen rijitliğini basit periyodik bir fonksiyon olarak modellemişlerdir. Çatlak içeren kirişin sönümleme oranını 0.01 olarak kabul etmişlerdir ve Runge-Kutta metodunu kullanarak çatlak içeren kirişin, zorlanmış titreşim cevabını sayısal olarak elde etmişlerdir. Ayrıca çatlak tespitinde açık çatlak modeli kullanmanın temel frekansların izlenmesinde yüksek hassasiyetten yoksun olduğunu ve çatlak şiddetini göz ardı ettiğini belirtmişlerdir. Ariaei vd. (2009) da benzer bir yaklaşımla, hareketli noktasal kütle altındaki, açılıp kapanan çatlak içeren Euler-Bernoulli kirişinin sönümsüz dinamik cevabını tespit etmek için ayırık elemanlar metodunu ve sonlu elemanlar metodunu kullanarak yeni bir yöntem sunmuşlardır. Bazı araştırmacılar (Douka ve Hadjilcontiadis, 2005; Loutridis vd., 2005) kirişlerde çatlak tespiti için yukarıda bahsedilen modellere dayalı farklı sinyal işleme yöntemleri kullanmışlardır. Zhang ve Testa (1999) çatlağın kapanma etkilerinin yorulma çatlağı içeren çelik T-kirişlerin titreşim cevabı üzerine etkilerini deneysel olarak

araştırmışlardır. Bovsunovsky ve Surace (2005) çatlak kapanmasının doğrusal olmayan etkilerinden dolayı çatlak içeren konsol kirişin süperharmonik titreşimini araştırmışlardır. Bu doğrusal olmayan etkilerin titreşim probleminin analitik çözümünün elde edilmesinde büyük zorluklara sebep olduğunu göstermişlerdir. Bu yüzden çatlaklı kirişin sönümlemesindeki değişimleri tahmin etmeyi mümkün kılan bir sonlu elemanlar modeli kullanmışlardır. Titreşim cevabında görülen doğrusal olmayan etkilerin sadece çatlak parametrelerine bağlı olmayıp aynı zamanda titreşim yapan sistemde sönümlenmenin büyüklüğüne de bağlı olduğunu göstermişlerdir. Bir diğer çalışmada, Curadelli vd. (2008) dalgacık dönüşümünün kullanıldığı yapısal hasar tespiti için, sistem sönümlemesindeki değişimleri kullanmışlardır. Dimarogonas (1996) tarafından çatlak tespiti metodlarında, matematiksel modellemelerin kullanımının önemi vurgulanarak çatlak modelleme yaklaşımları üzerine daha geniş ve kapsamlı bir çalışma sunulmuştur. Birçok araştırmacının, çatlak içeren kirişin dinamik cevabını sayısal olarak elde ettiğinden bahsetmiştir. Oysaki çatlaklı kirişin dinamik cevabının analitik olarak sunulmasının, kirişlerin titreşim probleminin dikkate alınmasında iyi bir fiziksel bakış sağlayacağını ve çözüm üzerinde tüm parametrelerin etkilerinin kolayca değerlendirilebileceğini belirtmiştir.

Rezaee ve Hassannejad (2010)'ın yaptığı çalışmada sayısal yöntemlere alternatif olarak, açılıp kapanan çatlak içeren, basit olarak mesnetlenmiş bir kirişin serbest titreşim davranışlarını araştırmak için yeni bir analitik metod geliştirilmiştir. Çatlaklı kiriş için bir tek serbestlik dereceli (TSD) model geliştirilmiştir ve zamanla değişen rijitlik periyodik bir fonksiyon olarak modellenmiştir (Cheng vd., 1999). Uygun değişkenler ve matematiksel işlemler uygulanarak titreşim yapan kirişin hareket denklemleri üstel fonksiyon ile Mathieu denkleminin bir çarpımı olarak türetilmiştir (Rezaee ve Hassannejad, 2010).

Mathieu denkleminin parametrelerinin doğru bir şekilde incelenmesi, hareket denkleminin çözümünde karışıklık yönteminin kullanılabileceğini göstermiştir. Bu denklemin çözümü, çatlaklı kirişin doğrusal olmayan dinamik davranışının analitik olarak ifade edilmesine olanak sağlamıştır. Bu, çatlaklı kirişin dinamik davranış cevabının, doğrusal olmayan salınımlı bir fonksiyon ile üstel bir fonksiyonun çarpımı olduğunu göstermiştir. Dinamik cevabın üstel kısmı sistem sönümlemesinden dolayı oluşan bozunma oranını (decay rate) ortaya koymuştur, diğer taraftan ise Mathieu

denkleminin çözümünden elde edilen salınımlı fonksiyon kısım ise kirişin temel frekansının süperharmoniklerini göstermiştir. Ayrıca sistemin sönümleme oranının, Mathieu denkleminin sabitleri kullanılarak elde edilebileceğini ortaya koymuştur. Dahası, çatlak parametrelerinin kirişin dinamik cevabı üzerine etkileri hem zaman hem de frekans domaninde incelenmiştir. Aynı zamanda, açılıp kapanan çatlak modelinden elde edilen frekans oranları literatürde mevcut veriler ile karşılaştırılmıştır. Bunun yanı sıra özel durumlar için elde edilen analitik cevaplar, normal sayısal bir yöntem ile doğrulanmıştır (Rezaee ve Hassannejad, 2010).

Rezaee ve Hassannejad (2010)'ın yaptıkları çalışmada, basit mesnetli çatlaklı kirişin titreşim analizi için yeni bir analitik metod araştırmıştır. Yorulma çatlakları için doğrusal olmayan bir model dikkate alarak, çatlaklı kirişin hareket denklemlerini karışıklık metodunu (perturbation method) kullanarak çözmüştür. Hareket denklemlerinin çözümü, çatlaklı kirişin dinamik cevabında doğrusal olmayan etkilerden dolayı oluşan temel frekansın süperharmoniklerini ortaya çıkarmıştır. Dahası bu çözümler; çatlaklı kirişin mekanik özellikleri, geometrik boyutları ve çatlak parametrelerinin değişiminden dolayı değişen sistem sönümlemesi için de belirgin bir açıklayıcılık ortaya çıkarmıştır. Sonuçlar, çatlak şiddetinin artmasının ve çatlağın yerinin kirişin merkezine doğru kaydırılmasının sistem sönümlemesini artırdığını göstermiştir. Sonuçları doğrulamak için, elde ettikleri deneysel sonuçlarla elde ettikleri temel frekanstaki değişimlerin yorulma çatlağı şiddetine karşı oranlarını daha önce yapılmış olan çalışmalardaki sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Dahası, çatlak derinliği ve çatlak konumu için analitik çözümlerle ve nümerik yöntemlerle elde ettikleri çatlak içeren kirişin serbest titreşim cevaplarını karşılaştırmışlardır. Öne sürdükleri metodu kullanarak elde ettikleri sonuçlarla, deneysel ve nümerik olarak elde ettikleri sonuçlar uyum sağlamıştır (Rezaee ve Hassannejad, 2010).

Bazı araştırmacılar fonksiyonel olarak gradyanlı malzemeden yapılmış çatlaklı Timoshenko kirişinin burulmasını ve titreşimini doğrusal yay modeli kullanarak araştırmışlardır (Ke vd., 2009; Kitipornchai vd., 2009; Ke vd., 2009). Bu nedenle, bazı araştırmacılar tarafından çatlaklı kirişlerin doğrusal olmayan davranışlarının simülasyonu için gerçekçi bir model araştırılmıştır. Friswell ve Penny (1992) çatlaklı konsol bir kirişin harmonik tahrik altında doğrusal olmayan davranışlarını araştırmışlardır. Çatlaklı kirişi, düzlemsel rijitlikli ve tek serbestlik dereceli olarak modellemişlerdir. Sayısal yöntemler kullanarak dinamik cevap

içerisinde görünen tahrikin harmoniklerini göstermişlerdir. Bu model sadece çatlağın tam açık veya tam kapalı olduğu durumları dikkate alıyordu ve kısmen açık veya kısmen kapalı olduğu durumları göz ardı ediyordu. Benzer bir yaklaşım olarak da, bir kısım araştırmacılar (Kisa ve Brandon, 2000; Bovsunovsky ve Surace, 2005) sonlu elamanlar metodu kullanarak enine çatlak içeren kirişlerin dinamik davranışlarını araştırmışlardır. Çatlaklı kirişte çatlak bölgesindeki rijitlik değişimlerini dikkate almak için düzlemsel rijitlik modelini kullanmışlardır. Krawczuk ve Ostachowicz (1994), çatlağın kısmen açık ve kısmen kapalı olduğu durumları modellemek için zamanla değişen rijitliği de dikkate alarak çatlaklı kirişin enine titreşimlerini çalışmışlardır. Hareketin denklemlerini harmonik dengeleme tekniğini kullanarak çözmüşlerdir. Abraham ve Brandon (1995) Fourier serilerini kullanarak açılıp kapanan çatlak bölgesindeki rijitlik değişimlerini simüle etmişlerdir. Kiriş rijitliğinin, açık çatlaklı kirişin rijitliği ile sağlam kirişin rijitliği arasında değiştiğini kabul etmişlerdir. Cheng vd. (1999) çatlaklı konsol kirişin zorlanmış titreşimlerini araştırmak için zamanla değişen rijitliğe sahip, tek serbestlik dereceli bir model üzerinde çalışmışlardır. Kirişin zamanla değişen rijitliği, basit periyodik bir fonksiyon olarak modellenmiştir. Runge-Kutta metodunu kullanarak, çatlaklı kirişin zorlanmış titreşim cevabını sayısal olarak elde etmişlerdir. Dahası çatlak tespitini, çatlak şiddetini göz ardı eden ve yanlış sonuçlara yol açan açık çatlak modeline dayalı olarak yapmışlardır (Rezaee ve Hassannejad, 2011).

Rezaee ve Hassannejad (2011) yaptıkları çalışmada açılıp kapanan çatlak içeren konsol kirişlerin serbest titreşim davranışını araştırmak için yeni bir metod geliştirmiştir. Çatlak bölgesindeki rijitlik değişimlerini modellemek için doğrusal olmayan genlik-bağımlı fonksiyon geliştirmiştir. Çatlak etrafındaki bölgesel rijitlik, çatlağın tamamen açık ve kapalı olduğu durumlara karşılık gelen iki sınırdeğer arasında sürekli olarak değişmektedir. Rijitlik için bu iki sınır değeri, deneysel olarak elde etmiştir. Sürekli açılıp kapanan çatlağın doğrusal olmayan davranışı çatlaklı kirişin mod biçimlerinin zamana bağlı olarak değişmesine sebep olmaktadır (Rezaee ve Hassannejad, 2011).

Çatlaklı kirişin sönümsüz serbest titreşim cevabını elde etmek için öncelikle çatlaklı kirişin belirli bölgelerinin, örneğin kirişin serbest uç noktasının genliği ile bağlantılı olarak kirişin başlangıç şartlarına karşılık gelen toplam mekanik enerjisini hesaplamışlardır. Daha sonra, kiriş üzerindeki noktalar için genlikleri ölçerek

bahsedilen durumlara karşılık gelen kirişin eşdeğer toplam mekanik enerjisini hesaplamışlardır. Bu işlemi tekrar ederek ard arda gelen noktaların genlikleri zamana bağlı olarak elde etmiştir. Bu yöntemle çatlaklı kirişin serbest titreşim cevabını hesaplamıştır. Çatlak içeren kirişin serbest titreşim cevabından elde ettikleri frekans spektrumlarını inceleyerek, lineersizlik şiddetinin ve spektrum içindeki süperharmoniklerin genliklerinin çatlak parametrelerine bağlı olduğu sonucunu göstermişlerdir. Teorik sonuçları doğrulamak için çatlak içeren kirişler üzerinde bazı testler yapmışlardır(Rezaee ve Hassannejad, 2011).

Cawley ve Adams (1979) tarafından yapılan ilk çalışmalarda titreşim yapan yapılarda gerilme dağılımı her bir moddaki doğal frekansı etkiliyordu ve yapıda çatlak bulunması gerilmenin sebep olduğu etkileri farklı yollardan değiştirebiliyordu. Bunun ortaya çıkması yapıdaki çatlakların tespiti için modal titreşim analizine imkân vermiştir. Dimarogonas (1996) pervane dinamiğini kırılma mekaniği ile birleştirerek dönen millerdeki çatlakların etkilerini analiz etmiştir. Araştırmacı, yapıda açık çatlak bulunmasından dolayı oluşan lineer olmayan etkileri ve çiftleşmiş titreşim modlarını gözlemlemiştir. Chondros vd. (1997), Christides ve Barr (1984)' ın gerilme alanı için daha öncelerde yapmış oldukları analitik ifadelere ve çatlaklı kirişlerin titreşim analizi için olan kırılma mekaniği denklemlerine dayalı bir enerji metodunu kullanmışlardır. Çalışmaların büyük çoğunluğu çatlak içeren dönen millerin analizi alanında olmuştur (Nandwana ve Maiti, 1997; Kisa ve Brandon, 2000; Orhan, 2007; Ruotolo ve Surace, 2004). Diğer bir taraftan literatürde bulunan çatlak prizmatik kirişlerdeki titreşim analizlerinin birçoğu çatlak içeren Euler-Bernoulli veya Timoshenko kiriş modelleri için titreşim mod biçimlerinin ve frekansların çözümünü ve deneysel verilerle sonuçlarının karşılaştırılmasını esas alan tersine metodlara dayalıdır. Gerçekte yorulma çatlağı büyümesi yüzeydeki çeki gerilmesinin çatlağı açması ve bası gerilmesinin ise çatlağı kapatması olarak açılıp kapanan tarzda (breathing type) gelişir. Literatürde analiz için kullanılan modellerden birçoğu çatlağı açılıp kapanan biçimde değil de çatlağı ya açık çatlak veya kapalı çatlak biçiminde sunmuştur. Bu çatlaklar yarı oval şeklinde idi, çatlak genişliğini 'c', çatlak derinliğini 'a' ve derinliğin genişliğe oranını ' $a/c > 0$ ' şeklinde karakterize ediliyorlardı. Timoshenko kiriş modelinin iki boyutlusu olan Euler-Bernoulli kiriş modeli kalınlık doğrultusundaki çatlakları içermekteydi. Bu dikdörtgen biçimli çatlaklarda çatlak genişliği c' nin sonsuz derecede büyük olduğu varsayılarak ve çatlak derinliği olan a

dikkate alınmayarak derinlik/genişlik oranı sıfır olarak kabul edilmiştir ($a/c=0$). Bu durum malzemeden ya da geometrik süreksizlikten dolayı başlayan ve salınımlı (yorulmalı) yüklemekten dolayı büyüyen çatlaklar gibi doğal olarak gelişen çatlakların modellenmesi ile deneysel sonuçları arasında önemli farklar doğmasına yol açıyordu. Silva ve Gomez (1990) küçük derinlikteki çatlakların sistemin frekansını aynı derinlikteki bir delik gibi değiştirdiklerini gösterdiler. Bu durum Dimarogonas (1996) tarafından da doğrulanmıştır. Kisa ve Brandon (2000) çatlaklı kesitin eğilme dayanımının iki taraflı (bilinear) davranışından dolayı açılıp kapanan çatlaklı kirişin titreşim davranışının sonlu elemanlar metodlarını kullanarak modellenmesinin zorluğunu ortaya koymuşlardır. Çatlaklı konsol kirişin bu şekildeki cevabı Zhang, Billings (1993) ve Bayly (1996) tarafından çalışılarak iki çizgili zayıf bir osilatör şeklinde modellenilebilmiştir. Eğilme durumunda olan çatlaklı kesitin iki taraflı olarak davranışı, bası gerilmesi için kararlı bir rijitlik sabiti ve çeki gerilmesi için de düşük değerde rijitlik sabiti veren doğrusal bir yay olarak düşünülebilir. Bir çok araştırmacı teorik modeli göz ardı ederek ve genelde derinliğin kalınlığa oranı (a/h) 0.1 den büyük olacak şekilde oluşturdukları test çatlakları ile yapılarıdaki titreşime çatlakların etkisini çalışmışlardır. Owolabi ve arkadaşları (2003) $a/h=0.1$ için birinci modda %1 den daha da küçük olacak şekilde azalan doğal frekanslardaki değişimleri göstermişlerdir. Bamnios vd (2002) kirişlerdeki çatlakları tespit etmek için mod biçimlerinin anti-rezonans eğim analizini uygulamışlardır, fakat bu metod çatlak derinliklerinin 1,0' den az olduğu durumlar için yeterince güvenilebilir değildi. Bu yüzden düşük derinlik oranlarındaki çatlakların tespitinde modal analiz veya doğal frekanstaki değişimler kullanılırsa çatlak tespiti zordur, fakat çatlakların frekans spektrumundaki lineer olmayan etkileri kullanılırsa çatlakların tespit edilmesi daha da kolaylaşmaktadır. Bu lineer olmayan etkiler frekans-cevap spektrumunun içinde doğal frekansa ilave tepecikler şeklinde tespit edilebilir. Bovsunovsky ve Matveov (2000) derinlik oranının 0,1' den büyük olduğu yorulma çatlakları ile çalışma yapmışlardır ve çatlak tespitinde lineer olmayan etkilerin doğal frekans ve mod biçimlerindeki değişimlere göre daha hassas olduğunu göstermişlerdir. Faverjon ve Sinou (2008) kirişlerde tek çatlaktan daha fazla çatlakın tespiti için frekans-cevap fonksiyonlarını kullanmışlardır ve kullandıkları en küçük çatlak derinlik oranı 0.1 idi. Ruotolo ve Surace (2004) çok sayıda enine çatlaklar içeren çubukların boyuna titreşimlerini analiz etmişlerdir ve elde ettikleri sayısal sonuçları Chondros vd. (1998) deneysel verileri ile karşılaştırmışlardır. En küçük deneysel çatlak derinlik

oranı $a/c = 0,06$ için doğal frekansta değişim tespit etmemişlerdir. Dahası literatürdeki birçok deneysel çalışma uzun ve silindirik çubuk şeklindeki deney örnekleriyle yapılmıştır. Yüksek incelikteki prizmatik çubuklar daha kalın deney numuneleriyle karşılaştırıldığında daha düşük doğal frekanslar vermektedirler. Bu yüzden gerçek hayatta kullanılan elemanlar ile deneylerde kullanılan örneklerin davranışında önemli bir farklılık bulunmaktadır. Birçok araştırmacı değişik malzemelerden oluşan yüksek incelikteki (uzunluk/kalınlık (L/h) > 20) deney numuneleri üzerinde araştırma yapmışlardır (Nandwana ve Maiti, 1997; Kisa ve Brandon, 2000; Orhan, 2007; Krawczuk vd., 2003). Yüksek incelikteki deney numunelerine göre daha kalın test parçaları ($10 < L/h < 20$) kullanan araştırmacılar ise deney numunelerinde alüminyum, plastik kompozit olan fleksiglas gibi daha düşük elastisite modülüne sahip malzemeler kullanmışlardır (Bamnios ve Trochides, 1995; Owolabi vd., 2003; Wang ve Qiao, 2007; Loya vd., 2006). Yaptıkları çalışmada uzunluğun kalınlığa oranı (L/h) 12 olan prizmatik konsol çelik çubukların darbe test cevaplarının analizini kullanarak çatlakların başlangıcının tespitini çalışmışlardır. Çalışmada kullanılan çubuklar $L/h=12$ olması dolayısıyla güç aktarım milleri, krank milleri ve türbin bıçakları gibi gerçek çalışma koşullarında kullanılan elemanlara daha fazla benzemektedir. Titreşim verilerini elde etmek için konsol kirişe uygulanan darbeleri eşit aralıklarla ve çatlak büyüme işlemi süresince uygulamışlardır. Doğal olarak büyüyen çatlağın erken tespiti için frekans ölçüm tekniğinin uygulanabilirliğini çalışmışlardır (Carr vd., 2011).

Carr vd. (2011) yaptıkları çalışmada yüzeydeki yorulma çatlağının t-şeklinde kaynaklanmış plakaların titreşim davranışı üzerine etkisini çalışmış ve kiriş kalınlığının konsol kirişin dinamik davranışı üzerine etkisi hakkında elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmışlardır. İki ve üç boyutlu sonlu elemanlar modeliyle deneysel olarak elde ettikleri sonuçların karşılaştırmasını yapmışlardır. Doğal frekanstaki değişimleri incelemişler ve daha önceki yapılan çalışmalarla karşılaştırmışlardır. Doğal olarak gelişen yorulma çatlağının salınım frekansları üzerine etkisini analiz ederek iki ve üç boyutlu sayısal modellemelerden elde ettikleri sonuçları karşılaştırmışlardır. Birinci moddaki doğal frekanstaki değişimleri kullanarak çatlakları deneysel olarak tespit etmişlerdir (Carr vd., 2011).

Douka vd. (2004) çatlak derinliği ve çatlağın yerinin belirlenmesi üzerine bir metod ileri sürmüşlerdir. Çatlağı belirlemek için doğal frekanstaki ve anti-rezonans

özelliklerdeki değişimleri kullanmışlardır. Tian vd. (2003) çatlak olan bir kirişte çatlağı ve çatlağın yerini belirlemek için orta frekans bükülme dalgasını kullanmışlardır. Ostachowicz vd. (1990) üçgen disk sonlu elemanlarla beraber açık ve kapalı çatlak olarak varsayılan bir metod sunmuşlardır. Kirişin zorlanmış titreşimlerini, çatlak yerinin ve çatlağın büyüklüğünün titreşim davranışı üzerine etkisini araştırmıştır ve çatlak tanımlanmasını temel şekilde analiz etmiştir. Ayre vd. (1950) düzgün devamlı kirişlerin doğal frekanslarını kirişin uzunluğu boyunca hesaplayabilmek için titreşim analizini kullanarak bir metod geliştirmişlerdir. Bollinger vd. (1964) sonlu farklar metodunu kullanarak makine takımlarının iş mili sistemlerinin statik ve dinamik davranışlarını tahmin etmek ve analiz etmek için bir metod sunmuşlardır. Mercer vd. (1967) yatay-ince panel kirişlerin normal modlarını ve doğal frekanslarını belirleyebilmek için transfer matris metodunu geliştirmişlerdir. Hatta birkaç tane de örnek çalışma sunmuşlardır. Miles (1956) titreşim parametrelerini kullanarak çeşitli mesnetlerle kirişlerin analizini gerçekleştirmiştir. Lin vd. (1969) kiriş yapıların dinamik davranışını analiz etmek için transfer matris metodunun kullanımına özet bir şekilde incelemişlerdir. Chun (1972) bir ucu döner yay şeklinde mafsallı diğer ucu ise serbest olan bir kirişin serbest titreşimini araştırmıştır (Agarwalle ve Parhi, 2013).

Agarwalle ve Parhi (2013) yaptığı çalışmada, açık çatlağın konsol kirişin modal parametreleri üzerindeki etkisini serbest titreşime bağlı olarak analiz etmişler ve sonuçlar ısonlu elemanlar metodu gibi sayısal metotla ve deneysel metotlarla elde etmişler ve karşılaştırmışlardır. Deneysel olarak elde ettikleri sonuçlarla sonlu elemanlar metodundan elde ettikleri sonuçlar birbiriyle çok iyi bir şekilde örtüşmüştür ve yapı sabit uçtan uzakta çatlak bulunmasıyla daha fazla frekansla titreşim yapmıştır (Agarwalle ve Parhi, 2013).

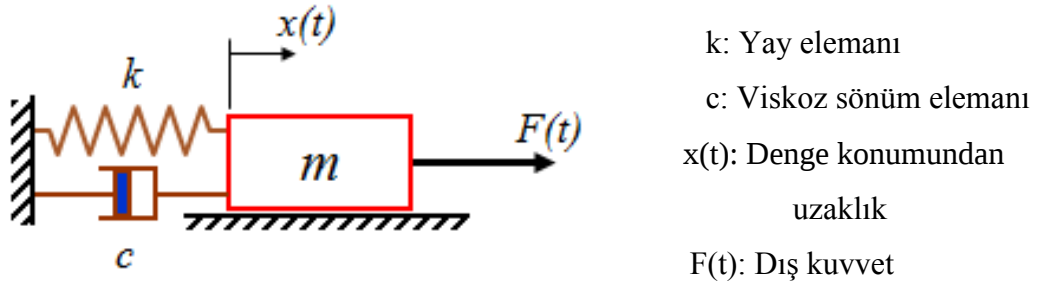
Literatürden görüldüğü üzere kirişlerde çatlak tespiti, çatlak konumunun ve boyutunun belirlenmesi üzerine birçok çalışma mevcuttur. Ayrıca kirişlerde çok sayıda çatlağın tespiti ve boyutlarının belirlenmesi üzerine çalışmalar da yapılmıştır. Fonksiyonel gradyanlı kirişler (FGM), kompozit kirişler, miller, türbin kanatları gibi değişik kesitli ve değişik amaçlar için kullanılan makine elemanlarında çatlak tespiti üzerine yapılan çalışmalar da konuya farklı bakış açısı getirmektedir. Dahası kaynaklı kirişler ve malzemeler üzerinde yapılan çalışmalar konunun imalat ve konstrüksiyon kısmına ışık tutmaktadır.

Yorulma kaynaklı çatlak büyümesine dayalı yapılan çalışmalarda malzemenin yorulma ömrü nadiren verilmektedir. Yapılan bu çalışmada 4140 çeliğinden yapılmış kirişte yorulmaya dayalı çatlak büyümesinin sistemin doğal frekanslarını etkilemesi araştırılmaktadır. Yorulma çevrimi sayısına göre kirişteki çatlağın boyutu ve kirişin doğal frekansları ölçülerek bu parametrelere bağlı olarak değerlendirme yapılmıştır.

3. TİTREŞİM

3.1 Titreşim Teorisi ve Titreşimle İlgili Temel Kavramlar

Herhangi bir kütlenin bir referans eksenine göre bulunduğu denge noktası etrafında yapmış olduğu salınım hareketine titreşim denir. Başka bir deyişle titreşim; bir kütlenin belirli bir merkez etrafında çevrimsel hareketi olarak da ifade edilebilir. Titreşim, bir kütlenin elastik bir elemana bağlı olarak salınım hareketi yapmasıyla oluşur. Bu salınımlar bir sarkacın hareketi gibi periyodik olabileceği gibi çakıllı bir yolda otomobil tekerinin hareketi gibi rastgele de olabilir. Titreşim tekrarlanan bir çevrim şeklinde olur. Aksi halde tekrarlanan bir hareket olmazsa bu durumda titreşim değil hareket olur (Karadayı, 2011). Şekil 3.1’de basit bir sönümlü titreşim sistemi gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Basit bir sönümlü titreşim sistemi

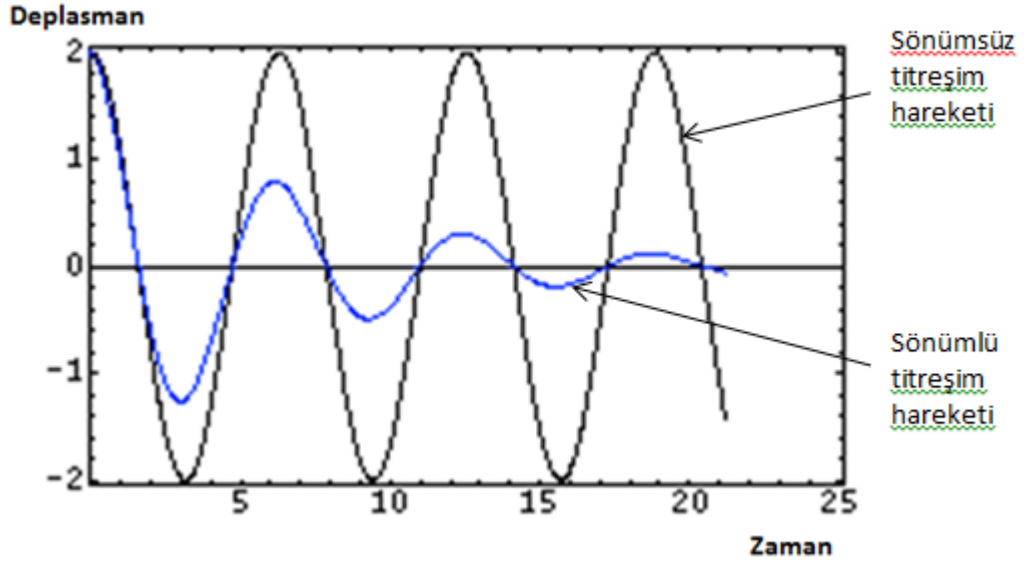
Bir sistemin titreşim sistemi olabilmesi için kütle ve yayın olması şarttır. Buna karşılık sönüm ve dış kuvvetin varlığı ya da yokluğu sistemin niteliğini belirler.

Sönüm ve kuvvetin durumuna göre titreşim hareketi;

- Sönüm varsa sönümlü titreşim, yoksa sönümsüz titreşim,
- Kuvvet varsa zorlanmış titreşim, yoksa serbest titreşim adını alır.

Şekil 3.1’de görülen titreşim sisteminde kütle kinetik enerjiyi, yay ise potansiyel enerjiyi depo eder. Titreşim; potansiyel enerji ve kinetik enerji arasında enerji dönüşümü ile oluşmaktadır. Salınım sırasında sistemden enerji alarak hareketi

yavaşlatan ve sonunda sistemi durduran elemana sönümleyici denir (Çay, 2006). Bu eleman viskoz sönüm elemanı olabileceği gibi sistemin hareketini yavaşlatıp durduran farklı elemanlar da olabilir. Örneğin hava, titreşim hareketi yapan sistem üzerinde sürtünmeden dolayı sönüm etkisi oluşturur. Sönümlü ve sönümsüz titreşim hareketi grafikleri Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



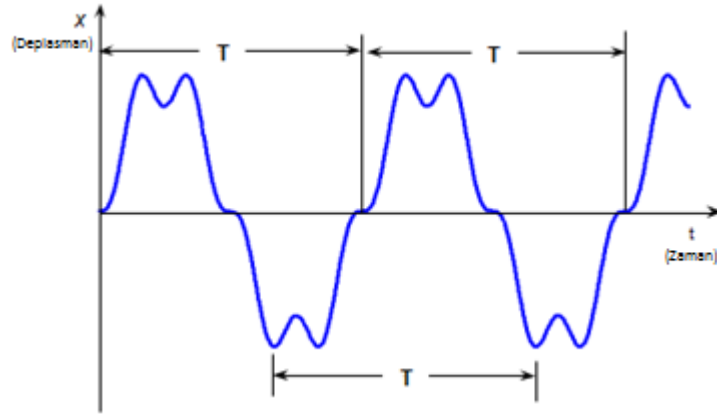
Şekil 3.2: Sönümlü ve sönümsüz titreşim hareketinin grafikleri

Titreşim hareketi genel olarak, periyodik ve random (rastgele) titreşim hareketi olmak üzere iki sınıfa ayrılır. Periyodik titreşim hareketi belirli bir sürede aynen veya kısmen tekrar etme özelliğine sahiptir. Random titreşim hareketi ise, zamanla tekrarlanabilme özelliğine sahip değildir. Titreşim hareketinin meydana geldiği doğrultu veya eksen sayısı serbestlik derecesi olarak adlandırılır. Uygulamada bir titreşim hareketi pek çok doğrultu veya ekseninde meydana gelebilir. Bu yüzden titreşim hareketi üç doğrusal eksen (x , y ve z) ve üç açısal doğrultu (r_x , r_y ve r_z)’da ölçülür (Çay, 2006; Anonymous, 1997).

3.1.1 Periyodik Titreşim Hareketi

Sistemin hareketini tanımlayan parametrenin T aralıklarında kendisini tekrarladığı titreşim hareketidir. T bir tam titreşimin gerçekleşme süresidir ve periyot

olarak adlandırılır. Birimi saniye olarak ölçülür. Periyodik titreşim hareketine ait bir grafik Şekil 3.3’de gösterilmiştir.

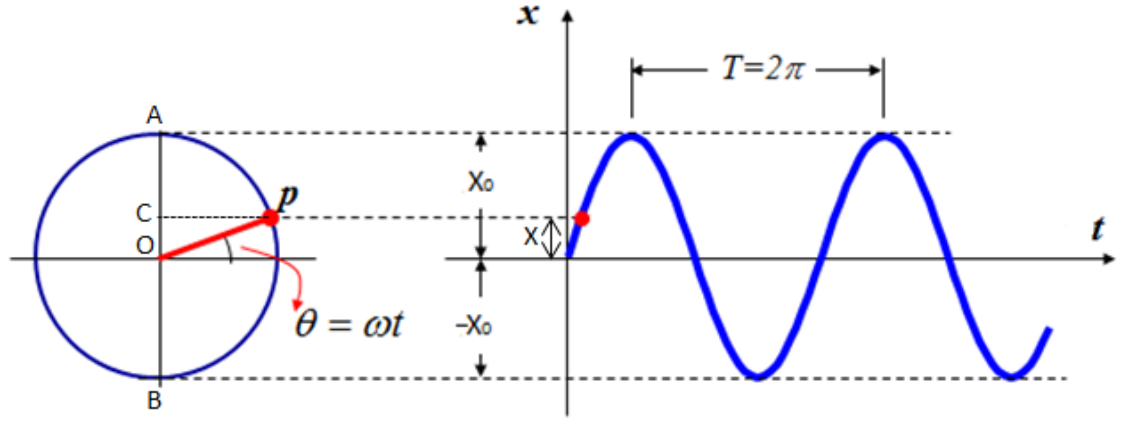


Şekil 3.3: Periyodik titreşim hareketi

$$x(t) = x(t + k * T) \quad k = 1, 2, 3 \dots \dots \quad 3.1$$

3.1.1.1 Basit Harmonik Titreşim Hareketi

Sistemin hareketini tanımlayan parametrenin zamanın harmonik bir fonksiyonu olarak değiştiği titreşim hareketidir. Harmonik titreşim, hareketi en basit periyodik titreşim hareketidir. Oluşan bütün harmonik titreşimler periyodiktir ancak bunun tersi her zaman olmayabilir. Bir kütle ve bir yaydan oluşan bir titreşim sisteminin hareketi, zaman ile sinüzoidal olarak değişen basit harmonik hareket ile temsil edilebilir. Şekil 3.4’de basit harmonik titreşim hareketinin grafiği gösterilmiştir. Nitekim Şekil 3.4’de gösterilen hareket harmonik ve periyodik olmasına rağmen Şekil 3.3’de gösterilen hareket periyodiktir fakat harmonik hareket değildir.



Şekil 3.4: Basit harmonik titreşim hareketi

Denklemden belirtilen X_0 maksimum yer değiştirme genliğini ifade eder. Şekil 3.4'te görülen P noktası, yarıçapı AO olan dairesel bir yörüngede O noktası etrafında sabit bir ω açısal frekansı ile dönmektedir. C noktası AB çapı üzerinde P noktasının izdüşümüdür. Hareket, zaman düzleminde incelendiğinde X_0 uzunluğu sinüzoidal titreşim hareketinin tepe genliğidir. C noktasının O noktasına olan uzaklığı x olup t anındaki yer değiştirme miktarını verir. θ açısı ise zamanla değişir ve değeri $\theta = \omega t$ ifadesi ile bulunur. Buna göre harmonik harekette t anındaki yer değiştirme miktarı;

$$x(t) = X_0 * \sin(\omega t) \quad 3.2$$

denklemleri ile hesaplanabilir. Sinüzoidal hareketin hızı ve ivmesi ise 3.2'de verilen denklemin sırasıyla birinci ve ikinci türevine eşit olur.

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = \omega * X_0 * \cos(\omega t) \quad 3.3$$

$$a(t) = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = -\omega^2 * X_0 * \sin(\omega t) \quad 3.4$$

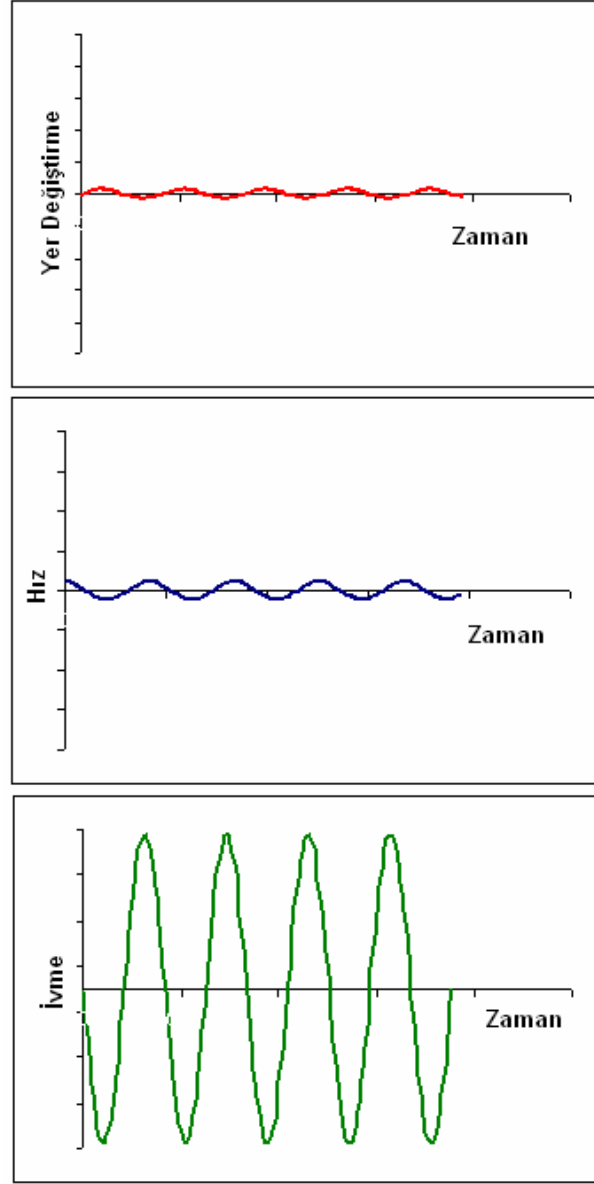
Yukarıdaki eşitliklerde;

$x(t)$: Kütlenin t anındaki yer değiştirme miktarını (m),

$v(t)$: Kütlenin t anındaki hızını (m/s),

$a(t)$: Kütlenin t anındaki ivmesini (m/s^2) verir.

3.2, 3.3 ve 3.4 eşitlikleri ile elde edilen yer değiştirme, hız ve ivme dalgaları şekil 3.5'te gösterilmiştir.

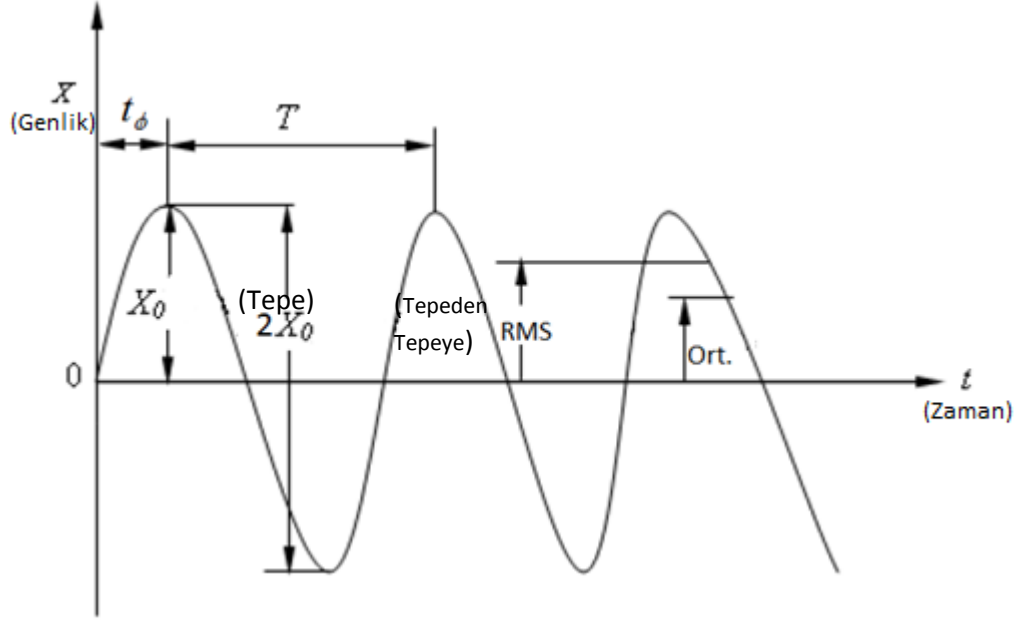


şekil 3.5: Yer değiştirme, hız ve ivme dalgaları (Çay, 2006)

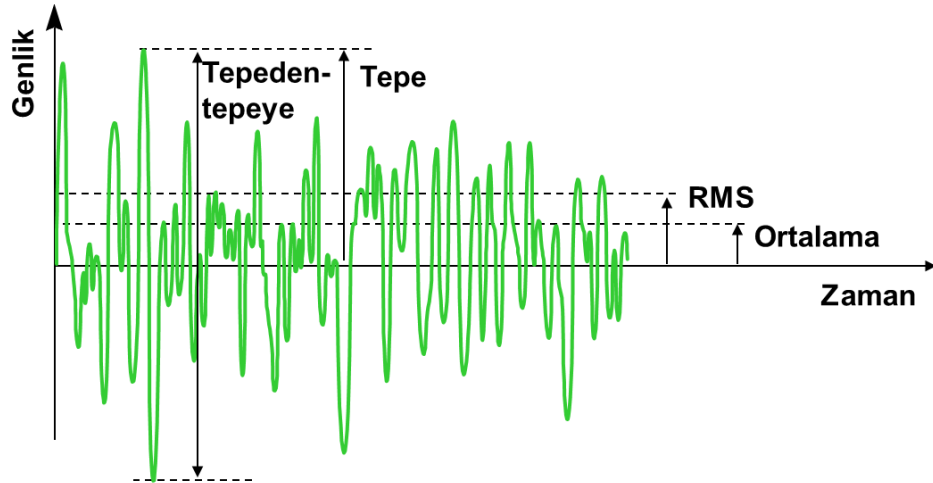
Titreşimin oluşması için gereken kuvvetlerin büyüklüğü, titreşimin şiddetini ifade eder. Titreşimi oluşturan kuvvetler ne kadar büyük olursa yer değiştirme miktarı yani titreşimin genliği de o derece büyük olur.

Bir titreşim hareketinin nicelikleri; yer değiştirme (x), hız (v) ve ivme (a)'dir. Titreşimin ölçümünde ve ölçümün değerlendirilmesinde bu niceliklerin şekil 3.6 ve şekil 3.7 üzerinde gösterilen parametreleri kullanılır. Titreşimle ilgili parametrelerin

sinüzoidal titreşim grafiği üzerinde gösterimi Şekil 3.6’da ve sinüzoidal olmayan titreşim grafiği üzerinde gösterimi Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Titreşim hareketinde titreşimi belirleyen başlıca parametreler periyot (T), frekans (f), dairesel frekans (ω), faz (ϕ) ve yer değiştirme genliği (X)’ dir.



Şekil 3.6: Titreşimle ilgili parametrelerin sinüzoidal titreşim grafiği üzerinde gösterimi



Şekil 3.7: Titreşimle ilgili parametrelerin sinüzoidal olmayan titreşim grafiği üzerinde gösterimi

3.1.1.1.1 Periyot (T)

Titreşim hareketinin kendini tekrar ettiği zaman aralığına yani titreşim hareketinin bir tam tekrarının gerçekleşme süresine periyot denir. Birimi saniyedir.

3.1.1.1.2 Frekans (f)

Titreşimin birim zamanda tekrarlanma sayısına frekans denir. Periyot ve frekans kavramları titreşim analizinde temel iki kavramdır. Frekans, iki şekilde ifade edilebilir:

- Titreşimin bir saniye süre içerisindeki tekrarlanma sayısıdır ve birimi Hertz (Hz)'dir.
- Titreşimin bir dakika süre içerisindeki tekrarlanma sayısıdır ve birimi RPM (revolution per minute)'dir. $RPM/60=Hz$ olarak dönüşüm yapılabilir.

Periyot ve frekans tanımlarından yola çıkıldığında, periyot ve frekans arasında matematiksel olarak;

$$f = \frac{1}{T} \quad 3.5$$

bağıntısı bulunmaktadır.

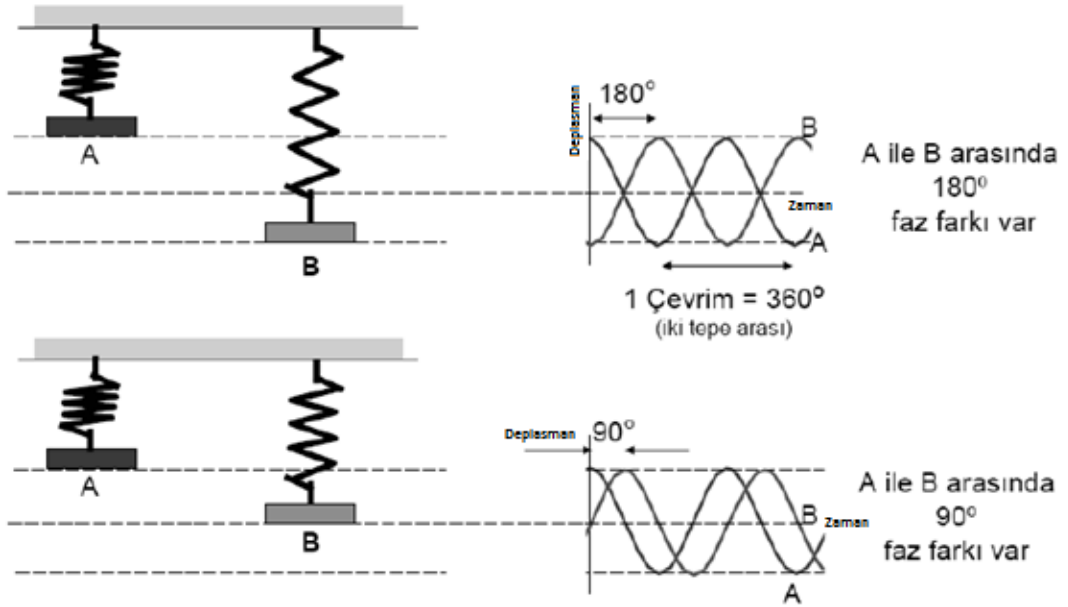
3.1.1.1.3 Açısal Frekans (ω)

Dönme hareketi yapan bir cismin birim zamanda aldığı yolun radyan cinsinden değerine açısal frekans denir. Birimi rad/s'dir ve $\omega=2\pi f$ ile ifade edilir (Karahan, 2005).

3.1.1.1.4 Faz (ϕ)

Şekil 3.8'de görüldüğü üzere referans ya da başlangıç miktarına bağlı olarak iki olaydan birinin diğerine göre daha önce ya da daha sonra meydana gelmesidir. Birimi açı birimi olan derece veya radyandır. Derece olarak 0° ile 360° derece arasında, radyan olarak ise de 0 ile 2π arasında değişen değerler alır. Dönen cisimlerde faz açısı hesaplaması yapılırken referans noktasından itibaren dönüş

yönünün tersi pozitif yön olarak kabul edilir. Faz açısı dengesiz bir rotorda veya milde yerleştirilecek kütlenin yerinin belirlenmesinde; dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik ve diğer makine arızalarının birbirlerinden ayırt edilmesinde çok önemli rol oynamaktadır (Orhan, 2002).



Şekil 3.8: Faz Farkının Şekil İle Gösterimi (Karahan, 2005)

3.1.1.1.5 Genlik

Genlik ifadesi titreşimin şiddetini ifade eder. Genlik, Şekil 3.6'da görülen grafik üzerinde sıfır noktası ile tepe noktası arasındaki mesafedir (X_0). Genlik birimi yer değiştirme, hız ve ivme birimlerinden bir tanesi olabilir. Titreşim genlik değeri; tepe değer, tepeler arası değer, RMS ve ortalama olmak üzere dört şekilde ifade edilebilir.

3.1.1.1.5.1 Yer Değiştirme

Bir kuvvetin etkisi altındaki kütlenin, sıfır noktasına veya belirli bir referans noktasına göre ötelenmesi sonucunda aldığı yola veya bu noktalara olan uzaklığına yer değiştirme denir. Birimi uzunluk boyutunda olup m, mm veya mikron cinsinden ifade edilebilir. Titreşim ile geçen zaman arasındaki bağıntı 3.2 denkleminde verildiği gibidir.

$$x(t) = X_0 * \sin(\omega t)$$

Burada $x(t)$ kütlenin t anındaki yer değıştirme miktarını, X_0 ise en yüksek genlik değeriştir.

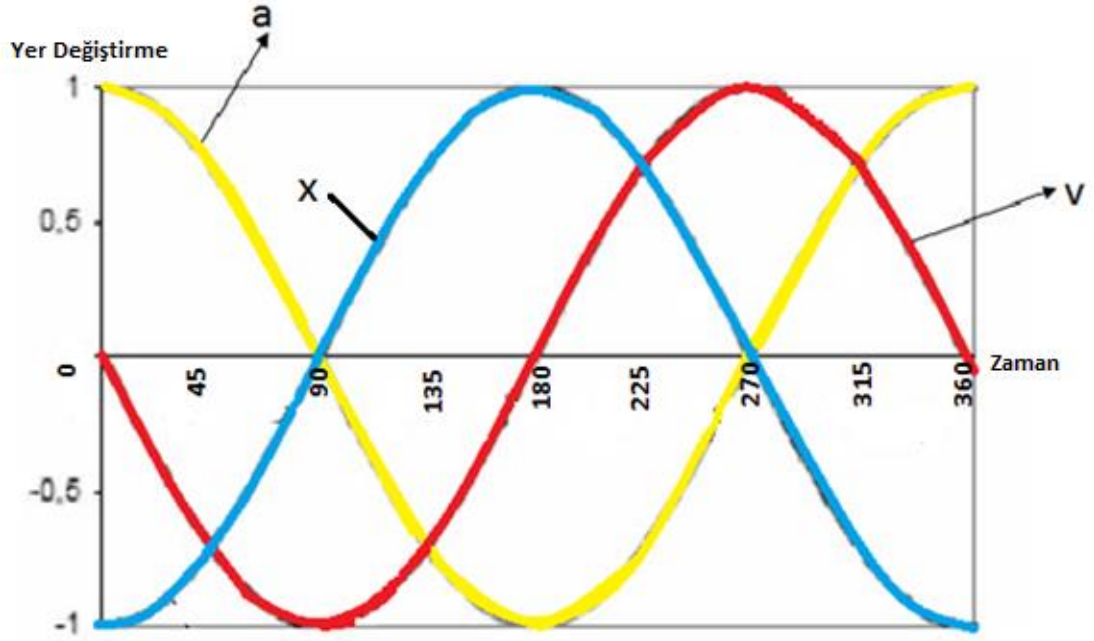
3.1.1.1.5.2 Hız

Bir kuvvetin etkisi altındaki kütlenin birim zamanda aldığı yoldur. Matematiksel olarak yer değıştirmenin zamana göre değışimidir. Birimi m/s'dir. Denklemi önceki bölümlerde 3.3 numaralı denklem ile gösterilen denklemdir.

3.1.1.1.5.3 İvme

Hızda birim zamanda meydana gelen değışimdir ve hız denkleminin zamana göre türevinin alınması ile elde edilir. Birimi m/s²'dir. Denklemi önceki bölümlerde 3.4 numaralı denklem ile gösterilen denklemdir.

Yukarıda belirtilen üç ifade yani yer değıştirme, hız ve ivme genlik birimi olarak ifade edilir. Şekil 3.9'da harmonik hareket eden bir cismin yer değıştirme, hız ve ivme grafikleri görölmektedir. Şekilde göröldüğü gibi hız, konumu 90⁰ gecikme ile; ivme de konumu 180⁰ gecikme ile takip eder.

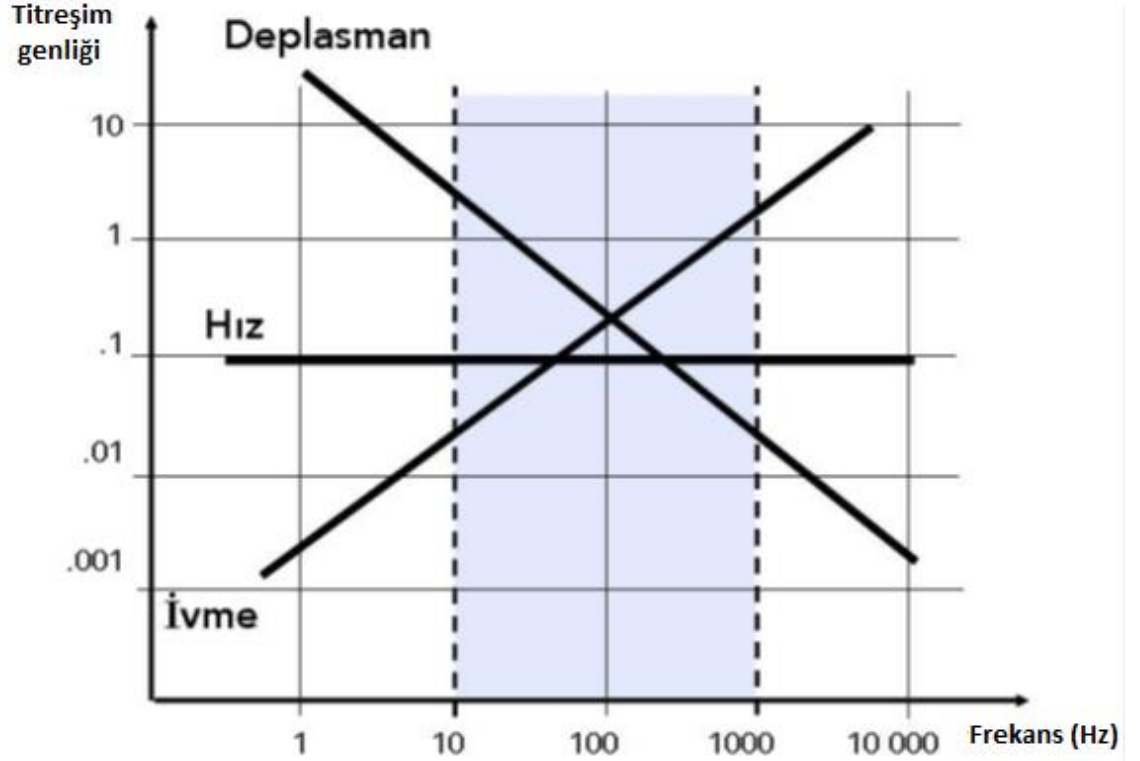


Şekil 3.9: Harmonik hareket yapan bir cismin yer değiştirmesi, hızı ve ivmesi arasındaki ilişki

Titreşim ölçümlerinin yapılması sırasında birim olarak hangi ifadenin seçilmesi gerektiğine karar vermek önemlidir. Yer değiştirme, hız ve ivme ile yapılan ölçümlerin kendilerine özgü avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır (Karadayı, 2011). Ölçümde hangi birimin kullanılacağı kararının verilebilmesi için ölçüm yapılacak makinenin çalışma koşulları bilinmelidir. Eğer bir milin titreşim ölçümü yapılacaksa milin devrine göre yani Hz değerine göre karar verilir. Şekil 3.10 bu durumu iyi bir şekilde açıklamaktadır.

Şekil 3.10'da görüldüğü üzere titreşim ölçümü yapılırken genlik birimi olarak deplasman, k düşük devirli makinelerde kullanılmalıdır. Yani 10 Hz' den düşük devirli (600 d/d) makinelerde kullanılmalıdır. Çünkü düşük devirli makinelerde vibrasyon enerjisinin büyük bir kısmı düşük frekans bölgesinde bulunur. Ölçümlerde genlik birimi olarak ivmenin kullanılması ise yüksek devirli makinelerde uygulanmalıdır. 1000 Hz ve üzeri devire sahip makinelerde ivme kullanılırsa yorum yapabilmek kolaylaşır. Hız ise şekil 3.10'da da görüldüğü üzere daha geniş bir frekans aralığında kullanılabilir ve verimli sonuçlar verir. Hız, birçok ölçümde kullanılabilecek bir genlik birimidir. Titreşim ölçümleri sırasında hangi birimi kullanarak ölçüm yapacağımızı bilmek önemlidir. Buna uygun hareket edilmediği zaman sağlıklı ölçüm verileri almak ve buna bağlı olarak da doğru analizler

yapabilmek mümkün olmayabilir. Aldığımız titreşim verileri ve bu verilere bağlı olarak da yapacağımız analizler yanıltıcı olabilir (Karadayı, 2011).



Şekil 3.10: Titreşim genliği-Frekans grafiği (Karadayı, 2011)

Titreşim ölçümünde genlik birimi olarak kullanılan bir diğer ölçü birimi ise desibel (dB)'dir.

3.1.1.1.5.4 Desibel (dB) Ölçeği

Titreşimlerin bir frekans spektrumu üzerinde sayısal olarak değerlendirilmeleri gerekmektedir. Fakat bazı frekanslardaki titreşimler diğerlerinin binlerce katı mertebesinde olabilmektedir. Bu kadar geniş bir aralığı basit sayılarla kapsamak ve frekans spektrumunda bütün ayrıntıları elde etmek hemen hemen imkânsız olmaktadır. Bu durumdan kurtulmanın en güzel yolu logaritmik ölçek kullanmaktır. Desibel, iki genlik oranının 10 tabanına göre logaritmasının 20 katı olarak tanımlanmaktadır. Örneğin x rasgele bir deplasman değerini, X_0 ise bir referans deplasman değerini göstermek üzere;

$$dB = 20 \log(x/x_0)$$

3.6

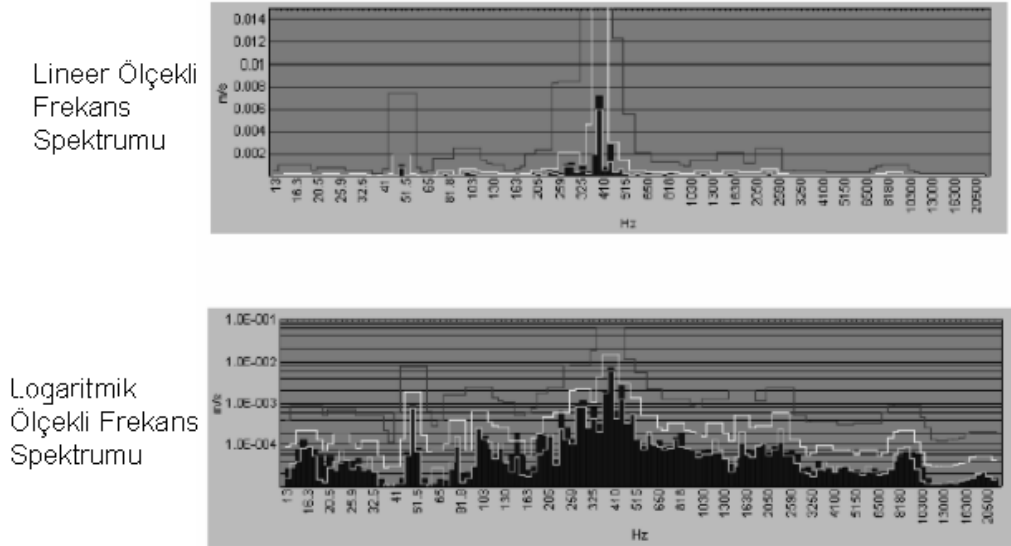
tanımını yapmak mümkündür. Aynı ifade hız ve ivme içinde yazılabilir. Desibel ölçeği kullanılırken referans değerlerinin belirtilmesi unutulmamalıdır. Referans değerlerinin seçimi keyfî olarak yapılabilir. Ancak uluslararası standartlarda tavsiye edilen referans değerlerinden bazıları şöyledir (Karahan, 2005):

İvme için : $10^{-6} m/s^2$,

Hız için : $10^{-9} m/s$,

Kuvvet için : $10^{-6} N$

Titreşim büyüklüğündeki 2 kat artış desibel ölçeğine 6 dB, 10 kat artış ise 20 dB lik artışlar olarak yansır. Desibel ölçeğini kullanmakla bütün frekanslardaki artışların genlik ölçeğine aynı oranlarla aktarılması sağlanmış olur. Şekil 3.11.'de lineer ve logaritmik ölçekli frekans spektrumları karşılaştırılmıştır. Logaritmik ölçekte alçak tepe noktalarının daha belirgin olduğu ve birçok ayrıntıyı grafik üzerinde ortaya çıkardığı görülmektedir (Karahan, 2005).



Şekil 3.11: Lineer ve logaritmik ölçekli frekans spektrumlarının karşılaştırılması (Karahan, 2005)

3.1.1.1.5.5 Tepe Değer (X_0)

Genlik-zaman grafiğinde sıfır noktasından tepe noktasına kadar olan uzaklığı yani titreşim sinyalinin ulaştığı maksimum değeri ifade eder.

3.1.1.1.5.6 Tepeler Arası Değer ($2X_0$)

Titreşim sinyalinin maksimum tepe noktasından minimum tepe noktasına kadar aldığı değeri yani pozitif ve negatif yöndeki maksimum titreşim arasındaki mesafeyi ifade eder.

3.1.1.1.5.7 RMS (Root Mean Square-Kök)($X_{kök}$)

Bir sinyalin t_1 - t_2 zaman aralıklarında aldığı değerlerin karelerinin ortalamasının kareköküdür.

3.1.1.1.5.8 Ortalama (X_{ort})

Bir sinyalin t_1 - t_2 zaman aralıklarında aldığı değerlerin aritmetik ortalamasıdır.

Tepe değer, tepeler arası değer, RMS ve ortalama kavramları Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de gösterilmiştir.

Daha önce de bahsedildiği üzere titreşim genlik değerinin birimi yer değiştirme, hız, ivme, desibel birimlerinden birisi olabilir. Genlik değerlerinin hesaplanması ve birbiri içinde dönüşümü aşağıdaki şekilde yapılabilir:

$$x_{ort} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad 3.7$$

$$x_{kök} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad 3.8$$

$$x_{ort} = 0.637 * X_0 \quad 3.9$$

$$x_{ort} = 0.9 * x_{kök} \quad 3.10$$

$$X_0 = 1.57 * x_{ort} \quad 3.11$$

$$x_{kök} = 1.11 * x_{ort} \quad 3.12$$

Sinüzoidal bir harekette ise;

$$x_{ort} = 0.5 * X_0 \quad 3.13$$

$$X_0 = \sqrt{2} * x_{kök} \quad 3.14$$

$$x_{kök} = 0.707 * X_0 \quad 3.15$$

bağıntıları bulunmaktadır.

Tepe faktörü ya da amplitüd faktörü ise şu formülle hesaplanır:

$$Amplitüd\ faktörü = \frac{X_0}{X_{kök}} \quad 3.16$$

Yukarıdaki niceliklerden kök (RMS) değeri ($X_{kök}$) en geçerli ölçüm parametresidir. Çünkü doğrudan doğruya titreşim hareketinin enerji içeriği hakkında bilgi verir ve dolayısıyla da titreşimin zarar verme etkisi hakkında bilgi edinilmiş olunur (Anonymous, 1982).

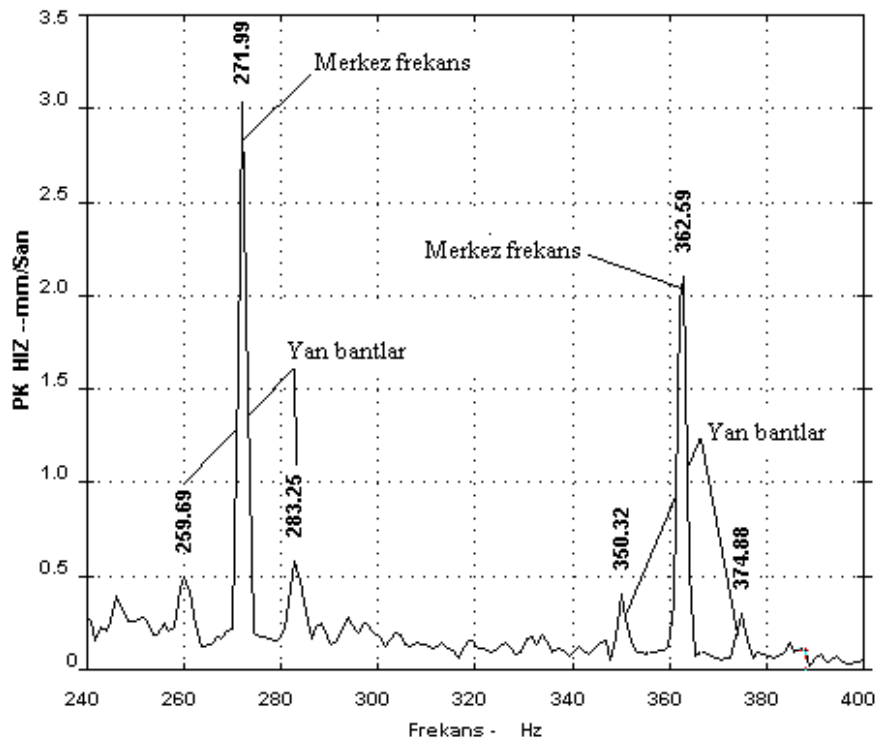
3.1.1.1.6 Harmonik

Temel frekansın tamsayı katlarına sahip titreşim sinyallerine temel frekansın harmonikleri adı verilir. 1x, 2x..... şeklinde gösterilebildikleri gibi dönme hızının katları olarak da ifade edilebilirler. 1x RPM gibi. Bu gösterim şekillerinden birinci harmonik, ikinci harmonik şeklinde de bahsedilir. Alt harmonikler, 0.5x şeklinde belirtilirken ara harmonikler ise 1.5x, 2.5x şeklinde ifade edilir (Karahan, 2005).

3.1.1.1.7 Yan Bant

Titreşim ölçüm grafiğinde merkez frekansın sağ ve sol yanında eşit olarak yerleşmiş frekans bileşenleridir (Şekil 3.12.). Pratikte ise makine veya makine elemanlarının genelde simetrik olmamalarından dolayı yan bantlar merkez frekansa

göre nadiren simetrik oluşurlar. Merkez frekans, taşıyıcı frekans olarak adlandırılır. Dişli kavrama frekansı, rulman bilye geçiş frekansı katları, makina veya yapının rezonans frekansı veya ivme ölçerin rezonans frekansı taşıyıcı frekans olabilir. Yan bantlar modülasyon frekansı olarak da adlandırılır. Çünkü modülasyon frekansı bir sinyalin modülasyonu sonucu oluşur. İki çeşit modülasyon vardır: Genlik ve frekans modülasyonu. Genlik modülasyonu; sabit bir frekans sinyalinin genliğindeki değişimdir. Frekans modülasyonu ise sabit bir genlik sinyalinin frekansındaki değişimdir. Genel olarak genlik modülasyonu yükleme şartlarındaki değişimle birlikte olur. Frekans modülasyonu ise hızdaki değişimle birlikte oluşur. Rulmanlı yataklarda genlik modülasyonu oluşur. Dişlilerde, yan bantlar mil dönme hızında ve onun harmoniklerinde oluşur. Eksantrik dişli, eğik ya da ekseni kaçık mil üzerinde dişli olması durumunda kavrama oluştuğunda genlik modülasyonları olur. Bu durumda dişleri periyodik olarak kavramaya sokan kuvvetten dolayı tekrarlayıcı yükleme olur. Milin her dönüşünde bir kez minimum ve maksimum kavrama kuvveti oluşur. Eksantriklik artınca yan bant genlikleri de artar (Karahana, 2005; Orhan, 2002).



şekil 3.12: Yan bant oluşumu (Orhan, 2002)

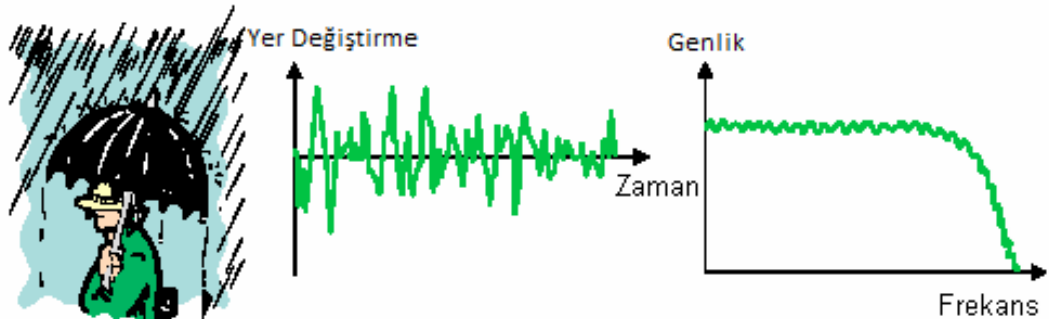
Yan bant f_1 frekanslı bir sinyalin f_2 frekanslı diğer bir sinyal tarafından modülasyona uğratılması sonucu oluşur. Örneğin $\cos(2\pi f_1)$ periyodik sinyali $\cos(2\pi f_2)$ sinyali tarafından modülasyona uğratılırsa ortaya çıkan yeni sinyal bu iki sinyalin çarpımından oluşacaktır. Trigonometrik bağıntılardan;

$$\cos(2\pi f_1) * \cos(2\pi f_2) = \frac{1}{2} [\cos(2\pi(f_1 + f_2)) + \cos(2\pi(f_1 - f_2))] \quad 3.17$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadeden de açıkça görüleceği gibi böyle bir sinyal $(f_1 + f_2)$ ve $(f_1 - f_2)$ frekanslarında iki tepe değere sahip olacaktır. Modülasyon etkileri, burada verilen örnekten çok daha karmaşık olduğu için genellikle modülasyona uğrayan frekansın sağ ve sol tarafında birçok yan bant oluşabilir (Karahan, 2005; Orhan, 2002).

3.1.2 Random Titreşimler

Mevcut olan tüm frekanslarda genlik ve faz ilişkileri gelişigüzel bir dağılım gösteren, zamana bağlı olarak özellikleri tekrarlanmayan titreşimlere random titreşimler denir. Random sinyaller, önceden tahmin edilemeyen anlık değerler şeklinde meydana gelen sinyaller ile karakterize edilebilir. Random titreşime yağmur damlalarının şemsiye üzerinde oluşturduğu hareket ve toprak, çukurlu yolda araç tekerleğinin yapmış olduğu hareket örnek olarak gösterilebilir. Şekil 3.13'te random titreşim frekans ve zaman düzleminde gösterilmiştir (Çay, 2006).



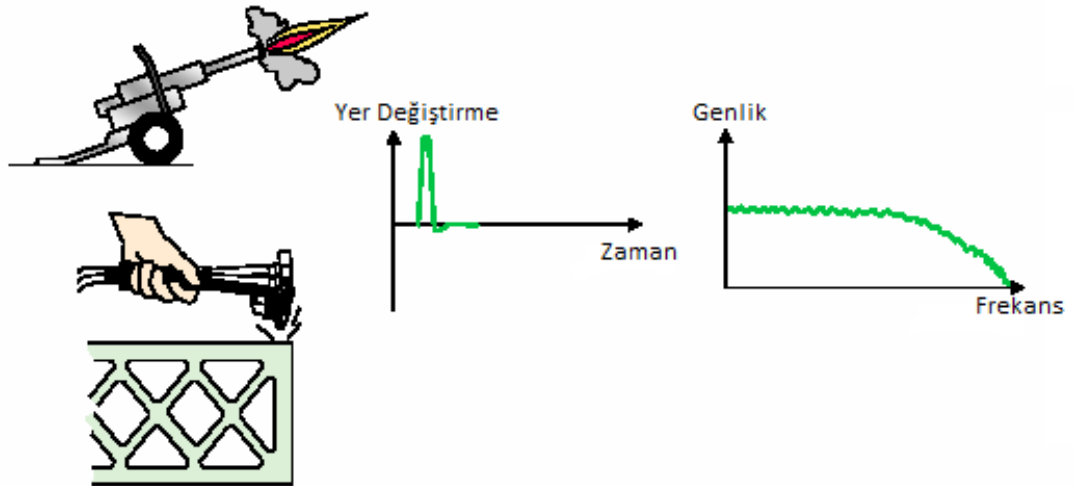
Şekil 3.13: Random titreşim sinyaline örnek ve random titreşim sinyalinin zaman ve frekans düzleminde gösterimi (Çay, 2006)

Şekil 3.13'ten de görülebileceği üzere, random titreşim sinyali, yağmur damlalarının şemsiye yüzeyine vurmasıyla oluşan çok sayıda anlık hareketin toplamı şeklindedir. Bu anlık değerlerin matematiksel hesaplamalar yapılarak önceden tahmin edilmesi imkânsızdır. Bununla birlikte random titreşim hareketi istatistiksel yöntemler kullanılarak tanımlanabilir (Çay, 2006).

Şekil 3.13'teki frekans spektrumuna bakıldığında random titreşim sinyallerinin periyodik titreşim sinyallerinden farklı olduğu görülür. Periyodik titreşim hareketinin frekans spektrumu kesikli bir yapı gösterirken random titreşim hareketi, belirli frekanslarda uzun süre yoğunlaşmayan sürekli bir frekans spektrumuna sahiptir (Çay, 2006). Günlük yaşamda karşılaşılan titreşimlerin büyük çoğunluğu random titreşim sinyalleridir.

3.1.3 Şok

Patlama, çarpışma, sistemden kaynaklanmayan ani vuru ve darbe gibi dış etkiler nedeniyle oluşan ani enerji boşalmasına mekanik şok denir. Çeşitli dış etkiler nedeniyle oluşan şok sinyali ve spektrumuna ait bazı örnekler Şekil 3.14'de görülmektedir (Çay, 2006).



Şekil 3.14: Şok sinyali örnekleri ve şok sinyalinin zaman ve frekans düzleminde gösterimi (Çay, 2006)

Şekil 3.14'ten de görüleceği üzere şok sinyali birçok frekans içerir. Eğer şok sinyali sonsuza kadar devam eden bir hareket olsaydı random titreşim hareketinin

spektrumu gibi kesiksiz, sürekli bir frekans spektrumuna sahip olurdu. Ancak şok titreşimi anlık bir hareket olup, frekans spektrumu belirli bir band genişliği ile sınırlı olmaktadır (Çay, 2006).

3.1.4 Rezonans

Periyodik bir kuvvetin etkisi altındaki bir sistem, salınımlar sergiler ve eğer uygulanan kuvvetin frekansı sistemin doğal frekansına eşit ise, bu salınımların genliği artma eğilimine girer. Sonuç olarak sistem, belli bir genlikten sonra bütünlüğünü veya bulunduğu durumu koruyamaz duruma gelir ve dağılır veya bozunur. Bu olaya rezonans denir.

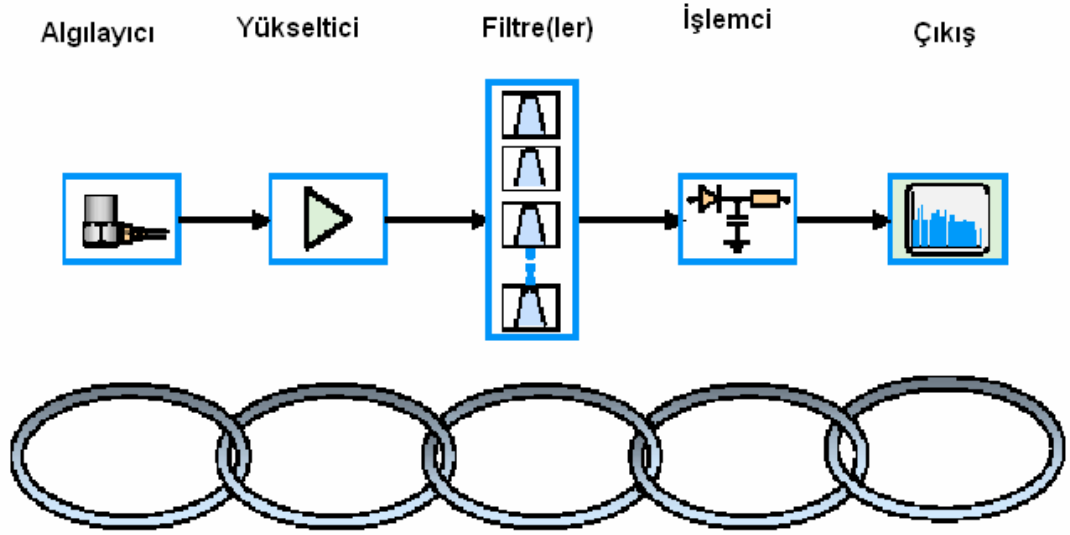
Eğer kütle ve yayı enerji depolama elemanları olarak düşünürsek rezonans olayını anlamak oldukça kolaylaşmaktadır. Kütle kinetik enerji depolarken yay ise potansiyel enerji depolar. Bir kütle ve yay bir kuvvet uygulamak bir çocuğu salıncakta sallamaya benzer, eğer daha yükseğe sallamak istiyorsanız doğru zamanda itirmek zorundasınız. Salıncak örneğinde olduğu gibi daha büyük bir hareket elde etmek için uygulanan kuvvetin illa ki çok yüksek olması gerekmemektedir. Bu itmeler sadece enerjinin sistemin içine eklenmesini sağlar.

Sönüm elemanı ise enerji depolamak yerine enerjiyi harcar. Sönüm kuvveti hızla orantılı olduğundan, hareket büyüdükçe enerji daha fazla sönümlenir. Böylece sönüm elemanı tarafından sönümlenen enerji ile kuvvet tarafından beslenen enerjinin eşit olduğu bir noktaya ulaşılır. Bu noktada sistem kendi maksimum genliğine ulaşır ve uygulanan kuvvet aynı kaldığı sürece bu genlikte titremeye devam eder. Eğer hiç sönüm yoksa enerjiyi yutulmaz ve hareket teorik olarak sonsuza gider. Bu şekilde sistem rezonansa girmiş olur.

3.2 Titreşim Ölçümü

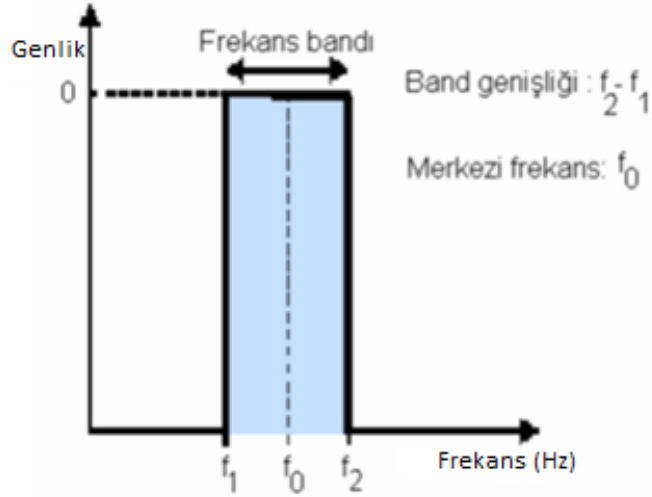
Literatürde titreşim ölçüm zinciri olarak da bilinen ve titreşim ölçümü için minimum ekipmanları gösteren sistem Şekil 3.15’de gösterilmiştir. Titreşim ölçüm sistemi; algılayıcı, yükseltici, filtre, işlemci ve çıkış elemanlarından oluşmaktadır. Bir titreşim ölçüm sisteminde algılayıcı olarak deplasman, hız ve ivme sensörleri

kullanılabilir. Rahatsız edici en büyük genliğin ivme olmasından dolayı titreşim ölçümünde genellikle ivme ölçülür ve ivme ölçer kullanılır (Çay, 2006).



Şekil 3.15: Titreşim ölçüm zinciri (Çay, 2006)

Titreşim ölçüm zincirinde yükseltici ve filtre çok önemli elemanlardır. Sistemde kullanılan yükseltici, algılayıcıda volta dönüştürülen ve milivoltlar (mV) seviyesinde olan titreşim sinyallerini sistemin algılayacağı seviyelere kadar yükseltir. Filtre elemanı ise ivmeölçerden gelen gürültü ve istenmeyen sinyalleri sönümler. Eğer sistemde filtre kullanılmamışsa veya uygun filtre seçilmemişse, ölçüm sonuçları hatalı olur. Titreşim ölçümünde istenmeyen sinyalleri filtrelemek için kullanılan filtrelere band geçiş filtreleri adı verilir. Band geçiş filtresi, seçilen bir band genişliği içindeki sinyallerin geçmesine izin verir. Band genişliğinin dışında kalan frekanslardaki sinyalleri ise sönümler. Bir band geçiş filtresi Şekil 3.16'da gösterilmiştir (Çay, 2006).



Şekil 3.16: Band geçiş filtresi (Çay, 2006)

Algılayıcı tarafından alınan elektriksel sinyaller yükselticiden ve filtreden geçerek işlemciye iletilir. İşlemci, titreşim ölçümü için tasarlanmış donanım ve yazılımdan oluşur. İşlemcide değerlendirilen sinyaller son olarak ise bir titreşim ölçüm cihazının ekranına yansır veya bir yazıcı ile ölçekli kâğıtlara yazdırılır. Bu şekilde ölçülen titreşim değerleri ergonomik ve konstrüktif gereksinimlere uygun olarak hazırlanmış uluslararası standart ve geçerliliği ispatlanmış yöntemler kullanılarak değerlendirilir (Çay, 2006).

3.2.1 Titreşim Ölçümünde Kullanılan Sensörler

Bir sistemdeki ya da makinedeki titreşimin ölçülebilmesi için ölçüm yapılacak makinenin veya sistemin gövdesi üzerine ve bağlantı yerlerine en yakın noktalara transducer yani algılayıcılar takılır. Algılayıcılar, bağlı oldukları sistemden aldıkları titreşim enerjisini elektrik enerjisine ya da voltaja çevirirler. Titreşim ölçümünde, ölçüm sensörü seçilirken Şekil 3.10 göz önüne alınmalıdır. Ölçüm yapılacak titreşim sinyalinin büyüklüğüne göre sensör seçimi yapılır.

Titreşim ölçümünde temel üç parametre bulunmaktadır. Bunlar titreşimin deplasmanı, hızı ve ivmesi olup birbirleri arasında daha önceki bölümlerde bahsettiğimiz basit ilişki vardır. Eğer belirli bir frekanstaki ivme değeri biliniyor ise, hız ve deplasman kolayca bulunabilir. Bunun için gerekli olan integrasyon, elektronik olarak kolayca gerçekleştirilmektedir. Fakat elektronik olarak

deplasmandan türev yoluyla hız ve ivmenin bulunması bir takım kararsızlıklara yol açtığından dolayı kullanılmamaktadır (Karahana, 2005).

3.2.1.1. Deplasman Sensörleri

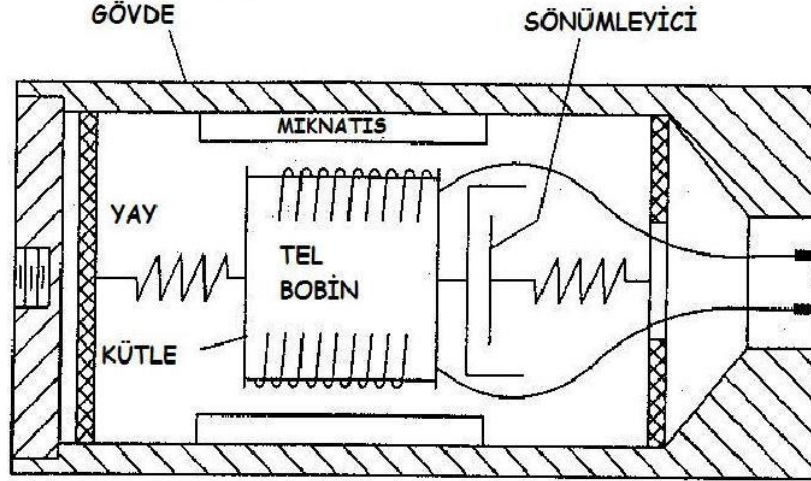
Deplasman sensörleri, hız ve ivme sensörleri gibi mutlak olarak titreşim değerini ölçmeyip ölçümü yapılan sistemin denge noktasına göre olan yer değişimlerini ölçerler. Örneğin bir mildeki titreşimin deplasman sensörü kullanılarak ölçülmesi durumunda özel ucu sayesinde mili görecekte şekilde sabitlenen sensör, ucundaki manyetik alan değişimlerini algılayarak milin titreşim bilgisini verir ve deplasman biriminde ölçüm alır (Karadayı, 2011).

Mekanik sistemlerin işeyişi gereği büyük deplasmanlar küçük frekanslarda meydana gelir. Dolayısıyla da deplasman ölçümleri bize çok sınırlı bilgiler verir. Yüksek frekanslardaki değişimleri ise ancak ivme ölçümleriyle izlemek mümkündür. Dönen bir makinadaki dengesizlik şaftın dönme frekansında nispeten büyük yer değişimlerine yol açar. Deplasman ölçümleri bu tip çalışma koşullarındaki titreşim ölçümleri için yararlı olabilir (Karahana, 2005).

3.2.1.2 Hız Sensörleri

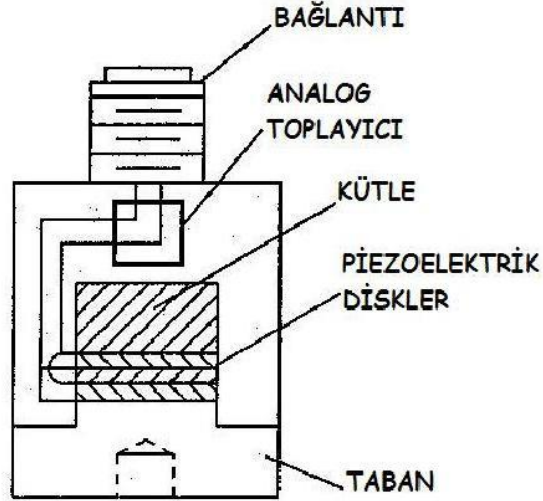
Sistemin hızına göre ölçüm alan sensörlerdir. Bu tip sensörlerde ölçüm, sensör içinde bulunan yay ve damper ile modellenen mıknatıs kütlenin, ölçüm yapılacak sistemin gövdesi üzerine montaj yapıldığı yerdeki titreşime bağlı olarak yapılır. Bobin, oluşan manyetik alanın içerisinde hareket ettiğinde bobin uçları arasında gerilim oluşur ve akım cinsinden olan hareketliliği elektriksel sinyale çevirir (Karadayı, 2011).

Genel titreşim seviyesinin belirlenmesinde hız ölçümlerinden yararlanılır. Bunun en önemli sebebi hızın RMS değerinin titreşim enerjisi ile olan ilişkisi ve dolayısıyla da mekanik sistemde oluşabilecek hasarla olan ilişkisidir (Karahana, 2005).



Şekil 3.17: Sismik hız sensörünün şematik olarak gösterimi (Denli, 2007)

Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de gösterildiği gibi hız sensörlerinin sismik ve piezoelektrik olmak üzere iki çeşidi bulunur. Bu sensörler kullanım yerlerine ve ölçüm yapılacak makinenin frekansına göre farklı yerlerde kullanılırlar.



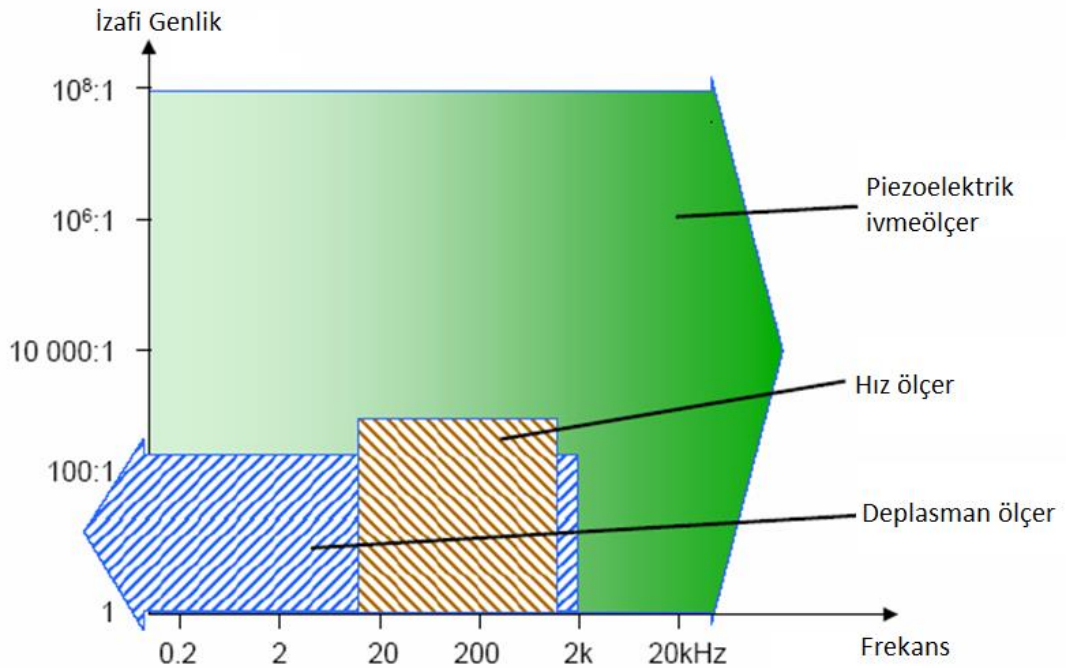
Şekil 3.18: Piezoelektrik hız sensörünün şematik olarak gösterimi (Denli, 2007)

3.2.1.3 İvme Sensörleri

Titreşim ölçümlerinde sıklıkla kullanılan transdüserler ivmeölçerlerdir. İvmeölçerler, üzerlerine uygulanan ivmeyle orantılı olarak elektrik sinyali üretirler. Nispeten zayıf ve milivoltlar seviyesinde olan bu sinyaller bir ön yükselticide

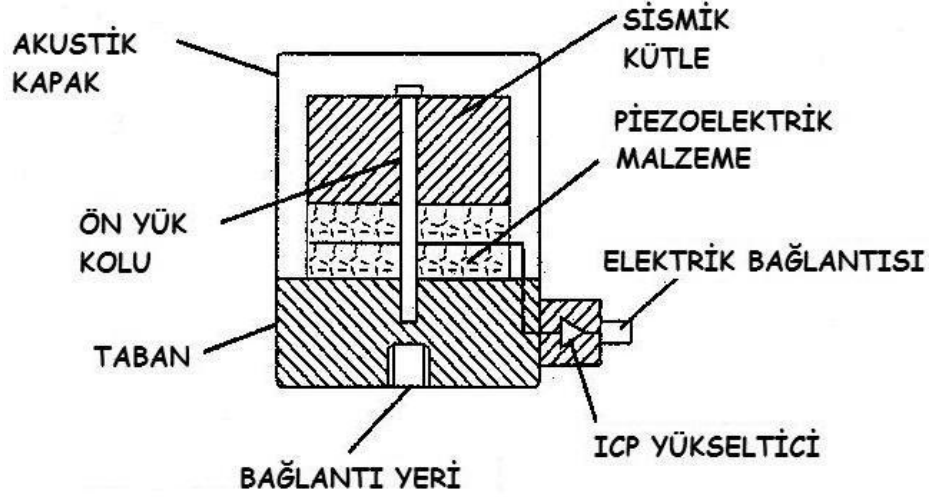
kuvvetlendirilir ve empedansları düşürülerek titreşim ölçüm ve analiz cihazına gönderilir. Bazı ivmeölçerlerde ön yükseltici ivmeölçerin içine yerleştirilmiş şekilde bulunmaktadır. Hız transdüserlerine göre boyutları oldukça küçük olan ivmeölçerlerin, çok geniş bir frekans aralığında kullanılabilmeleri ve oldukça geniş bir dinamik ölçüm merkezi sağlamaları vurgulanması gereken en önemli üstünlükleridir. Ayrıca çok sık bakım gerektirmemeleri ve hız sensörlerine göre daha az maliyetli olmaları da diğer transdüserlere göre avantajları arasındadır (Karahan, 2005). İvmeölçerlerin çalışmaları ve hassasiyetlerini gösteren bazı değerler bulunmaktadır. Bu değerler; voltaj hassasiyeti (mV/g), frekans (Hz) ve ivmeölçerin ağırlığıdır.

Yüksek frekanslı titreşimlerin ölçülmesi gereken yerlerde ölçüm parametresi olarak ivme alınır. Yüksek frekans bölgesinde deplasman ve hız relatif olarak düşük olup bu bölgelerde en anlamlı sonuçlar ivme ölçümüyle elde edilmektedir. Sonuç olarak Şekil 3.19’da görüldüğü üzere deplasman transdüserleri düşük frekans bölgesinde, hız transdüserleri orta frekans bölgesinde, ivme transdüserleri ise tüm frekans bölgelerinde çalışabilmektedir (Karahan, 2005).

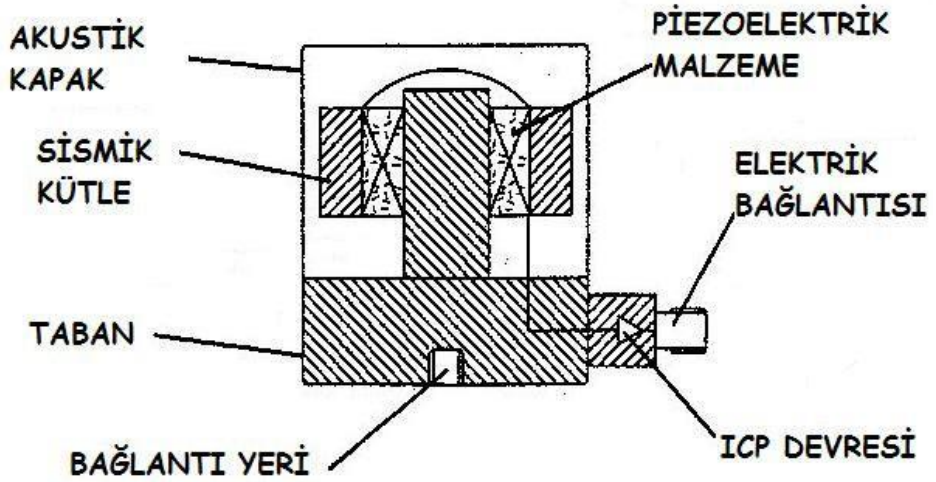


Şekil 3.19: Transdüserlerin çalışma aralığının şematik olarak gösterimi (Karahan, 2005)

Titreşim ölçümlerinde, günümüzde sıklıkla kullanılan iki çeşit ivmeölçer bulunmaktadır. Bunlar baskı tipi ve kaymalı tip olmak üzere adlandırılmaktadır ve Şekil 3.20 ile Şekil 3.21’de gösterilmiştir.



Şekil 3.20: Baskı Tipi İvmeölçerin Gösterimi (Karadayı, 2011)



Şekil 3.21: Kaymalı tip ivmeölçerin gösterimi (Karadayı, 2011)

3.2.1.3.1 İvmeölçerlerin Çalışma Prensibi

İvmeölçerlerde aktif ölçüm elemanları piezoelektrik elemanlardır. Bu elemanlar ivmeölçerin gövdesi ile sismik kütle arasında yay görevi yapmaktadır. İvmeölçer titreşim yaptığı zaman sismik kütlenin ivmesi ile kütlesi çarpımı kadar

kuvvet üretilir ve bu kuvvet kesme kuvveti yada bası kuvveti olarak piezoelektrik elemana etki eder. Piezoelektrik eleman ise uygulanan kuvvetle orantılı olarak bir elektrik şarjı üretir. Kütleler sabit olduğu için bu şarj ivme ile doğru orantılı olur. Sismik kütleler aynı genlik ve fazda çok geniş bir frekans aralığında hareket etmeye başlar ve böylece ivmeölçer, üzerine yerleştirilmiş olduğu yüzeyin titreşim ivmesi ile orantılı bir şarj üretmiş olur (Karahan, 2005).

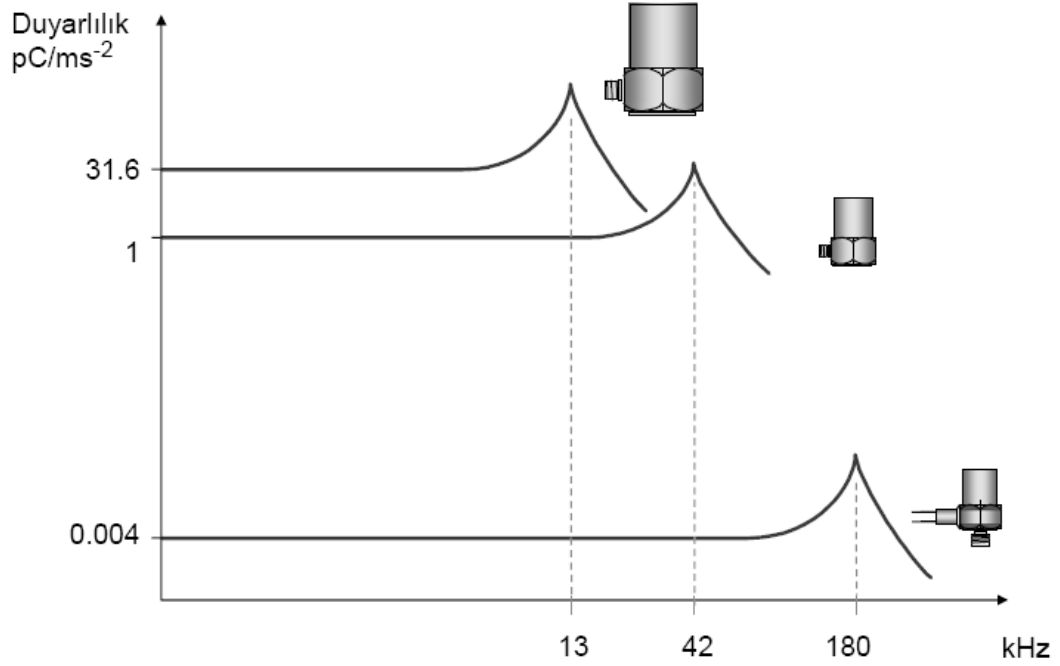
İvmeölçerlerin avantajları;

- Çok geniş bir frekans aralığında kullanılabilirler.
- Çok geniş bir dinamik ölçüm bölgesinde mükemmel lineer özelliğe sahiptirler.
- İvme sinyali elektronik olarak kolayca integre edilerek hız ve deplasman bilgisine dönüştürülebilir.
- Çok farklı koşullarda mükemmel doğrulukta titreşim ölçümleri yapmak mümkündür.
- Kendi kendilerine sinyal ürettikleri için dış güç kaynağına gereksinim yoktur.
- İçinde hareketli kısımları olmadığı için son derece dayanıklıdır.
- Titreşimlere karşı son derece duyarlıdır ve (duyarlılık / kütle) oranı yüksektir (Karahan, 2005).

3.2.1.3.2 İvmeölçerlerin Frekans Ölçüm Aralığı

İvmeölçerlerin frekansa bağlı olarak davranışı Şekil 3.22’de gösterilmiştir. İvmeölçerler ile yapılan ölçümler bu eğrinin lineer kısmıyla sınırlıdır. Şekildeki zirveler ivme ölçerlerin titreşim oluşturacak noktaya tutturulma şekline göre rezonans frekansını göstermektedir. İvmeölçerlerin rezonans frekansı ne kadar yüksek olursa frekans ölçüm aralığı da o kadar geniş olacaktır.

Titreşim ölçümleri için üst frekans sınırı olarak ivmeölçerlerin rezonans frekansının üçte biri kullanılır. Uygulamada kullanılan ivmeölçerlerin rezonans frekansı genellikle 10 kHz lik bir bölgede emniyetle ölçüm yapılacak şekilde tasarlanmaktadır. İvmeölçer kütlesi büyüdükçe hassasiyet artmakla beraber rezonans frekansı düşer. Bu durum ise ivmeölçerlerin frekans ölçüm aralığının küçülmesi anlamına gelir (Karahan, 2005).



Şekil 3.22: İvmeölçerlerin frekansa bağlı olarak davranışı (Karahana, 2005)

3.2.1.3.3 Sıklıkla Kullanılan İvmeölçer Tipleri

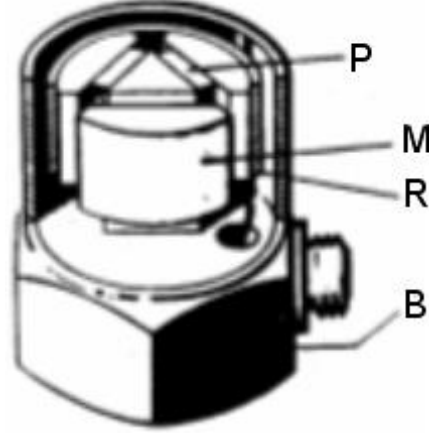
Pratikte genelde üç farklı mekanik tip ivmeölçer kullanılmaktadır. Bunlar; delta kayma tipi tasarımlı ivmeölçerler, düzlemsel kaymalı tasarıma sahip ivmeölçerler ve baskıda çalışan tip tasarıma sahip ivmeölçerlerdir.

3.2.1.3.3.1 Delta Kayma Tipi Tasarıma Sahip İvmeölçerler

Bu tip ivmeölçerlerde yay görevi gören üç adet piezoelektrik eleman ve üç adet kütle orta kısımda bulunan üçgen prizma gövde üzerine yerleştirilmektedir. Kütleler bulundukları yerlere yüksek ön gerilimli bir tutucu kavrama halkası ile kenetlenmektedir. Parçaları bir arada tutmak için yapıştırıcı veya cıvata kullanılmamaktadır. Bu tip tasarımlı ivmeölçerlerde, ölçümde en ideal güvenilirlik sağlanmaktadır.

Tutucu kavrama halkasının ön gerilmeli yapılmış olması, piezoelektrik elemanlara yüksek ölçüde lineerlik özelliği kazandırmaktadır. Üretilen elektrik şarjı kavrama halkası ile dış gövde arasında biriktirilir. Delta kaymalı tasarımın

duyarlılık/kütle oranı diğer ivmeölçerlere göre büyüktür ve oldukça yüksek rezonans frekansına sahiptir. Ayrıca bu tip ivmeölçerler, ölçüm yapılan yüzeydeki uzamalardan ve sıcaklıktan en az ölçüde etkilenirler (Karahan, 2005).



Şekil 3.23: Delta kayma tip tasarımı sahip ivmeölçer (Karahan, 2005)

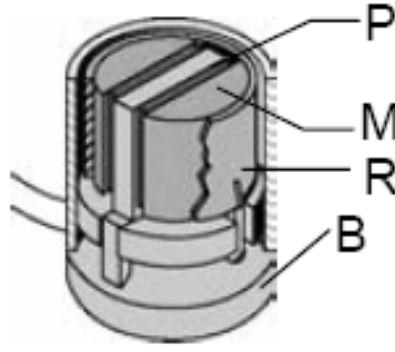
Şekil üzerinde P: piezoelektrik elemanı, R: kenetleme halkasını, B: ivmeölçerin ana gövdesini ve M: sismik kütleleri göstermektedir.

Delta kayma tipi tasarımı sahip ivmeölçerler titreşim ölçümündeki mükemmel özellikleri nedeniyle genel amaçlı ve diğer özel amaçlı titreşim ölçümleri için idealdirler.

3.2.1.3.3.2 Düzlemsel Kaymalı Tasarıma Sahip İvmeölçerler

Bu tip tasarımdaki ivmeölçerlerde de piezoelektrik eleman, delta tip ivmeölçerlerde olduğu gibi kayma deformasyonuna uğrar. İvmeölçerin merkezinde bulunan dikdörtgen kesitli gövdenin yüzüne yine dikdörtgen kesitli iki piezoelektrik eleman Şekil 3.24.'deki gibi yerleştirilmiştir.

Bu tip ivmeölçerlerde de ön gerilmeli tutucu kavrama halkası piezoelektrik parçaları birbirine kenetli şekilde tutmaktadır. İvmeölçerin tabanı ve piezoelektrik elemanlar birbirlerinden izole edilmiştir, böylece ivmeölçerin monte edildiği yüzeyin eğilmesi ve sıcaklık değişimi piezoelektrik elemanı etkilememektedir (Karahan, 2005).



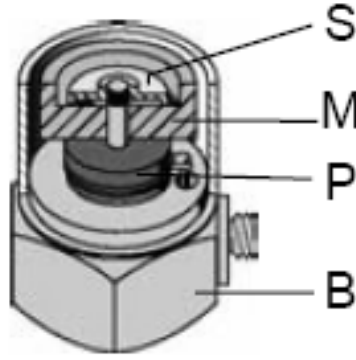
Şekil 3.24: Düzlemsel kaymalı tasarıma sahip ivmeölçer (Karahan, 2005)

3.2.1.3.3.3 Baskıda Çalışan Tip Tasarıma Sahip İvmeölçerler

Bu geleneksel ve basit yapılu tasarım, iyi sayılabilecek derecede duyarlılık / kütle oranına sahiptir. Piezoelektrik elemanın kütle-yay sistemi ivmeölçerin tabanına ve tam ortada bulunan silindirik bir pim üzerine yerleştirilmiştir. Fakat ivmeölçerin tabanı ve orta kısımda bulunan pim seri çalışan iki yay gibi davranır. Bu nedenle montaj yüzeyindeki dinamik değişimler, eğilmeler ve sıcaklık etkileri piezoelektrik elemanda gerilmeler oluşturarak sonuçların hatalı olmasına yol açabilir. Çok kalın tabanların kullanılmasına rağmen eğilme ve gerilme kuvvetleri piezoelektrik elemana iletilebilir. Bu durumda titreşim frekansında titreşim dışı hatalı sinyaller de üretilecektir. Bunlara ek olarak sıcaklık değişimleri de piezoelektrik elemanlarda elektrik şarjı üretebilir ve bu sinyaller titreşim değerlerinde hataya neden olabilir.

Baskıda çalışan ivmeölçerlerin sadece şok ölçümlerinde veya transdüser kalibrasyon sistemlerinde kullanılması uygundur. Şok ölçümlerinde hata oranı, ölçülen titreşim sinyaline göre oldukça küçüktür. Bu ivmeölçerler, laboratuvar gibi kontrol edilebilen ortamlarda, standart referans transdüseri olarak kalibrasyon sistemlerinde kullanılır (Karahan, 2005).

İvmeölçer tabanına ilave edilen berilyum alaşımlı disk ivmeölçer tabanını kuvvetlendirir ve eğilmeleri önler. Bu tip ivmeölçerler aynı zamanda ters yönde ölçüm yapan diğer ivmeölçerlerin de tabanına da monte edilerek diğer ivmeölçerlerin tabanının oluşturduğu titreşimlerin de ölçülmesine imkân verir (Karahan, 2005).



Şekil 3.25: Baskıda çalışan tip tasarıma sahip ivmeölçer (Karahana, 2005)

Şekil üzerinde P: piezoelektrik elemanı, S: yayı, B: ivmeölçerin ana gövdesini ve M: sismik kütleleri göstermektedir.

3.2.1.3.4 İvmeölçer Montaj Yöntemleri

Titreşimleri doğru ölçmek için şu noktalara dikkat edilmesi gereklidir:

- İvmeölçerin ölçüm yapacağı frekans bölgesi ve dinamik ölçüm aralığı, ivmeölçeri sisteme hatalı tutturma yöntemiyle kısıtlanmamalıdır.
- İvmeölçer kütlesi titreşimi ölçülen cismin kütleli özelliklerini değiştirmemelidir. Fakat makinalarda yataklar üzerinde yapılan titreşim ölçümlerinde böyle bir sorun yoktur.
- Sistem üzerinde titreşim ölçümü yapılan nokta kesin olarak belli olmalı ve daha sonraki ölçümler aynı noktadan yapılmalıdır (Karahana, 2005).

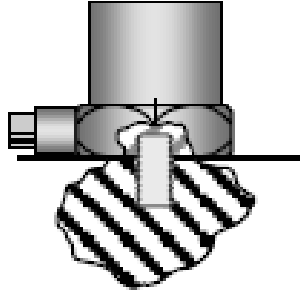
İvmeölçerlerin ölçüm yapılacak bölgeye tutturulmasında kullanılan yöntemler şu şekildedir:

- Saplmalı montaj yöntemi
- Balmumu ile montaj yöntemi
- Mıknatıslı montaj yöntemi
- Ölçüm kalemi kullanılması

3.2.1.3.4.1 Saplama Montaj Yöntemi

Saplama montaj yönteminde;

- Titreşim ölçümü yapılacak yüzey temizlenir ve mümkün olduğu kadar yüzeydeki pürüzlülük giderilir.
- Saplama cıvatası için yüzeye delik ve vida ağızı açılır.
- Saplama hazırlanan deliğe takılır. Saplama ucunun ivmeölçerin tabanını sıkıştırmamasına dikkat edilmelidir (Karahana, 2005).



Şekil 3.26: Saplama montaj yöntemiyle ivmeölçerin yüzeye montajı (Karahana, 2005)

Saplama Montaj Yönteminin Uygulama Alanları;

- Yüksek frekanslarda titreşim ölçülmesi istendiğinde bu montaj tekniği kullanılarak monte edilen sistem için çok yüksek rezonans frekansının ölçülmesi mümkün hale gelir.
- Sabit titreşim ölçümlerinde kullanılır (Karahana, 2005).

Saplama Montaj Yönteminin Avantajları;

- En ideal şekilde ivmeölçer performansı elde edilir. Mümkün olduğu kadar titreşim ölçümlerinde bu yöntem kullanılmalıdır.
- Bu montaj tekniği ivmeölçerin yüksek sıcaklıklarda çalışmasını etkilemez.
- Çok yüksek titreşim düzeylerinde ivmeölçer çalıştırılabilir (Karahana, 2005).

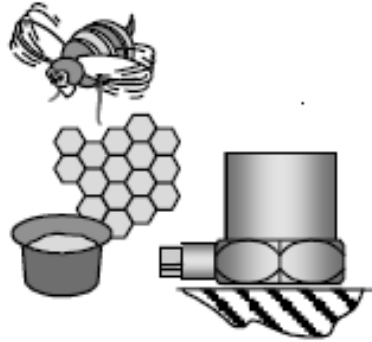
Saplamalı Montaj Yönteminin Dezavantajları;

- Ölçüm yapılacak yüzeyin hazırlanması, saplama deliğinin ve dişlerinin açılması zaman alır (Karahan, 2005).

3.2.1.3.4.2 Balmumu ile Montaj Yöntemi

Balmumu ile montaj yönteminde;

- İvmeölçerin montaj edileceği yüzeyin mümkün olduğunca düzgün olmasına dikkat edilmelidir. İvmeölçerin montaj edileceği yüzey ve ivmeölçer tabanı kirden ve yağdan arındırılmalıdır.
- İvmeölçer seti ile birlikte verilen balmumundan bir parça alınır ve parmakla yumuşatılır.
- Balmumu montaj yüzeyine sürülür, balmumu sürülen yüzeyin ivmeölçer tabanından bir miktar daha geniş olmasına dikkat edilir. Balmumu tabakası iki yüzeyin arasını dolduracak kadar kalın olmalıdır.
- İvmeölçer, balmumu sürülmüş yüzeyde kaydırılarak yerleştirilir, daha sonra bastırılıp döndürülerek yüzeye iyice yapışması sağlanır (Karahan, 2005).



Şekil 3.27: Balmumu ile montaj yöntemiyle ivmeölçerin yüzeye montajı (Karahan, 2005)

Balmumu ile Montaj Yönteminin Uygulama Alanları;

- Çabuk yapılması istenen titreşim ölçümlerinde bu yöntem kullanılır.

- Saplama için yüzeye delik delinmesi mümkün olmadığı durumlarda kullanılır.
- Tabanında saplama deliği olmayan ivmeölçerler ile titreşim ölçümü yapılacağı zaman kullanılır (Karahana, 2005).

Balmumu ile Montaj Yönteminin Avantajları;

- İvmeölçer yüzeye hızlı ve kolay monte edilir.
- Montaj rezonans frekansı saplamalı sistemden çok az düşüktür.

Balmumu ile Montaj Yönteminin Dezavantajları;

- Balmumunun erimesinden ve yapıştırma işlevselliğini kaybetmesinden dolayı titreşim ölçümü için sıcaklık sınırı 40 derecenin altındadır.
- Ölçülebilen maksimum titreşim seviyesi yaklaşık olarak 100 m/s² dir (Karahana, 2005).

3.2.1.3.4.3 Mıknatıslı Montaj Yöntemi

Balmumu ile montaj yönteminde;

- Titreşim yapılacak ölçüm yüzeyi ve ivmeölçer kirden ve yağdan arındırılmalıdır.
- İvmeölçer sabit mıknatıs üzerine vidalanarak gerekirse anahtarla sıkıştırılarak monte edilmelidir.



Şekil 3.28: Mıknatıs taban ile montaj yöntemiyle ivmeölçerin yüzeye montajı

Mıknatıslı Montaj Yönteminin Uygulama Alanları;

- Bu yöntem endüstriyel makinalarda sabit ölçüm noktalarının yerlerinin tespiti için kullanılmaktadır.
- Makina performansının izlenmesinde çok sayıda yapılan ölçümler için en ideal yöntemdir.

Mıknatıslı Montaj Yöntemi Avantajları;

- İvmeölçer montajı son derece hızlıdır.
- Özellikle düzgün yüzeylerde bu yöntemin yüksek frekanslardaki performansı çok iyidir.
- Yüksek ivme değerleri ölçülebilir.

Mıknatıslı Montaj Yöntemi Dezavantajları;

- Ölçüm yüzeyleri ferromagnetik yani mıknatıs ile etkileşim yapan yüzeyler olmalıdır.
- Ölçüm noktalarında yapılan ölçümlerin tekrarlanabilirlik özelliği çok iyi değildir.
- Mıknatıs yapı üzerine ilave bir kütle eklenmesine neden olur. Hafif yapılarda bu sistemin kütesine ek kütle getirdiği için sorun oluşturur (Karahan, 2005).

3.2.1.3.4.4 Ölçüm Kalemi Kullanılması

İvmeölçerlerin ucuna takılan ölçüm kalemi ile yapılan titreşim ölçümleri tavsiye edilmemektedir. Çünkü ölçüm kalemi kullanıldığında faydalı frekans bölgesi önemli ölçüde düşmektedir. Bu yöntem ancak genel bir fikir elde etmek amacıyla kullanılır.

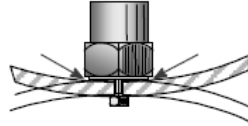


Şekil 3.29: İvmeölçer ucuna ölçüm kalemi takılarak titreşim ölçülmesi

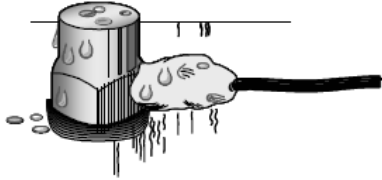
3.2.1.3.5 İvmeölçer ile Titreşim Ölçümünde Dikkat Edilmesi Gereken Çevresel Etkiler

Titreşim ölçümleri yapılırken sağlıklı bir titreşim verisi elde edebilmek için ivmeölçerlerin çalışacağı ortamda özel önlemler alınması gereklidir. Güvenilir ölçümler için ivmeölçerler Şekil 3.30'da gösterilen tüm çevresel etkenlerden maksimum ölçüde korunmuş olmalıdır (Karahan, 2005).

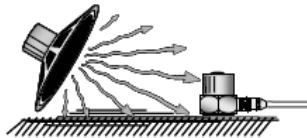
- Gerilme



- Nem



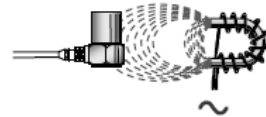
- Akustik Gürültü



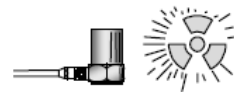
- Korozyif ortam



- Manyetik alan



- Nükleer radyasyon



Şekil 3.30: İvmeölçer ile titreşim ölçümünde dikkat edilmesi gereken çevresel etkiler (Karahan, 2005)

3.2.2 Titreşim Görüntüleyen Cihazlar

Sensörler, titreşimi elektrik sinyaline çevirirler fakat bu elektrik sinyalinin işlenmesi gereklidir. Tek başına bu sinyal ile herhangi bir yorum yapılamaz. Elektrik sinyalinin işlenmesi, ham sinyali alıp işleyecek niteliklere sahip bir izleme cihazıyla yapılabilir. Gelişen teknoloji ile çeşitli tiplerde ve çeşitli amaçlara yönelik izleme cihazları mevcuttur. Bu cihazların çeşitlerine kısaca değinecek olunursak şu şekilde sıralayabiliriz; elde taşınabilen portatif cihazlar ucuz ve hızlı bir veri toplama imkânı sunar. Sahada ölçüm yapacak kişinin çok bilgili olmasına gerek duyulmaz. Çünkü bu tip cihazlarda ekranlarında sayısal bazı titreşim değerleri hemen alınır Alınan değerler ölçüm yapılan sistemin belirli aralıklarının dışında ise sorun anlık olarak görülebilir. Ancak bu tip cihazlarda yapılabilecek ölçümler sınırlıdır (Arslan, 2010; Karadayı, 2011). Şekil 3.31’da el tipi titreşim ölçme cihazlarından birkaçı görülmektedir.



Şekil 3.31: El tipi titreşim ölçüm cihazlarından birkaçı (1, 2)

İkinci bir cihaz tipi ise yine taşınabilir ve sahada ölçüm yapılabilir cihazlardır. Ancak bu cihazların el tipi olanlarından farkı, çok daha çeşitli ölçümler yaparak mevcut olan yazılımlar neticesinde spektrum grafiklerinde analizler yapılabilmesidir. Geçmişte yapılan ölçümlerin de tutulması ile değerlendirme ve karşılaştırmalar yapılarak makinelerde meydana gelen arızaların sebepleriyle beraber tespiti yapılır (Karadayı, 2011). Şekil 3.32’da bu tip titreşim ölçme cihazı görülmektedir.



Şekil 3.32: El tipi titreşim ölçüm ve analiz cihazı (3)

Son yıllarda oldukça sık uygulamalarına rastlanan bir diğer tip titreşim ölçüm cihazı ise sürekli ölçüm yapan ve aldığı bilgileri anlık olarak bir bilgisayara göndererek veri toplayan cihazlardır. Bu tip cihazlar çok kritik makinelerin takibinde ve ölçüm yapılmasının zor ve tehlikeli olabileceği noktalarda titreşim ölçümlerinin takip edilmesi amacıyla kullanılır. Anlık değişimleri görebildiğimiz için sistemde herhangi bir sıkıntı olması durumunda anlık müdahale edilmesine imkân verir. Sistemde farklı bir titreşim genliği meydana geldiğinde arızayı anında yakalamak mümkündür. Günümüzde yeni çıkan teknolojik ürünlerle birlikte tesiste olunmadığı zamanlarda bile internet üzerinden tesisin kontrolü ve izlenmesi yapılabilmektedir (Karadayı, 2011).

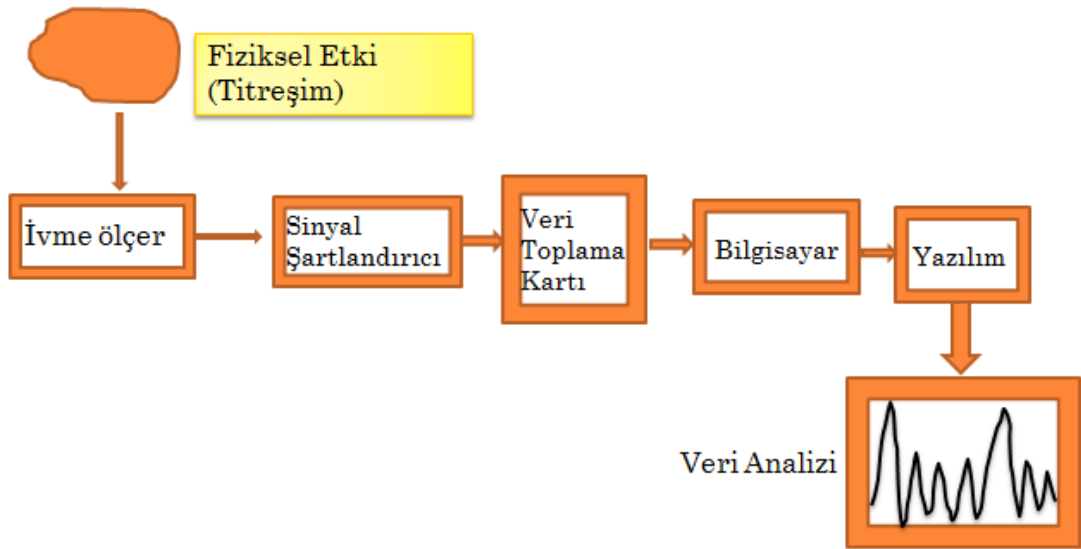
3.2.3 Titreşim Ölçümü İçin Gerekli Ekipmanlar

Titreşim ölçümü konusunda yukarıda bahsedilen tüm elemanların olması titreşim verisi elde etmeyi ve analizini mümkün kılmaktadır. Titreşim ölçümü için en başta gerekli olan titreşim ölçümü yapılacak sisteme uygun ivmeölçerdir. Daha sonra ise ivmeölçerin bağlanacağı ve ivmeölçerden gelen sinyali işleyecek olan bir sinyal şartlandırıcıya ihtiyaç duyulur. Sinyal şartlandırıcı ivmeölçerden gelen sinyali yükseltir ve filtre eder. Daha sonra bu sinyali bilgisayarın tanıyabilmesi için bir veri

kartında sinyalin elektrik sinyalinden dijital sinyale dönüştürülmesine ihtiyaç vardır. Yani analog olan elektrik sinyali veri toplama kartı aracılığıyla dijital sinyale dönüştürülür. Daha sonra ise bilgisayara gelen bu dijital sinyal, uygun yazılım kullanılarak analiz edilir ve titreşim analizi gerçekleştirilmiş olur. Titreşim ölçüm ve analiz sistemi şematik olarak Şekil 3.33’de gösterilmiştir.

3.3 Titreşim Analizi

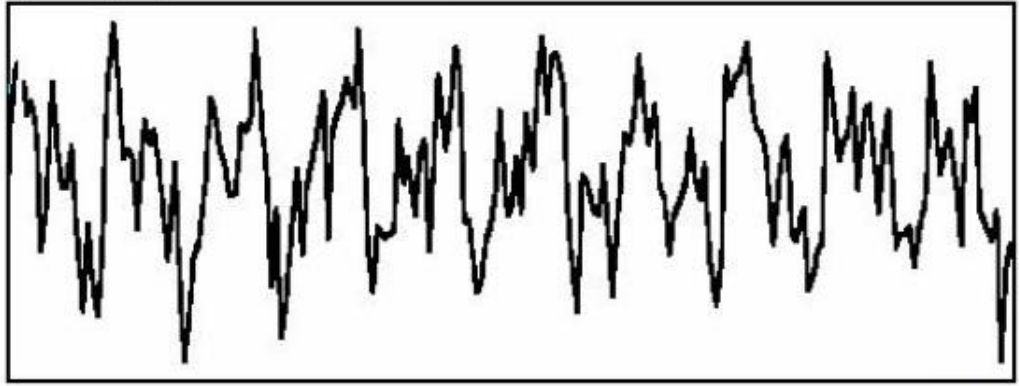
Titreşim ölçümünde en önemli aşama titreşim sinyallerinin bilgisayarda yazılım kullanılarak analizidir. Bu şekilde titreşim sinyalleri, operatörün yorumlayabileceği şekle yani frekanslara dönüştürülür. Bu sebeple frekans tanım teknikleri titreşim analizinde son derece önemlidir. Ayrıca frekans tanım teknikleri ile bir yapıdaki hasarın oluşturduğu frekans belirlenerek yapıda hasar olup olmadığı hakkında önemli şekilde bilgi edinilir.



Şekil 3.33: Titreşim ölçüm ve analiz sisteminin şematik olarak gösterimi

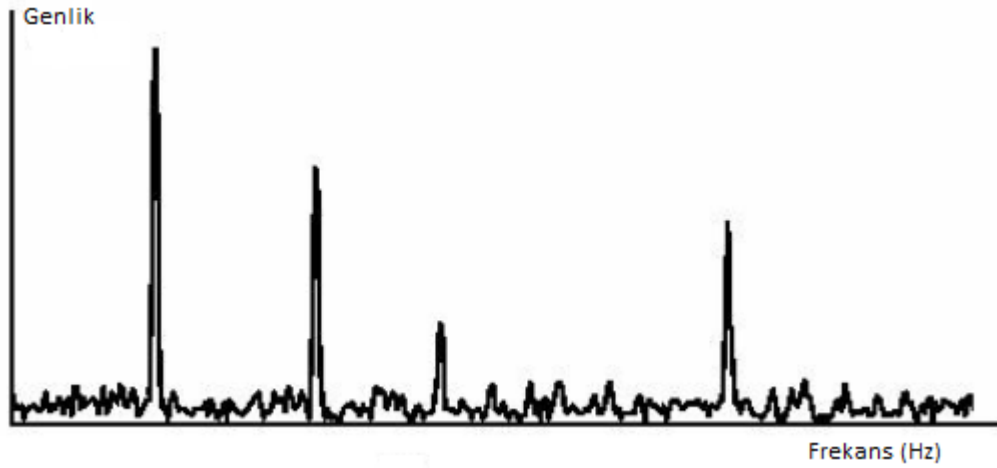
Bir yapıdaki titreşim analizi; zaman-alanı analizi ve frekans-alanı analizi olmak üzere ikiye ayrılır. Bir titreşim konum, hız ve ivme genlikleri ile hem zaman hem de frekans alanında temsil edilebilir (Baykara, 2009). Şekil 3.34’de konum-zaman grafiği ve Şekil 3.35’de genlik-frekans grafiği görülmektedir.

Konum (Yer Değişimi)



Zaman (saniye)

Şekil 3.34: Genlik-zaman grafiği (Karadayı, 2011)



Şekil 3.35: Genlik-frekans grafiği (Karadayı, 2011)

3.3.1 Zaman-Alanı Analizi

Titreşim ölçümünde zaman-alanı, zamanla değişen genlikleri içermektedir. Bu genellikle sızma veya tüm değerlerin okunması olarak ele alınır (Karadayı, 2011).

Zaman alanı analizi, zaman dalga formuyla yakından ilgilidir. Klasik zaman alanı analizi, dalga form sinyallerinden ortalama, tepe, tepeden tepeye aralık, standart sapma, tepe faktörü ve yüksek dereceli istatistikler(karekök ortalama, çarpıklık, basıklık) gibi açıklayıcı istatistikleri kapsar. Bu özellikler genellikle zaman domaini özellikleri olarak adlandırılır.

Zaman domaininde daha gelişmiş yaklaşımlar, dalga formu verisi için zaman serisi modellerini uygular. Zaman serisi modellemenin ana fikri, dalga formu verisini parametrik bir zaman modeline uyarlamak ve parametrik modele dayalı özellikleri çıkarmaktır.

3.3.2 Frekans-Alanı Analizi

Frekans-alanı ise genlik değerinin sinüs ve kosinüs dalga serileri ile gösterildiği alandır. Bu dalgaların frekansla değişen bir büyüklüğü ve fazı bulunmaktadır (Karadayı, 2011).

Frekans analizi, alan frekansındaki sinyallerin taşınmasına dayalıdır. Zaman alanı analizinden farklı bir avantajı, ilgili elemanların kesin frekansını kolayca ayırmak ve tanımlamak için elverişli olmasıdır. En çok kullanılan analiz, Fast Fourier Transform (FFT) ile yapılan spektrum analizidir. Spektrum analizinin temeli, ya tüm spektrumu kontrol etmek ya da ilgili elemanların belirli bir frekansına yaklaşık olarak bakarak sinyalden özellikleri almaktır.

3.3.2.1 Frekans Tanım Teknikleri

Frekans tanım teknikleri, frekansların analiz için yorumlanacak şekle dönüştürülmesini sağlar. Bu tekniklerden bazılarını açıklayacak olursak;

3.3.2.1.1 Frekans (Spektral) Analizi (Hızlı Fourier Dönüşümü-FFT)

Ölçüm yapılan titreşimler her zaman analog biçimdedir (zaman alanında) ve ölçüm yapılan titreşimlerin rahat bir şekilde yorumlanabilmesi için frekans alanına dönüştürülmesi gerekmektedir. Zaman tanım bölgesindeki titreşim sinyallerinin frekans tanım bölgesine dönüştürülmesi için Fourier analizi ya da diğer adıyla FFT (Hızlı Fourier Dönüşümü) analizi kullanılır. Bu sebeple FFT analizi örneklenmiş bir sinyal üzerindeki hesaplama değildir. Verilen anlarda bir dalga genliğinin kayıt edilmesine örnekleme denir ve ardından kayıt yapılan noktalar ile bir eğri oluşturulur (Karadayı, 2011).

Herhangi bir titreşim sinyali ne kadar karmaşık olursa olsun, farklı genlik ve frekanslara sahip çok sayıda basit harmonik terimin toplamı olarak ifade edilebilir. Fourier analizini gerçekleştirmek için, sinyali farklı merkez frekanslara sahip bir dizi analog filtreden geçirmek veya tüm frekans aralığında ayarlanabilen filtreden geçirmektir. Yapılacak esas seçim, filtrenin bant aralığıdır ve bant aralığının ayarlı frekansın sabit bir yüzdesinde mi olması gerektiği veya ayarlı frekanstan bağımsız sabit mutlak bant genişliğinde mi olması gerektiğidir (Orhan, 2002; Karahan, 2005).

Tranduserler tarafından toplanan titreşim sinyalleri analog sinyallerdir. Analog sinyaller bilgisayara aktarım ve daha sonra yapılacak analiz işlemleri için dijital değerlere döndürülmek zorundadır. Bir analog sinyalin dijital sinyale dönüştürülmesi için Analog-Dijital (A/D) Dönüştürücü kullanılmalıdır. Titreşim sinyali, bir A/D dönüştürücü kullanılarak dijitalleştirildikten sonra süreçteki bir sonraki adım Pencereleme (windowing) olarak adlandırılmaktadır. Sinyalin kaçak etkilerini en aza indirmek için elde edilen titreşim verisine bir pencere uygulanmak zorundadır. Pencereleme titreşim verisindeki süreksizlikleri örnekleme periyodunun başında ve sonunda sıfıra indirerek doldurduğu düşünülebilir. Dolayısıyla örneklenmiş periyot sürekli olarak gözükür (Karadayı, 2011).

Günümüzde kullanılan titreşim analizörlerindeki FFT algoritması gerçek ve sanal dizilerden oluşan karmaşık frekans spektrumunu verebilmektedir (Baykara, 2009).

3.3.2.1.2 Zaman Dalga Formu Analizi

Bir zaman dalga formu analizi, zaman alanı sinyalidir. Titreşim terimlerinde bunun anlamı zamana göre deplasman, hız veya ivme grafiğidir (Karadayı, 2011).

Zaman dalga formları, ham titreşimin kısa bir zaman aralığını göstermektedir. FFT analizi gibi uygun olmadığı düşünüldüğünden özel uygulamalarda kullanılmaktadır ve bir makinenin frekans spektrumunda görülemeyen durumlar hakkında bilgi verebilmektedir.

Zaman dalga formunun analizi yeni bir teknik değildir. Titreşim analizinin yapıldığı ilk zamanlarda zaman dalga formları osiloskoplar ile görülmekteydi ve frekans bileşenleri ise elle hesaplanmaktaydı.

Zaman dalga formu verisi, en yaygın olarak bir makinenin dalga formu yapısının benzer arızaya sahip diğer makineden alınan dalga formu ile karşılaştırılması için kullanılmaktadır. Gerekli olduğu takdirde dalga formu yapısındaki önemli olayların frekans bileşenleri hesaplanabilir (Arslan, 2010; Karadayı, 2011).

3.3.2.1.2.1. Zaman Dalga Formunun Frekanslara Ayırıştırılması (Spektrum)

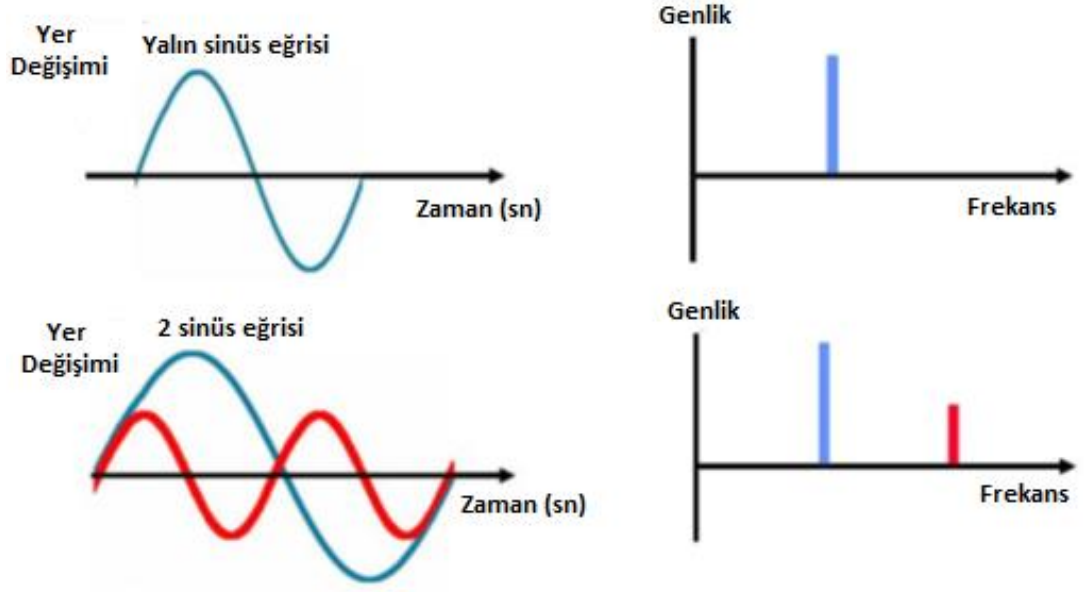
Titreşimin zaman alanı grafiğinde sürekli devam eden belirli bir zaman dilimindeki bölümü görüntülenir. Bu gerçek hareketin zaman eksenindeki eğrisi çizilebilir. Tepe, tepeden tepeye ve RMS genlik değerleri görüntülenebilir.

Şekil 3.36'daki sinüs dalgaları aslında yüzlerce değişik genlikteki sinüs dalgalarının bir bütünüdür. İstenirse bu dalgalar tek tek ayrıştırılabilir ve her bir sinüs dalgasının frekansı farklı olduğundan bu değişik genlikteki sinüs dalgaları frekans ekseninde görüntülenebilir. Böylece her bir sinüs dalgasının genliği ve frekansı bilinebilir. Bu görüntüye spektrum görüntüsü adı verilir. Ayrıca Spektrum, herhangi bir titreşimin bütün sinüs dalgalarını aynı anda görüntüleyen grafik olarak da tanımlanabilir (Karadayı, 2011).

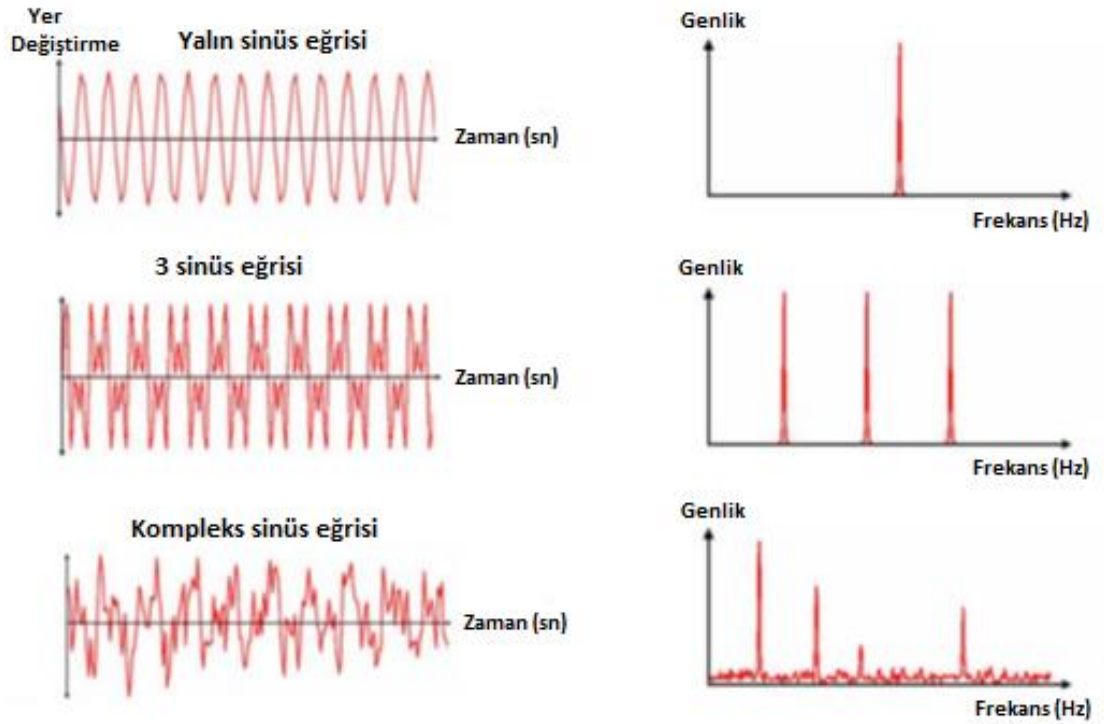


Şekil 3.36. Dalga formu kaydı (Karadayı, 2011)

Hızlı fourier dönüşümü ile karışık sinyaller yalın sinüs dalgaları haline getirilir. Bu durum Şekil 3.37'de ve Şekil 3.38'de daha iyi açıklanmaktadır.



Şekil 3.37: Sinüs eğrisinin frekansları (Karadayı, 2011)



Şekil 3.38: Sinüs eğrisinin frekansları (Karadayı, 2011)

Şekil 3.37'deki üstteki grafikte yalın bir sinüs eğrisinde gözüken tek bir dalga hareketinin periyodu saniye olarak ifade edilmiştir. Frekans ekseninde aynı genlikte tek bir sinyal görüntülenmektedir. Altteki grafikte ise birinci sinüs eğrisiyle yarı genlikte fakat iki katı periyotta ikinci bir sinüs eğrisi mevcuttur. Frekans ekseninde

bu iki sinüs eğrisini ifade eden farklı genliklerde iki sinyal görülür. Dikkat edilirse periyodu fazla olan dalganın oluştuğu yer daha büyük frekanslarda olmaktadır. Bu da bize farklı durumdaki frekanslar hakkında yorumlar yapabilmeyi sağlamaktadır (Karadayı, 2011).

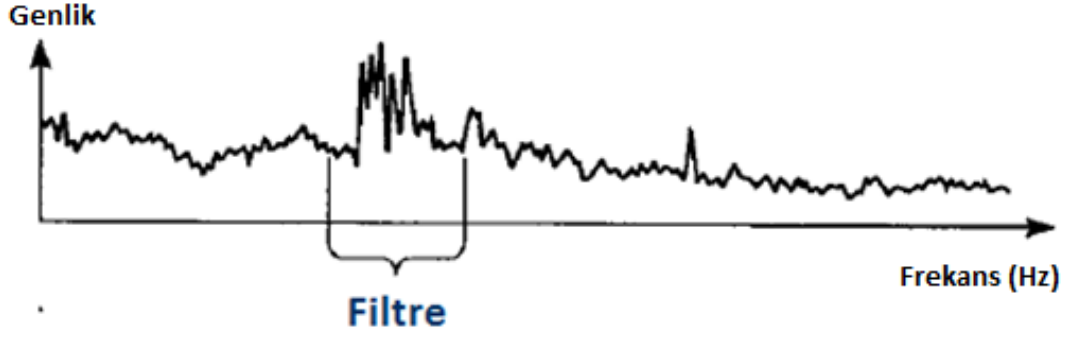
Şekil 3.38’de ise daha kompleks dalgalar ve periyotu yüksek dalgalar gösterilmiştir. Komplekslik arttıkça spektrum grafiğindeki sinyal sayısı da artacaktır. Çünkü çoğu elemanın titreşim enerjisi çok azdır ve sinyal genlikleri de düşüktür (Karadayı, 2011).

3.3.2.1.2.2 Zarf Analizi

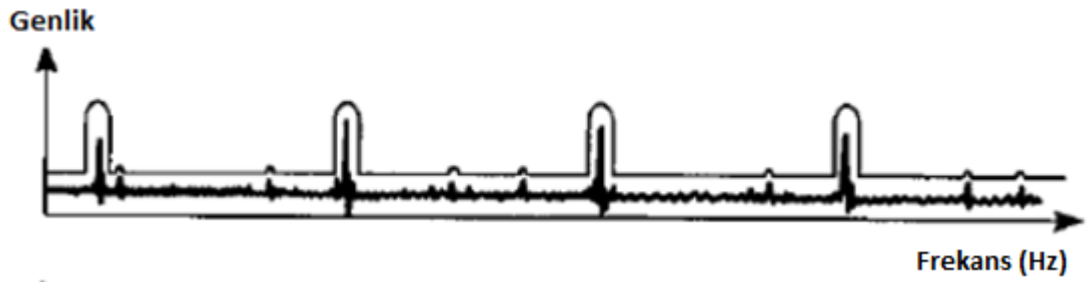
Zaman dalga formu analizinin geliştirilmiş hali olan Zarf Belirleme Tekniği, elde edilen titreşim sinyallerini rezonans frekansı civarındaki yüksek frekansları geçiren bir filtreden geçirerek rulman hasarlarının sebep olduğu yüksek frekans bileşenlerini açığa çıkarıp, dengesizlik, eksen kaçıklığı, mekanik gevşeklik, rulman arızası, dişli kavrama frekansı v.s. den kaynaklanan titreşim frekans sinyallerini ayıklayan bir metottur (Karahana, 2005).

Bu teknik, kavrama halindeki dişlilerden ve diğer elemanlardan gelen zemin titreşimi üzerindeki kısa süreli hasar darbelerini ayırt etmek için yapı ve algılayıcının rezonanslarını kullanmaktadır. Sonra bu vuruntular düzelticiler yardımıyla elektronik olarak belirlenmektedir. Böylece elde edilen sinyal, yapıda olan hasar hakkında anlamlı bilgi elde etmek için değişik yollarla veya spektral analizle kullanılabilir (Karahana, 2005).

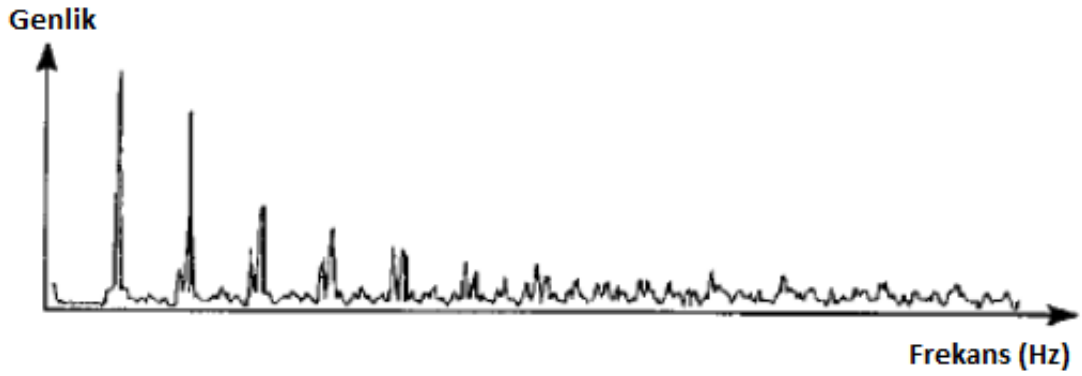
İlk önce Şekil 3.35’deki gibi zaman-dalga formunda olan sinyaller Şekil 3.39’da gösterildiği gibi yüksek geçiş bant filtresinden geçirilir. Elde edilen titreşim zaman sinyallerine zarf Şekil 3.40’daki gibi uygulanır. Son olarak ise zarf uygulanan sinyaller FFT işlemine tabi tutularak Şekil 3.41’daki gibi spektrum elde edilir (Karahana, 2005).



Şekil 3.39: Filtreden geçirilmiş titreşim sinyalleri (Karahana, 2005)



Şekil 3.40: Titreşim sinyallerinin zarfı (Karahana, 2005)



Şekil 3.41: Zarf spektrumu (Karahana, 2005)

3.3.2.1.3 Kepstrum Analizi

Rulman ve dişli titreşimlerinden elde edilen farklı harmonik bileşenleri ve yan bantları kolaylıkla belirlemeye yarayan bir metottur. Kepstrum, logaritmik spektrumun spektrumu olarak tanımlanmaktadır.

$$C_{xx}(\tau) = F^{-1}\{\log G_{xx}(f)\} \quad 3.18$$

Yukarıdaki denklemde $G_{xx}(f)$ güç spektrumudur.

Özellikle birçok dişliden oluşan dişli kutularından elde edilen titreşim sinyallerinde, frekans analizinde yan bantlar arasındaki aralık çözünürlüğünün zayıf olmasından dolayı değerlendirmek güç olabilmektedir. Bu sebeple kepsrum analizi geliştirilmiştir (Karahana, 2005).

3.4 Titreşim Analizi ile Yapının Doğal Frekansının Bulunması

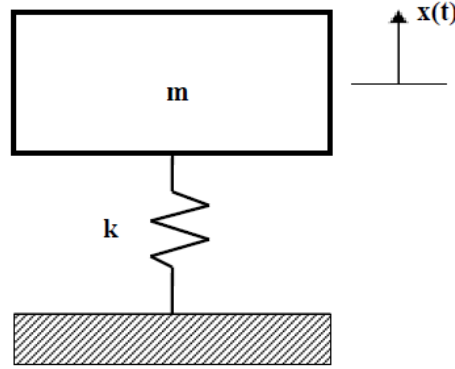
Doğadaki her cisim, doğal titreşim frekansı olarak adlandırılan sonsuz sayıda titreşim frekansına sahiptir. Bu frekansların hesaplanması ve mod biçimlerinin belirlenmesi, titreşim kaynaklı mühendislik problemlerinin çözümünde temel önem arz etmektedir. Basit cisimlerin doğal frekans analitik olarak hesaplamak mümkündür. Ancak karmaşık yapıların doğal frekanslarının hesabı nümerik yöntemlerle mümkündür. Sonlu elemanlar yöntemi ile bilgisayar hesap kapasitelerindeki gelişmeler, karmaşık yapıların, ancak idealleştirme yapılarak hesaplanabilen doğal frekans ve şekillerini daha doğru ve anlaşılır hesaplamasına imkân tanımıştır.

Titreşim analizleri iki aşamada yapılmaktadır. Doğal frekans ve mod biçimlerinin bulunması ve ardından zorlanmış titreşim analizlerinin yapılmasıdır. Doğal titreşim analizinin yapılması ile yapının doğal titreşim frekansları bulunmuş olur. Yapıya uygulanan periyodik bir kuvvetin frekansı, bu doğal frekanslardan herhangi birisi civarında ise bu frekans uyarılmış olur ve yapı bu doğal frekans ile titreşmeye başlar. Eğer uyarıcı kuvvetin frekansı ile yapının doğal frekansı çakışır ise rezonans olayı meydana gelir. Rezonans istenmiyorsa ya uyarıcı kuvvetin frekansının, yada yapının frekansının değiştirilmesi gerekir. Karmaşık yapılarda rezonanstaki kaçmanın mümkün olmadığı durumlar ortaya çıkmaktadır. Bu durumda oluşacak titreşimin mertebesini bilmek gerekmektedir. Zorlanmış titreşim analizi, yapının frekansı ile uyarıcı kuvvet frekansının çakışması durumunda titreşim seviyelerinin ne mertebede olacağını görmek için yapılan analizdir. Zorlanmış titreşim analizinde , doğal frekansların bilinmesi kadar zorlayıcı kuvvetlerin de doğru bir şekilde bilinmesi gerekmektedir. Titreşim problemlerinde zorlayıcı kuvvetler, ya frekans olarak ya da büyüklük olarak bazen her ikisi de birden hesaplanması kolay

olmayan büyüklüklerdir. Örneğin bir asma köprü etrafındaki hava akımının oluşturacağı kuvvetin periyodunu ve büyüklüğünü hesaplamak zordur. Ya da düzensiz akım içinde çalışan bir gemi pervanesinin kuvvet değişimini bulmak zordur. Diğer yandan zorlanmış titreşim analizinden gerçeğe yakın sonuç elde edebilmek için malzeme ve yapı için sönüm katsayısının çok iyi tayin edilmesi gerekmektedir.

3.4.1 Doğal Frekans

Doğal frekans analizini basit bir kütle-yay sisteminde anlatmaya çalışırsak yay tarafından kütleye uygulanan kuvvet yayın uzaması x ile doğru orantılıdır. Orantı sabiti olan k , yayın direngenliğidir ve birimi kuvvet/uzama (N/m) cinsindendir. Yayın kütleye uygulayacağı kuvvet;



Şekil 3.42: Basit kütle-yay sistemi

$$F_{yay} = k * x \quad 3.19$$

olur. Şekil 3.42’de görülen basit kütle-yay sistemi için Newton’un ikinci hareket kanunu kullanılarak sistemin hareket denklemleri yazılacak olursa;

$$\sum F = ma = m\ddot{x} \quad 3.20$$

$$m\ddot{x} = -kx$$

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad 3.21$$

elde edilmiş olur. Hareket denkleminin çözümü için; $x(t) = Ce^{\lambda t}$ kabulü yapıp 3.21 denkleminde yerine konulursa;

$$[ms^2 + k]Ce^{\lambda t} = 0 \quad 3.22$$

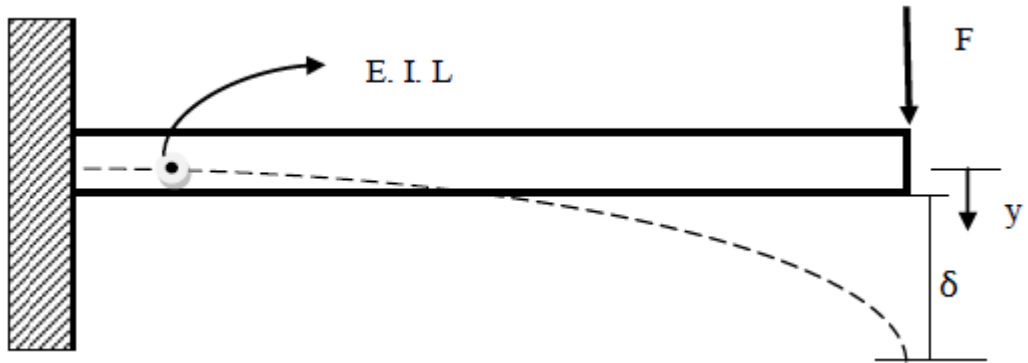
elde edilir. Başlangıçta kabul edilen çözümün geçerli ve işe yarar bir çözüm olabilmesi için $Ce^{\lambda t}$ 'nin sıfırdan farklı olması gereklidir. Bu durumda $Ce^{\lambda t}$ teriminin çarpanı olan karakteristik denklem, sıfıra eşit olmalıdır ve bu denklemi sıfır yapan s değerleri sistemin özdeğerleri olarak adlandırılır ve her iki s değeri de karakteristik denklemi sağlar.

$$ms^2 + k = 0 \quad \text{olursa}$$

$$s_{1,2} = \pm \sqrt{-\frac{k}{m}} = \pm i\omega_n \quad \text{olur.}$$

Yukarıdaki sistem gibi tek serbestlik dereceli bir sistem için doğal titreşim frekansı;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{rad/s'dir.}$$



Şekil 3.43: Bir ucu ankastre mesnetli kiriş modeli

Şekil 3.43'de görülen bir ucu ankastre mesnetli kiriş için doğal frekans ifadesini yazacak olursak;

$$\delta = \frac{FL^3}{3EI} \quad \text{ve} \quad F = k\delta \quad \text{olduğundan} \quad k = \frac{3EI}{L^3} \quad \text{olur.}$$

Yukarıdaki denklemde bulunan δ , kiriş ucundaki çökme miktarıdır. k ifadesini doğal frekans ifadesinde yerine koyarsak bir ucu ankastre mesnetli kiriş için doğal titreşim frekansı;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{3EI}{mL^3}} \quad \text{olarak hesaplanabilir.}$$

3.4.2 Rayleigh Yöntemi

Yay ve kiriş gibi yayılı sistemlerde, titreşim genliklerinin bilinmesi kinetik enerjinin hesaplanması için gereklidir. Rayleigh, sürekli sistemlerdeki titreşim genliklerinin yaklaşık olarak öngörülebildiği durumlarda, ihmal edilmiş kütlelerin de doğal frekans hesaplarında hesaba katılabileceğini ve daha doğru frekans hesaplamaları yapılabileceğini göstermiştir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_{eff}}}$$

Burada m_{eff} efektif kütle veya belirli bir noktaya topaklanmış kütle olarak adlandırılır. Eğer bu noktadaki direngenlik biliniyor ise, sisteme ait doğal frekans hesaplanabilir.

Yukarıdaki gibi bir ankastre kirişin ucuna M kütlesi konulduğunda kiriş uç noktası için efektif kütle $M + (33/140)m$ olarak hesaplanır. Kirişin direngenlik değeri k da bilindiği için kirişe ait doğal frekans ifadesi;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{3EI}{L^3 \left(M + \frac{33}{140}m\right)}} \quad \text{rad/s} \quad \text{olarak elde edilir.}$$

Sadece kiriş düşünöldüğünde ise doğal frekans;

$$\omega_n = 3.567 \sqrt{\frac{EI}{L^3m}} \quad \text{rad/s} \quad \text{olarak hesaplanır.}$$

4. YORULMA

4.1 Yorulma

Yapıların sabit yüklerden başka tekrarlı hareketli yüklere maruz kaldığı bilinen bir gerçektir. Herhangi bir yapıya etkiyen toplam yükler hesaplandığında, yapının maruz kaldığı hareketli yükler toplam yüklerin önemli bir kısmını oluşturuyorsa yapıya değişken kuvvetler etki eder ve bunun sonucu olarak yapı elemanlarında değişik gerilmeler meydana gelir (Çarboğa, 2002). Yapı elemanlarının akma dayanımlarının (σ_{ak}) altında değişken gerilmelere maruz kalmalarının sonucu olarak yapı elemanları yorulmaya uğrarlar. Kısacası bir malzemenin ya da yapı elemanının, akma dayanımının altında olması koşulu ile değişken yüklere maruz kalmasına yani malzemeye ya da yapı elemanına uygulanacak minimum gerilme (σ_{min}) ile maksimum gerilmenin (σ_{maks}) σ_{ak} ' dan küçük olması koşulu ile, malzemenin σ_{min} ile σ_{maks} arasında devamlı olarak değişen gerilmeler etkisi altında kalmasına yorulma denir (ASM, 1992a). Bu şekilde değişken genlikli olarak malzemenin zorlanmasına dinamik yükleme denir. Eğer dinamik zorlamada gerilme seviyeleri sabit olursa sabit genlikli yükleme, aksi durumda olursa değişken genlikli yükleme adını alır (Dowling, 1999).

Yorulma, malzemenin ya da makine elemanının mekanik özelliklerinde azalmaya neden olur ve bunun sonucu olarak da yapıda hasar meydana gelmesine sebep olur. Yorulma sonucu meydana gelen hasarlara ise yorulma hasarı denir. Yorulmaya maruz kalan malzemelerde çekme ve akma dayanımının çok altındaki değerlerde gevrek olarak kırılma meydana gelebilir. Bu sebeple malzemede yorulmaya bağlı olarak hasarın ne zaman gerçekleşeceğini belirlemek büyük önem teşkil etmektedir.

Kullanım koşulları altında makine elemanları genellikle değişken yüklerin ve gerilmelerin etkisi altında bulunurlar. Makine elemanlarına etkiyen yükler statik olsa bile eleman kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken genlikte olabilmektedir. Mesela dönen bir mile etki eden statik yükün mil kesitinde oluşturduğu gerilmeler

değişken nitelik göstermektedir. Mil bu statik yükün etkisi altında hem basma gerilmesine hem de çekme gerilmesine maruz kalır.

Tekrarlı zorlamalara maruz kalan makine parçaları ve yapı elemanlarında yorulma olayı: düzenli ya da düzensiz sürekli değişken kuvvet veya momentler; değişken olan eğme, basma, dönme, kayma, eğilme, burulma gerilmeleri ve titreşimler sonucu meydana gelir. Bahsedilen bu yüklerden bir veya birkaçının bulunması malzemede yorulma olayının başlamasına neden olur (Metals Handbook, 1992). Periyodik olarak değişen bu gerilmeler elemanın iç yapısında birtakım yıpranmalara ve yırtılmalara sebep olur. Bunun sonucu olarak ise malzeme akma sınırının çok altındaki gerilmelerde kırılır ve bu olaya yorulma kırılması denir. Malzemenin kopuncaya kadar geçen süreye malzemenin ömrü denir ve malzeme ömrü genellikle çevrim sayısı ile tarif edilir. Yorulma kırılması gevrek türden bir kırılma olduğundan ne zaman gerçekleşeceğini önceden kestirmek zordur (Gözütok, 2009).

Yorulma olayı, mühendislik uygulamalarında sıklıkla karşımıza çıkmaktadır. Köprüler özellikle de çelik köprü elemanları, raylar, uçak gövdesi ve kanatları, motor piston ve krankı, her türlü vasıta elemanı, güç aktarım milleri gibi günlük hayatta kullandığımız ve daha adını sayamadığımız binlerce makine veya yapı elemanı yorulmaya maruz kalmaktadır. Genellikle miller, yataklar, civatalar, yaylar, dişliler, türbin kanatları, motor parçaları ve raylı sistem tekerleri tekrarlı gerilmeler altında çalışırlar. Buna bağlı olarak ise makine elemanlarında meydana gelen hasarların %90' ının yorulmadan kaynaklandığı hesaplanmaktadır (Çarboğa, 2002).

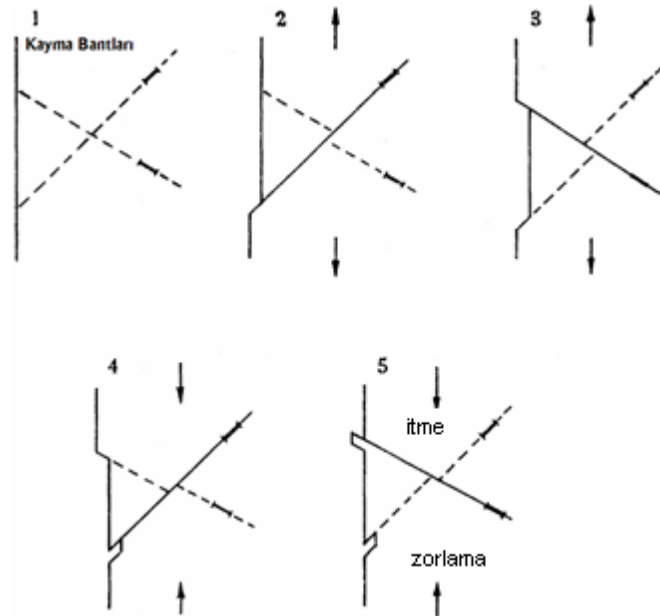
Yorulma ASTM 206-72'de "Bazı nokta veya noktalarda tekrarlı gerilme ya da uzamaya maruz kalan malzemelerde, yeterli tekrar sayısından sonra çatlak oluşması, çatlağın büyümesi ve bunun sonucunda malzemenin kırılmasına sebep olan kısmi ve sürekli gelişen kalıcı bir yapı değişikliği olayı" olarak tanımlanmaktadır (Gözütok, 2009).

Görüldüğü üzere tanımlamada üzerinde durulan dört önemli özellik;

- 1- Olayın sürekli gelişmesi,
- 2- Lokalize (Bölgesel) olması,
- 3- Çatlakların ilerlemesi,

4- Çatlakların büyümesi ve kırığın ortaya çıkmasıdır (Çalık, 1997).

Yorulma olayı genellikle malzemenin içyapısında bulunan kusurlar civarında oluşan yerel gerilme yığılmalarından kaynaklanır. Bu sebepten yorulma olayı malzemenin içyapısına çok bağlı olup, içyapıda mevcut kusurlar civarında oluşan yerel gerilme yığılmalarından da kaynaklanır. İçyapıda bulunan çatlak, çentik, boşluk, sert parçacık ve ani kesit değişimleri civarındaki gerilmeler ortalama gerilmelerden daha büyüktür. Bu gerilmelerin etkisinde yerel plastik şekil değiştirme meydana gelir. Diğer taraftan başlangıçta hiçbir bozukluk içermeyen, yüzeyi parlatılmış, uniform kesitli metalde, elastik sınır altında da dislokasyonlar yerel olarak hareket ederek kayma bantları oluştururlar. Bu bantlar da yüzeyde çıkıntılar ve çöküntülerin doğmasına, dolayısıyla gerilme yığılmalarına neden olurlar. Bütün bu hallerde tekrarlı zorlamalar etkisinde oluşan tersinir olmayan plastik şekil değiştirme sonucu malzeme pekleşir, gevrekliği artar ve sonunda mikro çatlaklar doğar. Bu mikro çatlaklar zamanla yayılarak belirli bir kritik uzunluğa ulaşır ve ani yorulma kırılması meydana getirir. Yorulma çatlakları genelde yüzeyde meydana gelir ve iç kısımlara ilerler (Onaran, 1993; Gözütok, 2009). Şekil 4.1’de yorulma çatlağının oluşumu gösterilmektedir.



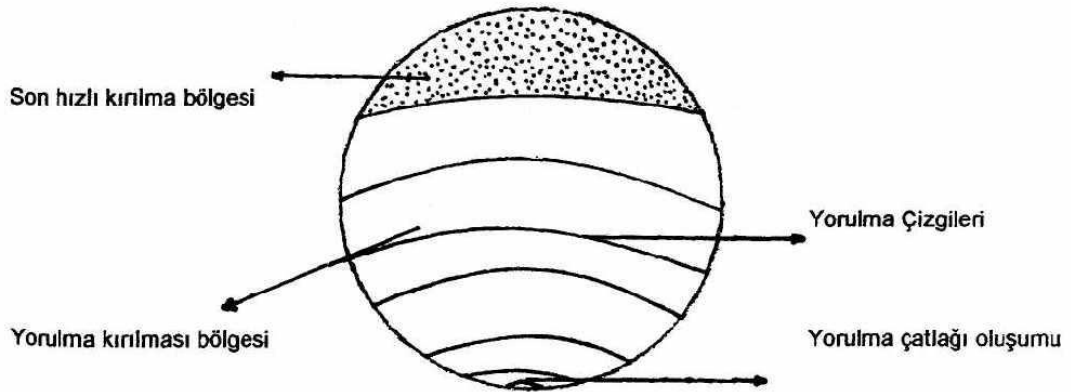
Şekil 4.1: Yorulma çatlağının oluşumu (Gözütok, 2009)

Yorulma olayında çatlak genellikle yüzeyde bir pürüzde, çentikte, çizikte, kılcal çatlakta veya ani kesit değişimlerinin olduğu yerlerde başlar. Çatlak oluşumu için aşağıdaki üç ana faktör gereklidir. Bunlar:

- a) Yeterli derecede yüksek bir çekme gerilmesi (anma gerilmesi),
- b) Uygulanan çevrimsel gerilmenin oldukça geniş değişimi veya dalgalanması,
- c) Uygulanan gerilmenin yeteri kadar büyük tekrarlanma sayısı.

Çatlak oluşumu için bu ana faktörlerin yanında korozyon, aşırı yükleme, artık gerilmeler ve birleşik gerilme hali, gerilme yığılması, yüzey kalitesi ve metalografik yapı gibi çok sayıda yan faktörler de vardır (Bannantine vd., 1990).

Yorulmadan kaynaklanan bir kırılma oluşmuş ise o noktadaki gerilme değerleri, malzemenin gerçek sınırı diye tabir edilen endurans gerilme değerini aşmıştır. Yorulmadan kırılmasının en büyük özelliği, malzemenin özelliği ne olursa olsun malzemenin gevrek yapıda davranış göstermesidir (Pektaş, 2006). Yorulma kırılması yüzeyin ilginç bir görüntüsü bulunur. Yüzeyde çatlağın başladığı yorulma odağı ile onu çevreleyen midye kabuğunu andıran aynı merkezli eğriler ve bunların yanında taneli bir bölge görülür. Çatlak zamanla yavaş yavaş ilerlerken karşılıklı yüzeylerin sürekli birbirine sürtünmesi sonucu yorulma kırılması yüzeyi parlak görünür. Çatak ilerleyip geri kalan dolu kesit normal yükü taşıyamaz hale gelince ani kırılma meydana gelir ve kırılma yüzeyi taneli görünüme sahip olur. Şekil 4.2’de yorulma kırılmasının genel görünüşü ile çatlak başlama, yayılma ve ani kırılma bölgeleri gösterilmektedir.



Şekil 4.2: Yorulma kırılmasında çatlak başlangıç, yayılma ve ani kırılma bölgeleri (Smith, 1986)

Bir yorulma kırığı, çoğunlukla kolaylıkla görülebilecek çizgisel bir yüzey (kumsala benzer) sergiler. Örneğin Şekil 4.2 yorulma hasarına uğramış çelik bir milin kırılma yüzeyini resmetmektedir. Bu tip bir hasarın ana bölümleri; yorulma çatlağı başlangıcı, çatlağın yayılması (kumsal benzeri) ve çatlak boyu kritik bir değere ulaştığında yaşanan ani kırılma bölgesidir (Meyers ve Chawla, 1999). Yorulma çatlağının başlangıç yeri şekilde görüldüğü gibi dalgaların merkezidir. Yorulma olayında öncelikle çatlağın başlayabileceği çentik, keskin köşe, girinti, çıkıntı, yüzey kusurları vb. gibi yerlerden kılcal çatlaklar oluşur. Oluşan kılcal çatlak hemen malzemenin kırılmasına neden olmaz, uygulanan çevrimsel gerilimin her çevrimiyle birlikte çatlak malzeme içinde çok yavaş olarak ilerler ve belirli bir seviyeden sonra aniden kararsız hale gelerek malzemenin kırılmasına neden olur. Kırılma olan yüzeyde yorulma olup olmadığı yüzey şekillerinden kolaylıkla ayırt edilebilir. Yukarıdaki şekilde de görüldüğü üzere kırık yüzeyinde dalgalar halinde genişlemeler görülmektedir. Malzemeye uygulanan gerilim ne kadar büyük olursa çatlak ilerlemesi de o kadar hızlı meydana gelir (Ünsalan, 2006).

Kırılmanın görüldüğü parçaların görevlerini belirli bir süre daha yerine getirdiği düşünülerek, tekrarlı olarak uygulanan yüklere karşı malzemenin dayanım gücünün azaldığı, ve bunun neticesinde de yorulduğu fikri ilk defa 1840 ve 1850 'li yıllarda ortaya atılmıştır. Yorulma ile ilgili ilk sistematik çalışmalar Almanya'da 1850-1860 yılları arasında "Agust Wöhler" tarafından yapılmıştır (Aytaç, 2004; Kayalı vd., 1983; Er, 2006). Demir yolu vagonlarının aksları üzerinde yapılan bu sistematik çalışmalarda Wöhler, kendi geliştirdiği yorulma deneyi cihazını kullanmıştır. Metal malzemeler üzerinde yapılan deneylerde , uygulanan yüklerin büyüklükleri üzerinde durulmuştur. Deney sonuçlarından yararlanılarak yorulma olayında uygulanan maksimum gerilmeden ziyade gerilme aralığının ($\sigma_{\max}$ ve $\sigma_{\min}$ arasındaki fark) önemli olduğu sonucuna varılmıştır. İlk defa Wöhler tarafından gerilme – çevrim sayısı (S-N) diyagramları kullanılarak belirli bir gerilme değerinin altındaki değerlerde numunelerin kırılmadığı gösterilmiştir. 1850 ve 1865 yılları arasında "Hodgkinson ve Fairbairn" tarafından kiriş sistemleri üzerinde tekrarlı eğme deneyleri yapılmıştır. Statik yükleme durumunda 120 KN altında kırılma meydana gelirken , tekrarlı yükleme durumunda ise 30 KN 'luk yükün kırılmaya yeterli olduğu gözlemlenmiştir. 1870 ve 1890 'lı yıllarda yapılan Wöhlerin klasik çalışmaları genişletilerek değişik araştırmacılar tarafından sürdürülmüştür. 1900 'lü yıllarda

yorulma mekanizmasının anlaşılmasında optik mikroskop kullanılmıştır. Mikro çatlakların meydana gelmesinden lokalize kayma doğrultuları ve kayma bantlarının önemli olduğu gözlenmiştir (Aytaç, 2004; Kayalı vd., 1983; Er, 2006).

Günümüzde malzemelerin yorulma dayanımını artırmak için değişik deneyler ve çalışmalar yapılmaktadır. Yorulma hasarını veya yorulma ömrünü artırmak için uygulanmakta olan değişik yöntemler mevcuttur. Bu yöntemlerden bazıları malzemenin iç yapısında değişiklik meydana getiren ısıtma işlemlerinden olan normalizasyon, yüzey sertleştirme , komple sertleştirme ve östemperleme gibi ısıtma işlemlerdir. Diğer yöntemler ise malzeme yüzeyinde kalıcı (artık) gerilme oluşturan bilyeli dövme ve yüzey ezme (haddeleme) gibi plastik deformasyon işlemleridir (Değer, 1995; Aytaç, 2004).

Dinamik yük altında çalışan parçaların yorulma davranışları hakkında daha doğru bilgi edinebilmek için bu parçaların gerçek kullanım koşullarında test edilmeleri gerekir. Fakat gerçek kullanım koşulları altında test etmek hem daha fazla zaman gerektirdiğinden hem de pahalı olduğundan dolayı belirli standartlara göre hazırlanan yorulma testi örnekleri ile laboratuvar ortamlarında yine belirli standartlara göre testler gerçekleştirilerek malzemelerin yorulma davranışları hakkında temel bilgiler edinilmektedir (Çarboğa, 2002).

4.1.1 Metal Yorulması

Metal yorulması; makinelerde, taşıtlarda ya da yapılardaki metal parçaların değişken gerilimlerin ya da yüklerin altında giderek dayanımını yitirmesi ve dayanabileceğinden çok daha düşük bir gerilimin etkisiyle hasara uğrayabilecek duruma gelmesidir. Metalik malzemelerin ilk kullanılmaya başlandığı dönemlerde, malzeme üzerindeki değişken gerilme etkisi o kadar düşüktü ki, malzeme ömrü üzerine yapılan hesaplamalarda bu etkiler göz ardı edilmekteydi. Bu nedenle ilk tasarımcılar malzemenin mekanik özellikleri üzerine yaptıkları bütün tasarımlarında en üst güvenlik faktörünü kullanarak statik durum şartlarını takip etmişlerdir (Bannantine vd., 1990).

19. yüzyılın ortalarında bazı araştırmacılar aynı gerilme aralığı içerisinde değişken olan yüklemenin statik yüklemeye göre potansiyel olarak daha tehlikeli

olduğunu keşfettiler. 1843 yılında, daha sonraki yıllarda mekanik ve içten yanmalı motorlar üzerinde meşhur bir araştırmacı olacak olan Rankine (Hutchings ve Unterveiser, 1981) yorulma kırılmalarını diğer kırılmalardan ayırt edici karakteristik özellikleri üzerine tanımlamalar yaptı ve malzemelerin dizaynındaki keskin kesit değişimi tehlikesi konusuna dikkat çekti. Fairbairn (Hutchings ve Unterveiser, 1981) gerçekleştirdiği birçok test ile metallerin yorulma koşulları ile ilgili yeni gelişmeler sağladı. Son olarak Wöhler yayınladığı bir kitap ile malzemelerin gerilme yoğunluğunda artışa sebep olan form değişikliklerinin de değişken zorlama kadar önemli olduğu konusunda dikkat çekti. Bununla beraber, buharlı makine ve mekanik ulaşım araçlarındaki gelişmeler ve 19-20. yüzyıllardaki geniş kullanımı, bu metalik malzemelerin daha kompleks ve değişken yükler altında çalışma koşullarını gerektirdi. Metalik malzemelerin düşük gerilmelerde fakat sürekli değişken yükler altında da hasara uğrayabileceği keşfedildi. Kırılmalar genellikle metalik malzemenin keskin kesit değişikliği gösterdiği bölgelerde yoğunluk kazanmaktaydı (Yaşar, 2007).

Metal yorulması daha 19. yüzyılın başlarından bu yana bilinmekle birlikte bu olguya ilişkin ilk ciddi araştırmalar 20. yüzyılın ortalarına doğru başlamıştır ve özellikle de 1954'te İngiliz 'Comet' jet yolcu uçağının basınç kabinlerinin yarılması üzerine hızlanmıştır. 1970'lerde olayın nasıl geliştiği henüz tam olarak anlaşılamamışsa da, deneysel yollarla yorulmanın üstesinden gelecek teknikler geliştirilmiştir. Yorulma dayanımı daha yüksek metaller bulunmuş ve çeşitli yeni yüzey işlemleriyle bunların yorulma dayanımı daha da artırılmaya çalışılmıştır. Bu arada uçak ve benzeri taşıtlarda yorulmaya yol açan gerilimleri en aza indirgeyecek yeni tasarımlara geçilmiştir (Bannantine vd., 1990).

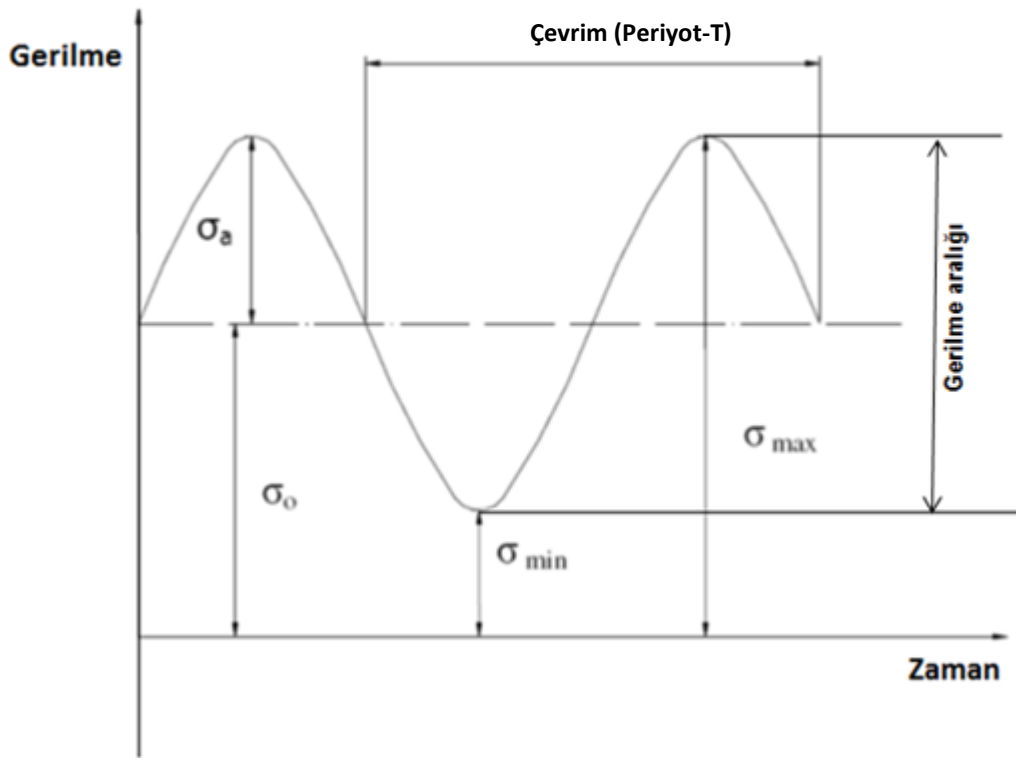
Metal malzemelerde meydana gelen yorulma geri dönüşlü olmaz. Bir diğer deyişle, yorulmaya başlamış bir metalin çalışması durdurulup metalin belirli bir süre bekletilmesi ve sonra tekrar çalışmaya başlaması anından itibaren metaldeki yorulma olayı kaldığı yerden devam eder.

Her bir kırılma tipi hemen hemen kişisel parmak izi gibi kendine has karakteristik özellikler taşımaktadır. Bu sebeple metalik malzemenin özelliklerini tanımlamak, kırılma sebeplerini analiz etmek ve benzeri kırılmalar ile karşılaştırmak,

her malzeme için ayrı ve özel bir çalışma sistemi ile gerçekleştirilebilir (Yaşar, 2007).

4.2 Yorulma Olayı İle İlgili Temel Kavramlar

Malzemelerin yorulma davranışlarını belirleyebilmek için burulma, eğilme, çekme, basma vb. tekrarlı gerilmeler uygulanarak yorulma testleri gerçekleştirilir. Bu bölümde malzemelerin, statik mukavemetlerinden daha düşük tekrarlı gerilmeler altında çatlamlarına ve kopmalarına neden olan yorulma olayının incelenmesinde ve yorulma testlerinde kullanılan terimler açıklanacaktır. Yorulma olayı ile ilgili gerilme-zaman çevrimi ve yorulma olayındaki temel gerilme değişkenleri Şekil 4.3'de verilmiştir.



Şekil 4.3: Yorulma olayı ile ilgili gerilme-zaman çevrimi ve temel gerilme değişkenleri

Çevrim: Gerilme-zaman eğrisinin periyodik olarak tekrarlanan en küçük parçasına çevrim denir. Birim zamandaki çevrim sayısına **frekans** denir.

Maksimum Gerilme (σ_{maks}): Uygulanan gerilme değerleri arasında en büyük değere sahip olan gerilmedir.

Minimum Gerilme (σ_{min}): Uygulanan gerilme değerleri arasında en kk değere sahip olan gerilmedir.

Ortalama Gerilme (σ_{ort}): Maksimum ve minimum gerilmelerin cebirsel toplamının yarısına eşittir. Yorulma-evrim grafiklerinde S ile de gösterilir.

$$\sigma_{ort} = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad 4.1$$

Gerilme Aralığı ($\Delta\sigma$): Maksimum ve minimum gerilmeler arasındaki cebirsel farktır.

$$\Delta\sigma = \sigma_{maks} - \sigma_{min} \quad 4.2$$

Gerilme Genliği (σ_a): Maksimum ve minimum gerilmeler arasındaki cebirsel farkın yani gerilme aralığının yarısına eşittir. Maksimum ve minimum gerilme ile ortalama gerilme arasındaki farktır.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad 4.3$$

Maksimum gerilme ve minimum gerilme, ortalama gerilme ve gerilme genliği terimlerine bağlı olarak yeniden düzenlenirse;

$$\sigma_{maks} = \sigma_{ort} + \sigma_a \quad 4.4$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{ort} - \sigma_a \quad 4.5$$

denlemleri elde edilir.

evrim Sayısı (n): Yorulma deneyi sırasında herhangi bir zaman aralığında uygulanan periyot sayısıdır.

Dayanma veya Yorulma evrimi Sayısı (N): Malzemenin kopmasına kadar uygulanan toplam çevrim sayısıdır. Genellikle 10' un katları olarak gösterilir.

Yorulma deneylerinde kullanılan iki önemli oran bulunmaktadır. Bunlar; gerilme oranı ve genlik oranıdır.

Gerilme Oranı (R): Bir çevrimdeki en küçük gerilmenin en büyük gerilmeye oranıdır.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \quad 4.6$$

Genlik Oranı (A): Gerilme genliğinin ortalama gerilmeye oranıdır (Gözütok, 2009).

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_{ort}} = \frac{1 - R}{1 + R} \quad 4.7$$

Yorulma testleri sonucunda gerilme (σ) ile yorulma çevrim sayısı (N) arasındaki ilişkiyi gösteren yorulma (S-N) eğrileri çizdirilir. Yorulma eğrilerinde iki önemli parametre tanımlanmaktadır. Bunlar:

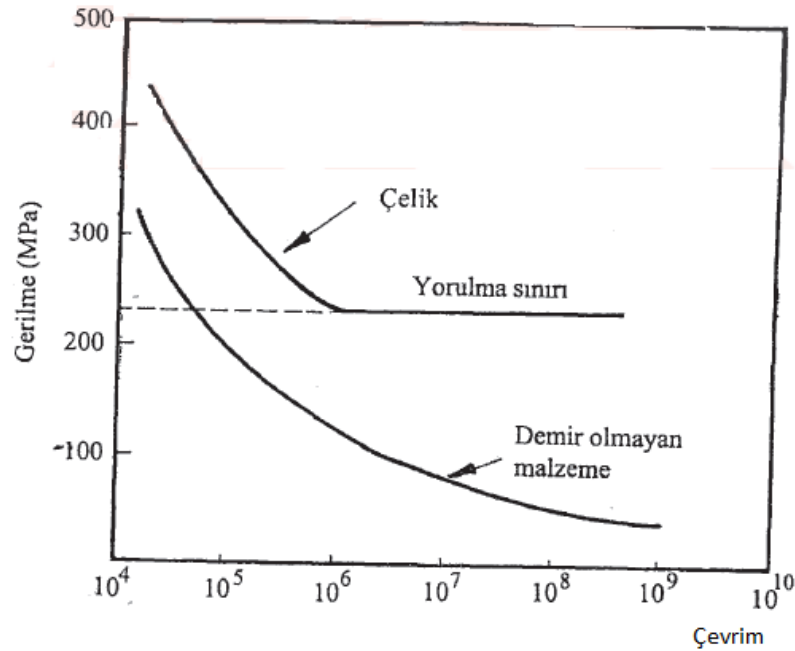
Yorulma ömrü: Belirli bir tekrarlı yük etkileyen malzemenin kırılmasına kadar geçen çevrim sayısına yorulma ömrü denir.

Yorulma dayanımı: Belirli bir çevrim sayısı sonrasında malzemenin kırılmasına neden olan gerilme değerine de yorulma dayanımı denir (Kılıç, 2006).

Tipik bir gerilme-ömür eğrisi Şekil 4.4’de gösterilmiştir. Bu eğrinin ilk şekli A. Wöhler tarafından 1858-1860 yılları arasında bulunduğu için bu eğriye “Wöhler Eğrisi” de denmektedir. Wöhler eğrileri yorulma olayını kısmen açıklamakla beraber yorulma deneyi süresince malzemeye uygulanan gerilme ile çatlağın hareketi arasında herhangi bir bağıntı vermemektedir (Yayla, 2007). Wöhler yöntemi ya da diğer adıyla S-N eğrileri yönteminde malzeme, biçim ve yüzey kalitesi bakımından tümüyle aynı olan deney parçalarının her biri, aralıksız şekilde ve farklı seviyelerde zorlanarak kırılmanın olduğu çevrim sayısı belirlenir. Bir yorulma deneyi serisinde çoğunlukla 6 ile 10 adet arasında deney numunesi kullanılır (Şık, 2002).

Yorulma deneylerinde deneyin amacına, malzeme ve deney makinasına göre yük veya şekil değiştirme genlikleri kontrol edilir ve bu büyüklükler gerilme veya

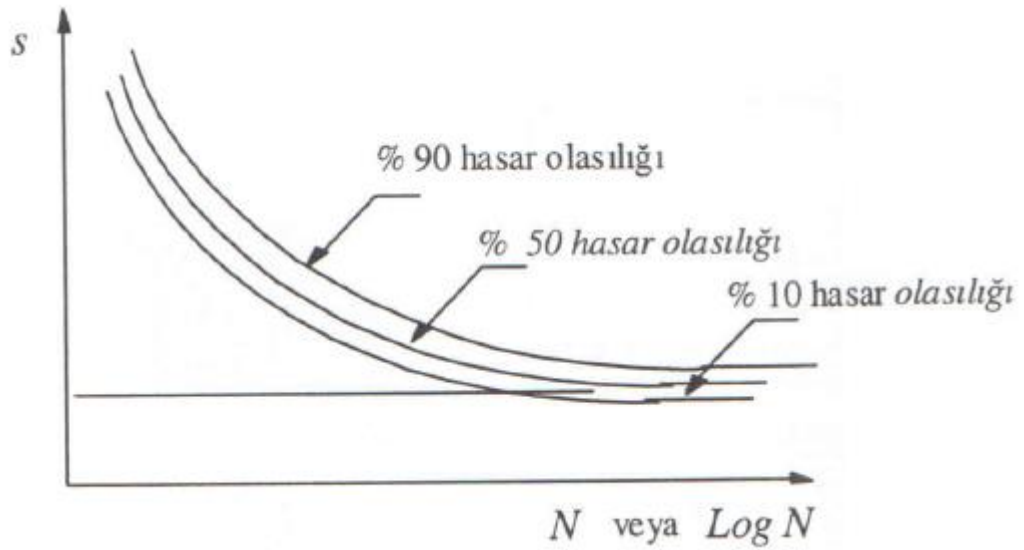
birim şekil değişimi değerlerine dönüştürülür (Gözütok, 2009). Ortalama gerilme (σ_{ort} veya S) ve minimum gerilme sabit tutularak tüm deneylerde sabit kalmak üzere numunelerin her biri için ayrı gerilme genliği değerleri uygulanarak numunenin çatlamasına/kırılmasına kadar geçen çevrim sayısı (N) tespit edilir. Küçük gerilmeler için çatlak başlangıcının gözlemleneceği çevrim sayısı çok büyük olacağından dolayı önceden belirlenen çevrim sayısına kadar deney devam ettirilerek malzemenin yorulma davranışı izlenir. Deneylerde uygulanan gerilme genliği (σ_a) deney süresince sabit tutulur (Pektaş, 2006). İlk deney parçasına uygulanacak olan üst gerilme, genellikle malzemenin akma sınırına yakın olacak şekilde yüksek düzeyde uygulanır. Sonraki deney parçalarında ise daha düşük değerlerde gerilmeler uygulanarak kırılma çevrim sayısının mümkün olduğunca yüksek düzeylere çıkması sağlanır. Malzemenin yorulma deneyi serisi sonunda uygulanan gerilme genlikleri ve kırılmanın görüldüğü çevrim sayılarının bir eğri olarak çizimi ile eğer noktalar büyük dağınıklar göstermiyor ise Şekil 4.4’de gösterilen Wöhler eğrisi (veya S-N eğrisi) elde edilir (Gözütok, 2009; Şık, 2002).



Şekil 4.4: Çelik ve demir olmayan malzemelerin tipik Wöhler diyagramı (Savaşkan, 1999)

Wöhler eğrisinde çevrim sayısını gösteren apsiste genellikle logaritmik skala, gerilme genliğini gösteren ordinatta ise genellikle doğrusal skala kullanılır. Ordinat

ekseninde ise bazı hallerde logaritmik skala kullanılır ve bu ekseninde maksimum gerilme, minimum gerilme veya gerilme genliği değerlerinden biri kaydedilir. Sonsuz çevrim sayısında kırılmanın görülmeyişi en büyük genlik yani eğrinin asimptotuna karşılık gelen değer, yorulma dayanımı olup σ_y ile gösterilir. Diğer taraftan belirli bir çevrim sayısından sonra eğri sonsuz çevrim sayısına yaklaşıyor olarak kabul edilir. Wöhler eğrileri genellikle 10^6 çevrimden sonra apsis eksenine asimptotik bir durum sergilerler. Sınır çevrim sayısı oda sıcaklığında ve daha düşük sıcaklıklardaki çelikler için $10 \cdot 10^6$, ağır ve hafif metaller ile yüksek sıcaklıklardaki çelikler için $100 \cdot 10^6$ veya daha fazla olarak alınmaktadır. Yorulma deneyi sürelerinin kısaltılması amacıyla çelik için $2 \cdot 10^6$ ve hafif metaller için $10 \cdot 10^6$ - $50 \cdot 10^6$ sınır çevrim sayıları da kullanılmaktadır (Güleç ve Aran, 1983; Aydemir, 1996; Pektaş, 2006; Gözütok, 2009).



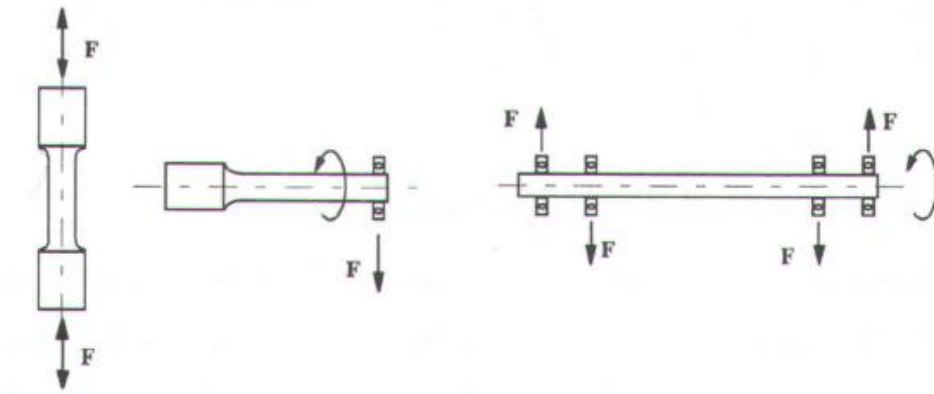
Şekil 4.5. Tipik bir gerilme-ömür veya S-N eğrisi (Yayla, 2007)

Yukarıda Şekil 4.5 ile gösterilen Wöhler eğrisinden de anlaşılacağı üzere malzemenin yorulma performansı belli bir bant aralığınca değişmektedir. Bunun nedeni ise yorulmanın bir çok parametreye bağlı olması ve her bir yorulma numunesinin tane sınırlarındaki farklılaşmalar ve deney numunesinin işlenen yüzeyindeki farklılıklardır. Bu sebeple yorulma istatistiksel olarak ele alınır. Buna göre malzemelerin yorulma özellikleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

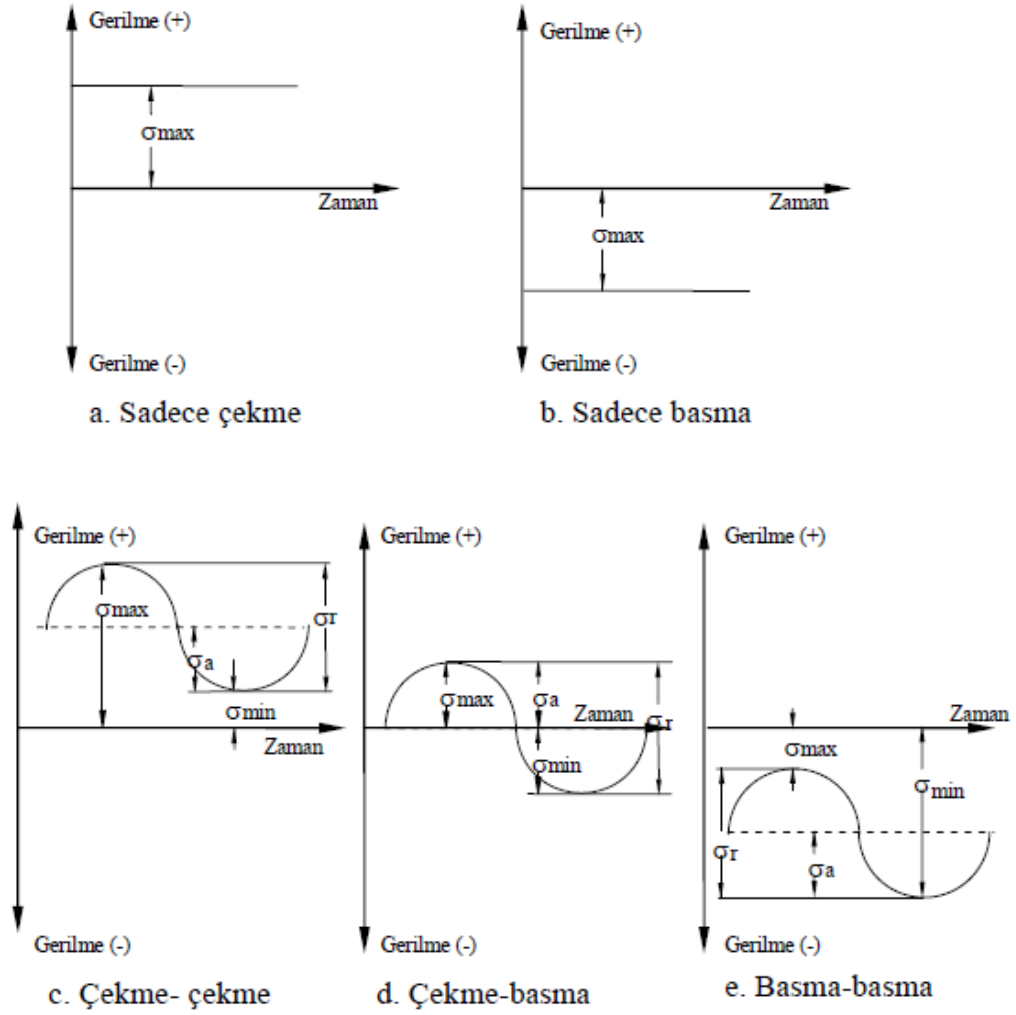
1. Uygulanan gerilme arttıkça malzemenin ömrü azalır,
2. Yapılan yorulma deneylerinden elde edilen sonuçlar arasında belirgin bir dağılım bulunur,
3. Bazı mühendislik malzemelerinde belli bir gerilme değerinin altında malzemede zamanla herhangi bir çatlak ilerlemesi olmamaktadır. Bu gerilme değerine yorulma sınırı (fatigue limit veya endurance limit) denir. Yapılan çalışmalarda bu yorulma gerilmesi değerinin malzemenin çekme dayanımının %40 civarında olduğu saptanmıştır,
4. Malzemenin yorulma ömründe gerilme yığılması önemli ölçüde etkili olmakta ve özellikle de numunenin şekli belirgin bir rol oynamaktadır (Yayla, 2007).

4.3 Yorulma Deneylerinde Yükleme Biçimleri

Yorulma testinde kullanılan yükleme biçimleri genel olarak Şekil 4.6'da ve değişik yükleme durumlarına ait tekrarlı gerilme-zaman eğrileri Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4.6: Yorulma testlerinde kullanılan yükleme biçimleri (Yayla, 2007)



Şekil 4.7: Yorulma testlerinde uygulanan değişik yükleme durumlarına ait tekrarlı gerilme-zaman eğrileri (Ünsalan, 2006)

Uygulanan gerilmeler zamana bağlı olarak statik veya değişken olabilir. Statik gerilmelerde yükleme zamana göre sabit olur. (Akkurt, 1990).

Statik yükleme, sadece çekme (Şekil 4.7.a) veya sadece basma (Şekil 4.7.b) şeklinde görülür. Bu tür yüklemelerde yük sabit olduğundan grafikte de gerilme, yük-zaman eksenine göre paralel şekilde olur. Herhangi bir yük zamana bağlı olarak değişkenlik gösterdiğinde yorulma kaynaklı bir kırılma hasarına neden olabilir. Bu tip yüklemelerin özellikleri uygulama biçimlerine göre değişkenlik göstermekle birlikte en basit olanı belirli bir zaman aralığında sabit bir frekansta değişen ve sabit bir değere sahip yüklemelerdir (Pektaş, 2006). Yüklemin zamana göre değişmesi durumunda gerilme, zamana göre grafikte dalgalanmalar gösterir. Değişken yüklemeler üç ana kategoride izlenebilir. Bunlardan birincisi Şekil 4.7.c’de

görüldüğü gibi değişken yükleme pozitiften pozitive doğrudur. Yani yükleme basma-basma şeklindedir. İkinci değişken yükleme tipi pozitif değerden negatif değere doğrudur. Bu tip yükleme biçimi de Şekil 4.7.d’de görüldüğü gibi çekme-basma şeklindedir. Üçüncü değişken yükleme tipi ise negatif değerden negatife doğrudur. Şekil 4.7.e’de görüldüğü gibi çekme-çekme şeklindedir (Akkurt, 1990).

Yükleme durumları R ile gösterilen gerilme oranı faktörü ile ifade edilir ve aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır. Tablo 4.1’de yorulma yük biçimlerindeki gerilme oranları gösterilmiştir.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}}$$

Tablo 4.1: Yorulma yük biçimleri için R değerleri

Yorulma Yük Biçimi	Gerilme Oranı
Statik Yük	R=1
Çekme Yükünü	R=0
Çekme-Çekme	0<R<1
Çekme-Basma	R=-1
Basma-Basma	-1<R<0

4.4 Yorulma Deneylerinde Gerilme Biçimleri

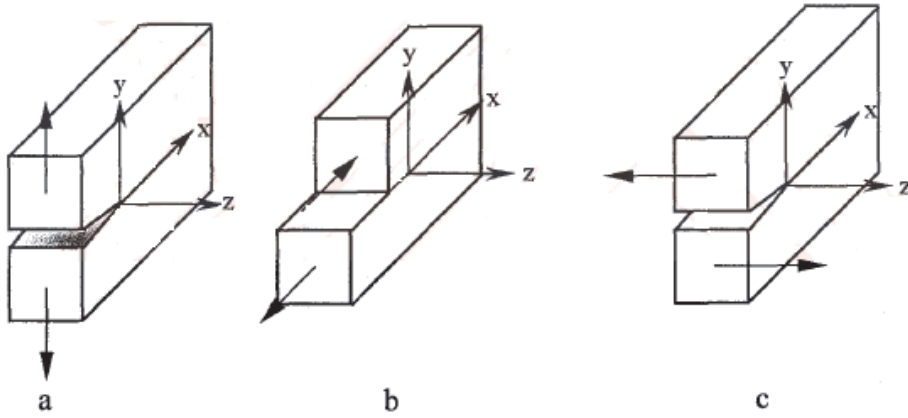
Temel olarak üç çeşit gerilme türü bulunmaktadır. Bu gerilme türleri çatlak yüzeylerinin yer değiştirme doğrultularına göre sınıflandırılmıştır.

Mod I : Açılma veya çekme gerilmesidir. Çatlağın bu moda göre davranışında çatlak yüzeyleri y-ekseni doğrultusunda birbirlerinden uzaklaşmaktadırlar. Çatlaklarda en sık meydana gelen durumdur ve en fazla hasara neden olan çatlak ilerleme modudur. Gerilme şiddeti, çatlakların bu moddaki davranışı temel alınarak hesaplanmaktadır.

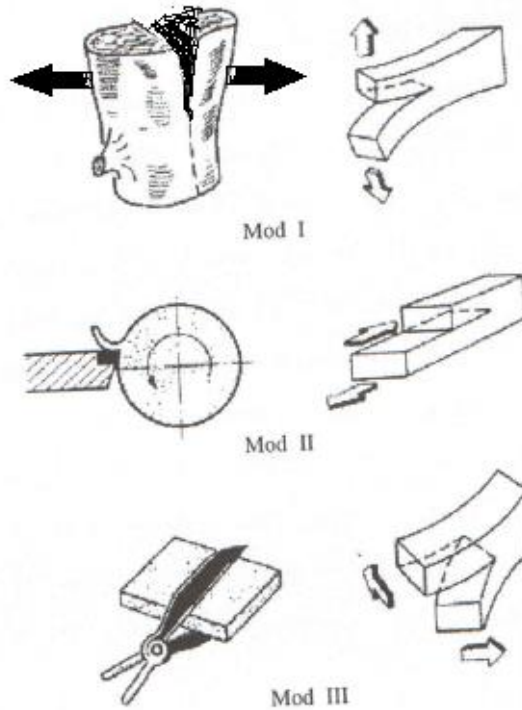
Mod II : Kayma veya yüzey kesme gerilmesidir. Bu modda çatlak yüzeylerinden birisi diğeri üzerinde dik olarak kayma eğilimindedir. Çatlağın

yüzeylerde x-ekseni doğrultusunda olduğu bu yer değiştirme gerilme türü Mod I kadar yaygın değildir.

Mod III : Yırtılma veya bükme gerilmesidir. Çatlağa sahip yüzeyler, çatlak ucuna paralel olarak z-ekseni doğrultusunda birbirlerinden uzaklaşmaktadırlar. Sadece bükmeye maruz kalan durumlarda görülür (Pakdil, 2001). Gerilme ve mod biçimleri Şekil 4.8’de, gerilme biçimlerine örnekler ise Şekil 4.9’da gösterilmiştir.

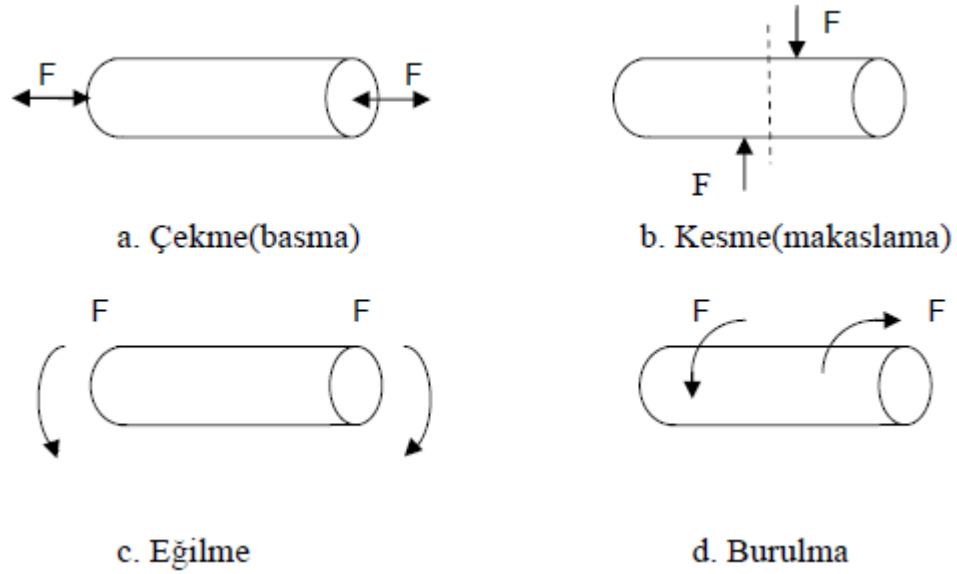


Şekil 4.8: Gerilme biçimleri ve doğrultuları; a) Mod I, b) Mod II, c) Mod III (Pakdil, 2001)



Şekil 4.9: Kuvvet altında oluşan üç farklı kırılma moduna örnekler (Yayla, 2007)

Basit gerilme durumu malzemenin üzerine uygulanan tek bir gerilme çeşididir. Bunlar sırasıyla çekme(basma), kesme(makaslama), eğilme ve burulma durumlarından oluşur. Şekil 4.10.a'da çekme veya basma gerilmesi gösterilmiştir. Bu tür gerilmede çubuğun direkt olarak eksenini boyunca yükleme uygulanır. Yükleme yönleri malzemeden dışarıya doğru ise çekme (+), malzemenin içine doğru ise basma (-) işaretlerle gösterilir. Şekil 4.10.b'de malzeme iki kuvvet altında kesilmeye zorlanır. Şekil 4.10.c'de malzeme eğilmeye zorlanmaktadır. Şekil 4.10.d'de ise malzeme burulmaya zorlanmaktadır (Ünsalan, 2006).



Şekil 4.10: Basit gerilme çeşitleri (Ünsalan, 2006)

4.5 Yorulma Sonucu Çatlak Oluşumu

Yorulma konusunda ilk sistematik çalışmayı Wilhelm Albert 1837 yılında konveyör zincirleri konusunda yayınlamıştır. August Wöhler 1860'da demiryolu aksları konusunda yapmış olduğu çalışmayı yayınlarak yorulma limiti kavramını önermiştir. Daha sonraları ise birçok malzemenin gerilme-tekrar sayısı (S-N eğrileri) diyagramları elde edilmiştir. Bütün bu çalışmalar sonucunda çatlak başlangıcının ve ilerleyişinin yorulmanın temelini oluşturduğu saptanmıştır. Ancak tüm bu çalışmalar ampirik bir bağıntı elde edilemediğinden dolayı ileriye gidememiştir (Yayla, 2007).

Yorulma olayı temelde mikroskobik boyutta gerçekleşir. Mikron düzeydeki ilk yorulma çatlaklarının oluşumunu ve davranışını inceleyebilmek oldukça güçtür.

Yorulma kırılmasında çatlak, belirli bir tekrarlı yüklemekten sonra yüzeydeki düzensiz bir geçişten, çizik, çentik gibi bir boşluk etkisinden veya malzeme içindeki bir boşluktan başlar. Çünkü bu noktalarda gerilme yığılmaları oldukça fazladır ve çatlak bu gerilme yığılmalarının olduğu noktalardan başlar. Oluşan bu başlangıç çatlağı, tekrarlı yüklemeler devam ettikçe uygulanan yüklemeye dik doğrultuda ilerler ve ilerleyen çatlak belli bir uzunluğa ulaştığında ise kırılmayan bölge artık bu gerilmeyi taşıyamayacak duruma gelip ani olarak kırılmaya uğrar (Yayla, 2007).

Yorulma çatlağının metal yüzeyi üzerinde bölgesel olarak oluşumunu aşağıdaki nedenlere bağlayabiliriz:

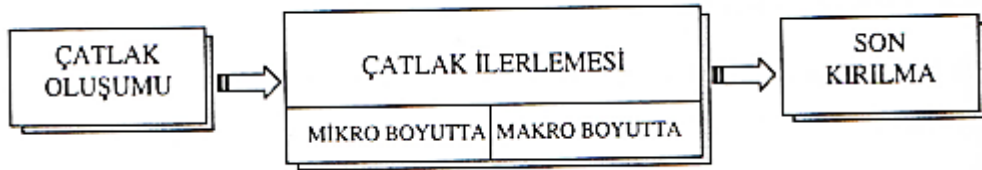
- a) Çentik etkisi nedeni ile genellikle mühendislik malzemelerinde keskin açılı kesitler veren çentik veya kanal gibi bölgesel şekil değişimi görülen noktalardaki gerilme yoğunluğunun artışından dolayı bu noktalardan yorulma çatlağı başlaması ihtimali daha yüksektir.
- b) Metal yüzeyindeki kristallerin iç bölgelerdeki kristallere göre daha az destekli olmasından dolayı yüzeyde kristaller arası kayma olma ihtimali daha yüksektir ve bu da yüzeyde çatlak oluşumuna neden olur.
- c) Atmosferik reaksiyonların etkili olmasından dolayı yüzeyde çatlak oluşum ihtimali yüksektir (Yaşar, 2007).

Metal yüzeyindeki yorulma çatlağının başlangıcı, yüzeydeki plastik deformasyonun daha kolay olması ve kayma basamaklarının yüzeyi oluşturduğu gerçeğine dayandırılabilir. Kayma basamakları tek başlarına bir yorulma çatlağı başlatabilecekleri gibi, yapısal veya geometrik hatalarla etkileşime girme sonucunda da çatlak oluşturabilirler. Yüzeydeki bozukluklar yüklenmeden önce de var olabilir veya dinamik yüklenme sırasında da oluşabilir (örneğin metallerde kalıcı kayma bantları olarak adlandırılan ve bakır ile nikelde ilk kez Thompson tarafından gözlemlenmiş olan girinti (intrüzyon) ve çıkıntıların (ekstrüzyonların) oluşumu).

Dislokasyonların hareketi yüzeyde girinti ve çıkıntı oluşturur. Şekil 4.1’de ve Şekil 4.12’de yüklemeye bağlı olarak malzeme yüzeyinde girinti ve çıkıntıların nasıl oluştuğu görülmektedir. Bir girinti (intrüzyon) peş peşe gelen çevrimlerde devam eden plastik deformasyon ile büyüyebilir ve çatlak oluşumuna neden olabilir (Saatçi ve Tahralı, 2003).

Magnezyum, titanyum ve bunların alaşımları gibi hekzagonal kafes yapılı malzemelerde çatlak başlangıcı için ikizlenmeler önem taşırken, alüminyum, yüksek dayanımlı çelikler ve birçok polimer gibi ticari malzemelerde genelde kalıntılar ve ikinci faz parçacıkları baskın çıkar. Büyük gerilme genliklerinde veya tane sınırını gevrekletiren yabancı maddelerin bulunması halinde (örneğin demir içinde O_2 bulunması) tane sınırları çatlak başlangıcı için önem kazanmaya başlar (Saatçi ve Tahralı, 2003).

Yorulma sonucu çatlak ilerlemesinin, malzemenin içinde bulunan mikroskobik çatlakların tekrarlı yükleme sonucu birleşerek gerçekleştiği bilinmektedir. Bu mikro çatlakların ilerleme mekanizması, herbir çevrim sonucu çatlak ucunun körleşmesi ve keskinleşmesi şeklinde gerçekleşir. Çatlak oluşumu ve kırılmaya kadar geçen evreler şematik olarak Şekil 4.11’de gösterilmiştir.

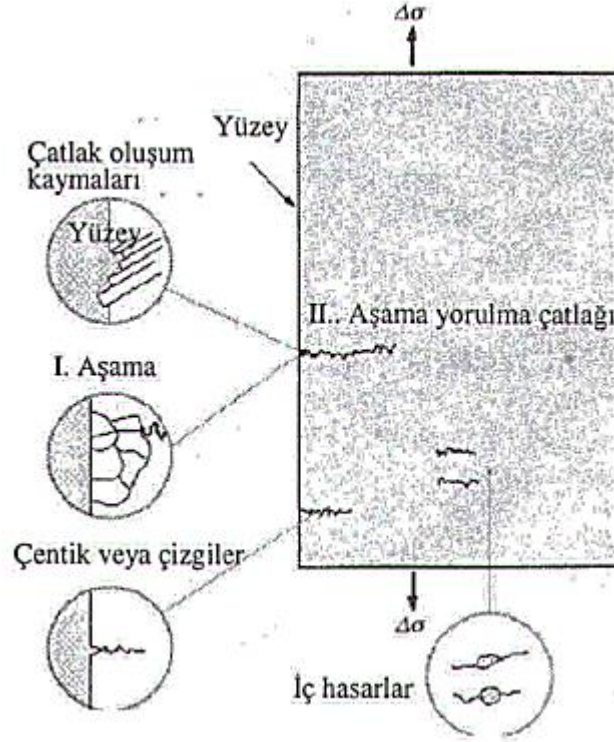


Şekil 4.11: Çatlak oluşumu ve kırılmaya kadar geçen evreler (Yayla, 2007)

Yorulma çatlağı, malzeme içinde makroskobik çatlaklardan başlayabileceği gibi bazen çatlaksız orijinal numunelerden de başlayabilir. Makroskobik olarak incelendiği zaman yorulma çatlağı ya malzeme dış yüzeyindeki mikro çatlaklardan ya da malzeme içindeki mikro boşluklardan veya inklizyonlardan başlamaktadır (Yayla, 2007).

Yorulma çatlağı başlangıcı bazen tane sınırlarında da ortaya çıkmaktadır. Başlangıçta aynı anda hareket etmeye başlayan çatlaklardan bir veya birkaçı tane sınırlarında ilerlemeye devam eder. Üç aşamada gerçekleşen yorulma kırılmasında I. aşamada malzemede mikro seviyede çatlak oluşumu gerçekleşir ve oluşan mikro çatlak gelişir. Mikro çatlak gelişimi malzemede gerilmenin en yoğun olduğu bölge(ler)de gerçekleşir. Mikro çatlak gelişim süreci sonunda II. aşamaya geçilir ve bu aşamada mikroçatlaklar harekete başlayarak uygulanan maksimum gerilmeye dik

yönde hareket ederler. Mikro-boşlukların ve inklüzyonların birleşmesi ile ilerleyen çatlak belli bir uzunluğa ulaştıktan sonra ise III. aşamaya geçilir. Bu aşamada ise yorulma çatlağı hızlı bir şekilde ilerleyerek yorulma hasarına neden olur (Yayla, 2007).



Şekil 4.12: Çatlak oluşum şekilleri (Yayla, 2007)

Yorulma hasarlarının büyük bir çoğunluğu malzemenin yüzeyinden başladığından, malzeme yüzeyinin durumu çok önemlidir. Yüzeyi parlatmak malzemenin yorulma dayanımını önemli ölçüde arttırabilir. Yorulma ömrünü arttırmak için çok önemli bir teknolojik yöntem ise küçük metal kürelerin hızlandırılıp yüzeye çarptırılması suretiyle yüzeyin bombardımanıdır. Bu bombardıman sonucu yüzeyde kalıntı bir basma gerilmesi oluşur. Bu yöntem endüstride sıklıkla kullanılmaktadır (Saatçi ve Tahralı, 2003).

4.5.1 Yorulma Çatlağı İlerlemesi ve Çatlak İlerleme Mekanizmasının İncelenmesi

Bir makina elemanında bir çatlağın bulunması makine elemanının dayanımını önemli ölçüde düşürür. Makine elemanı bünyesinde bulunan mikro çatlaklar yükleme nedeni ile birleşerek çatlak oluşturur ve dinamik yükleme nedeniyle de çatlak büyümesi devam eder. Bu duruma yorulma çatlağı büyümesi davranışı denir. Yorulma çatlağının yayılma olayı özel olarak lineer elastik kırılma mekaniği şeklinde analiz edilebilir. Buradaki temel kabul, parça içinde çatlağın zaten bulunduğu ve bu çatlağın parça işletmede kullanıldıkça büyüyeceğidir. Yorulma çatlağının büyümesi çalışmaları, aynı zamanda değişken yükleme altında çalışan bir parçanın yorulma ömrünü çatlak büyümesi ile tayin etmek anlamına gelmektedir (Dowling, 1999; Meyers ve Chawla, 1999).

Büyük gerilme genliklerinde yorulma ömrünün yaklaşık %90'ı çatlağın yayılmasında yani çatlağın büyümesinde harcanmaktadır. Çentik içeren bir malzemede bu oran daha büyük olmaktadır. Gerçek kullanım koşullarındaki birçok parçada çatlak ve benzeri eksiklikler bulunduğundan, çatlağın ilerleme kısmı daha da önem kazanmaktadır (Saatçi ve Tahralı, 2003).

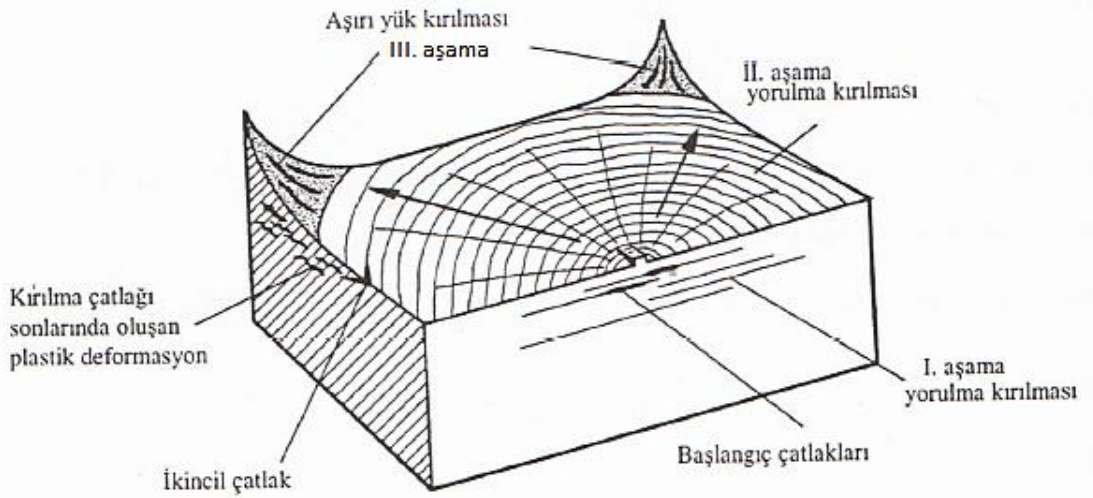
Yorulma çatlakları genellikle dört aşamada meydana gelir. Bunlar:

1. Çatlağın çekirdeklenmesi : Yorulma hasarı işlemi, çatlak başlangıçları için çekirdeklenme alanları gibi rol oynayan test malzemesi içinde en zayıf bölgeleri kullanır (Eryürek, 1993).
2. Çatlağın yerel kayma bandında ilerlemesi : Çatlağın kayma gerilmelerinin yüksek olduğu ve gerilme doğrultusuyla 45° lik açı yapacak doğrultuda ilerlemesidir.
3. Çatlağın $\sigma_{\text{çmax}}$ 'nin (maksimum çekme gerilmesi) etki ettiği düzlemde ilerlemesidir.
4. Çatlak uzunluğunun kritik bir değere ulaşmasıyla kalan kesitin kırılmasıdır (Eryürek, 1993).

Çatlak ilerlemesinde üç temel mod mevcuttur. Bunlar; (a) açılma modu , (b) kenar kayma modu veya düzlem kayma modu , (c) Kesme, yırtılma veya düzlem dışı kayma modudur. Çatlak, uygulanan gerilmeye göre ilerleyeceğinden dolayı çatlak

ilerleme modları ile gerilme biçim modları aynıdır. Şekil 4.8.a'da çatlak açılma modu, Şekil 4.8.b'de çatlak kenar kayma modu ve Şekil 4.8.c'de de çatlak kesme veya yırtılma modu gösterilmiştir.

Çatlak ilerlemesi çoğunlukla çekirdeklenme prosesinin büyümesi şeklinde düşünülür. Çatlak yayılmasının birinci aşamasında (Aşama I) birkaç çatlak, yüzeyde çekirdeklenir ve yayılmaya başlar. Örneğin yüzeydeki bir kayma bandında çatlak bir kere oluştu mu, bir tane sınırına ulaşınca kadar kayma bandı boyunca ilerler (Şekil 4.12). Bu andan itibaren, gerilme eksenine dik yönde baskın bir çatlak yayılımı başlar ve bu duruma Aşama II denir. Çatlak ucundaki gerilme birikimi, bölgesel plastik deformasyona neden olur ve çatlak büyüdükçe plastik deformasyon da artar. Sonunda numunenin kalınlığıyla karşılaştırılabilecek büyüklüğe gelir. Bu büyüklüğe erişildiğinde ise kırılmanın son evresi oluşur (Aşama III) ve malzeme hasara uğrar. Bu aşamalar Şekil 4.13'de gösterilmiştir (Saatçi ve Tahralı, 2003).



Şekil 4.13: Yorulmada çatlak ilerlemesi ve hasar oluşumu (Yayla, 2007)

Bir parçada çatlak başladığında veya bulunmasında çatlakın ilerlemesi sadece gerilmelerin dış yüzeylerdeki maksimum değerleri ve frekansları ile değil aynı zamanda parçanın kalınlığı boyunca oluşan gerilme dağılımı ile de ilgilidir. Yorulma olayında çatlak ilerlemesi, gerilme şiddeti faktöründeki değişimin bir fonksiyonudur. Bu değişim ise kalınlık boyunca parçada oluşan gerilme dağılımının bir fonksiyonudur (Yayla, 2007).

Herhangi bir yapısal eleman, mikro boyutta çatlaklar içerebilir ancak birçoğu x-ışını taraması, ultrasonik dalgalar ile tarama, elektrik akımına maruz bırakma gibi yöntemler haricinde görsel sına ile fark edilebilir değildir. Yukarıda sayılan tahribatsız muayene yöntemleri vb. yöntemlerle 0,1 mm'den büyük çatlaklar saptanabilir. Ancak bu değerden küçük çatlakları tespit etmek oldukça güçtür. Bu mikro boyuttaki çatlak uzunluğu belli bir çevrim adedinden sonra tam kırılmanın yani malzeme hasarının gerçekleşeceği değere ulaşır. Bir makina parçasında beklenmeyen çatlakların fark edilmesi makine parçasının yorulma ömrünün tayini açısından önem taşımaktadır (Dowling, 1999).

Kırılma mekaniğinin bir bilim dalı olarak ortaya çıkması ile çatlak ilerlemesinin gerilme şiddeti faktörü ile ifade edilebileceği ortaya konulmuştur. Kırılma mekaniği yorulma kırılmasına ancak I. Bölge aşıldığında, yani çatlak başlangıç bölgesini geçtiği andan itibaren uygulanabilir (Yayla, 2007).

Mikro düzeyde de olsa malzeme içinde ilk çatlak oluşmaya başlayınca kırılma mekanizması da işlemeye başlar. Kırılma mekaniğinde bir çatlağın ucunda oluşan gerilme şiddeti faktörü:

$$K = Y \cdot \sigma \sqrt{\pi a} \quad 4.8$$

bağıntısı ile verilmiştir. Yorulma çatlağı durumunda ise K değeri ΔK aralığında değişmektedir. Bu durumda gerilme şiddeti faktörü aralığı ΔK :

$$\Delta K = K_{maks} - K_{min} \quad 4.9$$

İle verilir ve uygulanan gerilme değerleri göz önüne alındığında:

$$\Delta K = Y(\sigma_{maks} - \sigma_{min})\sqrt{\pi a} \quad 4.10$$

elde edilir. Bu denklemden anlaşılacağı üzere malzemenin yorulma ömrünü etkileyen esas parametre ΔK olup ortalama gerilme veya ortalama gerilme şiddeti faktörleri değildir. Bu denklemde a çatlak boyudur. Denklemde bulunan Y , sonlu numune boyutlarını dikkate alan geometrik düzeltme fonksiyonu olup deney numunesi veya

parçanın genişliğine (W) ve çatlak uzunluğuna (a) bağlı bir değerdir. Farklı numune boyutları ve yükleme çeşitleri için bu değerler literatürden bulunabilir (Yayla, 2007).

ΔN adet çevrim sonucu uzunluğunu Δa miktarında arttıran bir çatlak büyümesi düşünülürse, çevrim başına çatlak büyümesi oranı $\Delta a/\Delta N$, çok küçük aralıklar için ise da/dN olur. Malzemeye uygulanan yükün F_{maks} ve F_{min} arasında değiştiği düşünülürse bunlara karşılık gelen gerilmeler ise σ_{maks} ve σ_{min} olur. Yorulma çatlağı büyümesinin belirlenebilmesi için gerilme değişimi $\Delta\sigma$ ve gerilme oranı R 'nin bilinmesi gerekir (Saatçi ve Tahralı, 2003).

Böylece her bir çevrim başına oluşan çatlak büyüme oranı da/dN çatlak ucundaki dinamik gerilme şiddet faktörü ΔK 'nın bir fonksiyonu olarak elde edilebilir. Dolayısıyla çatlak büyüme prosesini tanımlayan bir matematiksel denklem ve uygun sınır şartları sağlanırsa, prensipte yorulma ömrü yani malzemenin hasarına kadar geçen çevrim adedi hesaplanabilir. Yorulma çatlağı ilerlemesi durumunda çatlak ilerleme hızını gerilme şiddeti faktörünün farkına bağlı olarak açıklayan bir bağıntı Paris-Erdoğan bağıntısı olarak bilinir. Dinamik yorulma şartlarında çatlak büyümesi için Paris aşağıdaki ampirik ilişkiyi ortaya koymuştur. Bu ifade;

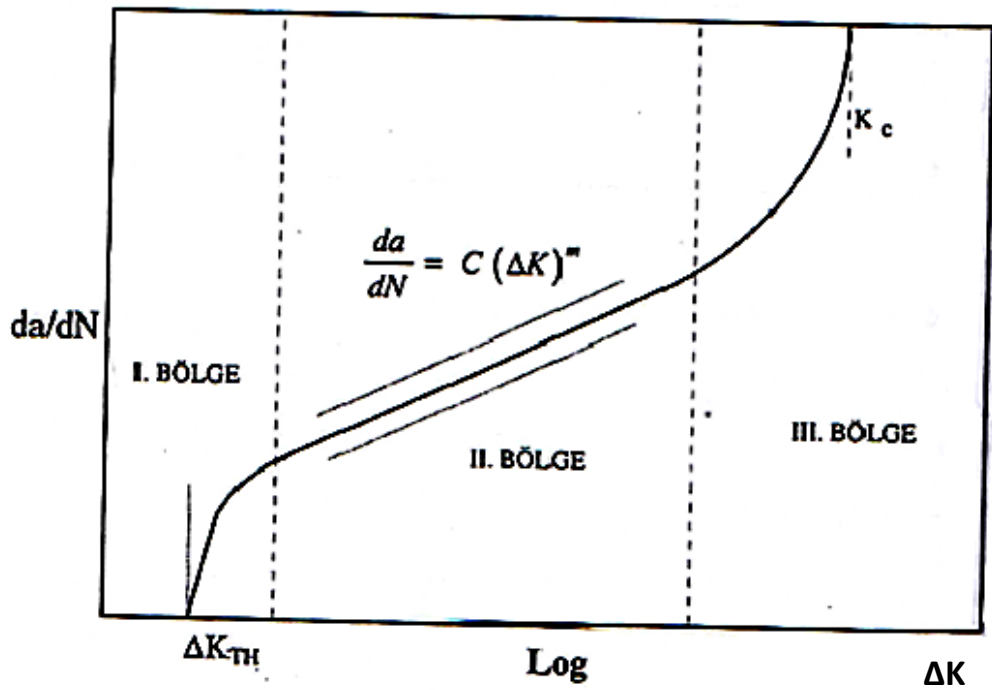
$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad 4.11$$

bağıntısı ile verilmiştir. Burada; da : belirli bir çevrimdeki çatlak boyu, dN : belirli bir gerilme altında malzeme kırılncaya kadar geçen süre içerisindeki çevrim sayısı, da/dN : çatlak ilerleme hızı, ΔK : gerilme şiddeti aralığı, C ve m malzemeye bağlı deneysel sabitlerdir. Metaller için m değeri 2 ile 4 arasındadır. Çelikler için 3, alüminyum alaşımlar için 3 veya 4 alınır. C değeri ise karbonlu çelikler için genellikle 4 olarak alınır. Değişik malzemelere ait m ve C değerleri Tablo 4.2'de verilmiştir.

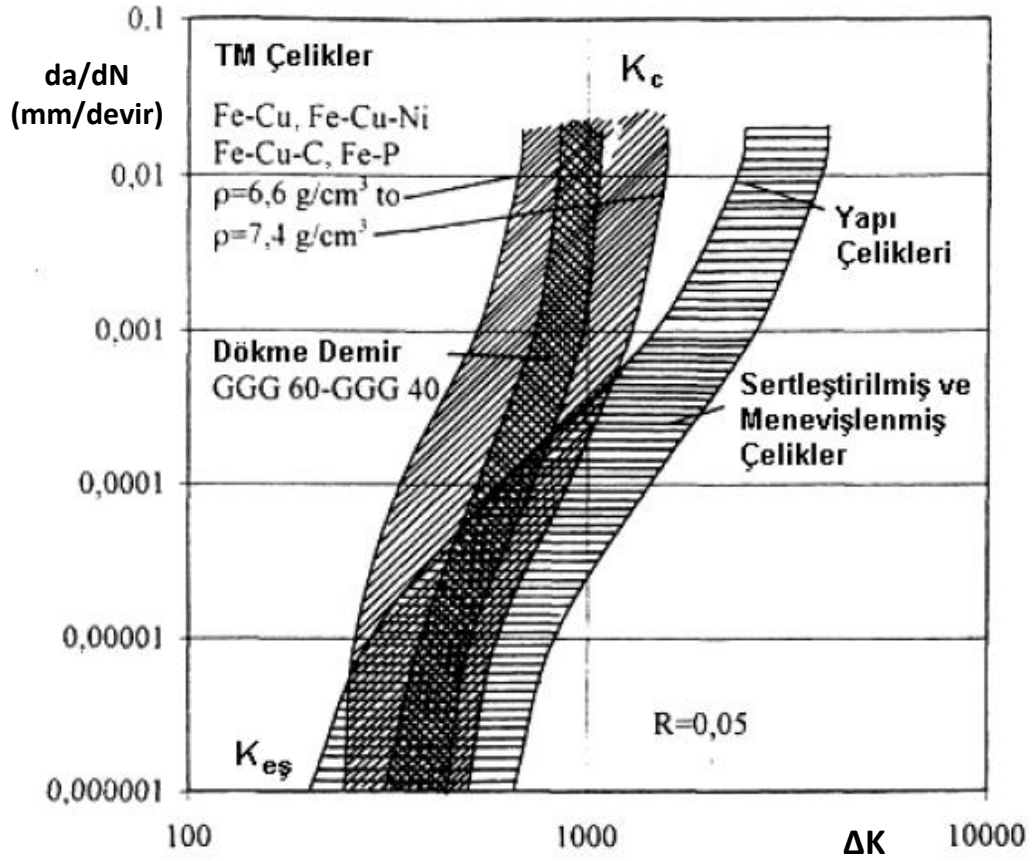
Paris-Erdoğan denklemi olan 4.11 denklemindeki çatlak ilerleme hızının (da/dN) gerilme şiddeti faktörü aralığı (ΔK) ile arasındaki ilişkiyi gösteren grafik Şekil 4.14'de verilmiştir. Bazı malzemeler için yorulma çatlağı ilerleme eğrisi ise Şekil 4.15'de gösterilmiştir.

Tablo 4.2: Bazı malzemelere ait yorulma çatlak ilerlemesi değerleri (Yayla, 2007)

MALZEME	ΔK_{TH} ($MNm^{-3/2}$)	m	C^* ($\times 10^{-11}$)
Dökme Demir	3.2-6.6	3.3	0.24
Yapı Çelikleri	2.0-5.0	3.85-4.2	0.07-0.11
Ferritik-Perlitik Çelikler	2.0-5.0	3	69
Martenzitik Çelikler	2.0-5.0	2.25	0.135
Ostenitik Çelikler	2.0-5.0	3.85-4.2	56
Alüminyum	1.0-2.0	2.9	4.56
Alüminyum Alaşımları	1.0-2.0	2.6-3.9	3-19
Bakır	1.8-2.8	3.9	0.34
Titanyum	2.0-3.0	4.4	68.8
* Burada C'nin değeri dc/da m olarak alındığında ΔK 'nın birimi $MNm^{-3/2}$ olarak bulunacaktır.			



Şekil 4.14: Yorulma çatlak ilerleme hızı eğrisi (Yayla, 2007)



Şekil 4.15: Bazı malzemelere ait yorulma çatlak ilerleme eğrileri (Esper ve Sonsino, 1994)

Şekil 4.14'den de görüleceği üzere yorulma çatlak eğrisi üç ana bölgeye ayrılmaktadır. Bu bölgeler:

I. Bölge: Bu bölgede öyle bir ΔK_{TH} sınır değeri bulunur ki bu değer altında malzeme içerisinde çatlak ilerlemesi olmaz. Bu değer yaklaşık olarak;

$$\Delta K_{TH} = (2 - 3)10^{-5} * \text{Elastik Modülü} \quad 4.12$$

Diğer taraftan ΔK_{TH} 'ın değeri konusunda başka bir kriter ise;

$$\Delta K_{TH} = (0.05 - 0.1) * K_C \quad 4.13$$

şeklinde verilmektedir. Bu değerin üzerinde çatlak ilerleme hızı, artan ΔK ile kısmi bir artış gösterir. Bu bölge yorulma çatlağı ilerlemesinin görülmeyişi ya da net olarak karakterize edilemediği bölgedir (Yayla, 2007).

II. Bölge: Bu bölgede çatlak ilerleme hızı (da/dN) ile gerilme şiddeti faktörü aralığı (ΔK) arasında doğrusal bir ilişki bulunur. Dolayısıyla bu bölge Paris-Erdoğan bağıntısının uygulanabilir olduğu bölgedir. Çatlak büyüdükçe K_{maks} artar.

III. Bölge: Bu bölgede çatlak ilerleme hızı bir da/dN eksenine asimptotik olacak şekilde sürekli artar ve malzemenin ömrü bu bölgede çok kısa olur. Malzeme saniyeler içerisinde hasara uğrayabilir. Bu sınır değerinde yorulma durumunda oluşan K_{maks} değeri kritik gerilme şiddeti faktörü K_C değerine eşit olur (Yayla, 2007).

Şekil 4.14’de verilen eğriye göre bir parçanın yorulma ömrü; çatlak başlama ömrü ve çatlak ilerleme ömrü olarak iki kısma ayrılabilir. Kırılma mekaniği prensiplerini kullanarak bir malzemenin yorulma ömrünü belirlemek mümkündür. 4.10 ile verilen denklemde $\sigma_{maks} - \sigma_{min} = \Delta\sigma$ olarak alınır ve bu değer 4.11 denkleminde yerine konulursa;

$$\frac{da}{dN} = C(Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a})^m \quad 4.14$$

denklemini elde edilir. Bu denklemde çatlak ilerleme kanununu entegre ederek başlangıçta çatlak uzunluğu a_0 olan çatlağın yorulma sonucu boyunun artarak a_c uzunluğuna ulaşmaya kadar gerekli çevrim sayısı dN ’i hesaplamak mümkündür. Bu:

$$dN = \int_{a_0}^{a_c} \left[\frac{1}{C} (\Delta K)^{-m} \right] da \quad 4.15$$

veya;

$$N_c = \frac{1}{C(\Delta\sigma)^m \pi^{m/2}} \int_{a_0}^{a_c} \left[\frac{1}{Y^m} a^{-m/2} \right] da \quad 4.16$$

ile hesaplanır. Bu denklemde Y yukarıda belirtildiği gibi geometri faktörü olup çatlak uzunluğu a 'nın bir fonksiyonu ise bu hesaplama analitik veya nümerik olarak yapılabilir. Eğer Y sabit olarak verilmiş ise;

$$N_c = \frac{2}{C(Y\Delta\sigma)^m \pi^{\frac{m}{2}} (2-m)} \{a_c^{1-m/2} - a_0^{1-m/2}\} \quad 4.17$$

bağıntısı ile elde edilir. Bu bağıntı düşük çevrim sayıları sonucu oluşan kırılmalarda ($N < 10^3$) pek geçerli olmamakla birlikte daha yüksek çevrim sayıları için ($N > 10^5$) güvenilir sonuçlar verebilmektedir. Buradaki a_0 yani ilk çatlak boyu farklı şekillerde tespit edilebilir. Tespit yöntemlerinin en basiti gözle yapılan tetkikler olmak üzere çok daha karmaşık teknikler olan ultrasonik veya x-ışını teknikleri kullanılabilir. Yapılan tetkikler sonucu herhangi bir çatlak tespit edilemediği takdirde çatlağın uzunluğu kullandığımız yöntemin duyarlılığı kadar alınır. Başlangıç çatlak uzunluğu a_0 , tasarımda tahribatsız muayene cihazının algılayabileceği en küçük çatlak uzunluğu olarak alınır (Yayla, 2007).

Kritik çatlak uzunluğunun başlangıç çatlak uzunluğundan çok büyük olması ($a_c \gg a_0$) durumunda kritik çatlak uzunluğu a_c 'nin malzemenin ömrüne fazla bir etkisi yoktur. Birçok durumda malzemenin ömrü başlangıç çatlak boyuna (a_0) önemli ölçüde bağlıdır. Çünkü küçük çatlak uzunluklarında ΔK değeri de küçük olacağından çatlak büyüme hızı da küçük olacaktır. Böylece çatlağın çok küçük uzunluklardan normal uzunluklara ulaşması için gerekli ömür, çatlağın normal uzunluktan son kritik uzunluğa ulaşması için gerekli zamandan çok daha büyük olacaktır. Burada kritik çatlak (a_c) uzunluğu şu şekilde hesaplanır:

$$K_{\max} \rightarrow K_c$$

$$Y \sigma_{\max} \sqrt{\pi a_f} \rightarrow K_c \quad 4.18$$

Böylece a_f değeri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$a_f = \frac{1}{\pi} \frac{K_c}{Y^2 \sigma_{\max}^2} \rightarrow K_c \quad 4.19$$

şeklinde hesaplanır. Burada önemli olan nokta ise bir parçada bulunan çatlakların kritik boya ulaşana kadar geçen süredir. Çünkü çatlak kritik boya ulaştıktan sonra parça kullanım ömrünü tamamlar ve servisten kaldırılır. Bu analiz göz önüne alınarak parçada bulunan çatlaklara rağmen parçanın geri kalan ömrü hesaplanabilir. Periyodik olarak kontrol edilmek kaydı ile parçada çatlak bulunsan bile çatlak kritik uzunluğa ulaşana kadar parça serviste kalabilir. Bu yaklaşıma çatlaklara karşı toleranslı veya hasara toleranslı tasarım yaklaşımı denir (Yayla, 2007).

4.17 ve 4.19 denklemlerinden anlaşılacağı üzere kırılma mekaniğinde olduğu gibi yorulma çatlak ilerlemesinde de hem başlangıç çatlaklarının uzunluğu hem de malzemenin kırılma tokluğu önemlidir. Denklem 4.16'dan da anlaşılacağı üzere, yorulmada hasar olana kadarki tekrar sayısı (N_C) kritik çatlak uzunluğunun (a_C) ve başlangıç çatlak uzunluğunun (a_0) eksponansiyel farklarının bir fonksiyonudur. Belirli bir başlangıç çatlak boyu (a_C) için malzemenin kırılma tokluğunun artırılması parçanın yorulma ömrünü (N_C) artırır. Ancak buradaki fonksiyon eksponansiyel olarak azaldığı için parçanın başlangıç çatlak uzunluğunu azaltmak daha etkili bir avantaj sağlamaktadır. Bu sebeple yorulma olayında malzemenin kırılma tokluğunu artırmak için harcanan para ve zamana karşılık malzemedeki başlangıç çatlaklarının uzunluğunu azaltmak daha akılcı olmaktadır (Yayla, 2007).

Bazı durumlarda ise, yorulma çatlakları parça kesitinin tam olarak ayrılması ile sonuçlanmaz. Çatlak oluşumu ile bir miktar gerilme boşalır ve gerilmenin üst sınırı malzemenin yorulma dayanımı değerinin altında kalırsa veya çatlak çevresinde gerilme durumunun değişmesi ile yerel bir malzeme pekleşmesi oluşursa malzeme içindeki çatlak ilerlemesi durabilir (Değer, 1995).

4.6 Yorulma Sonucu Kırılma ve Kırılma Yüzeylerinin Görünümü

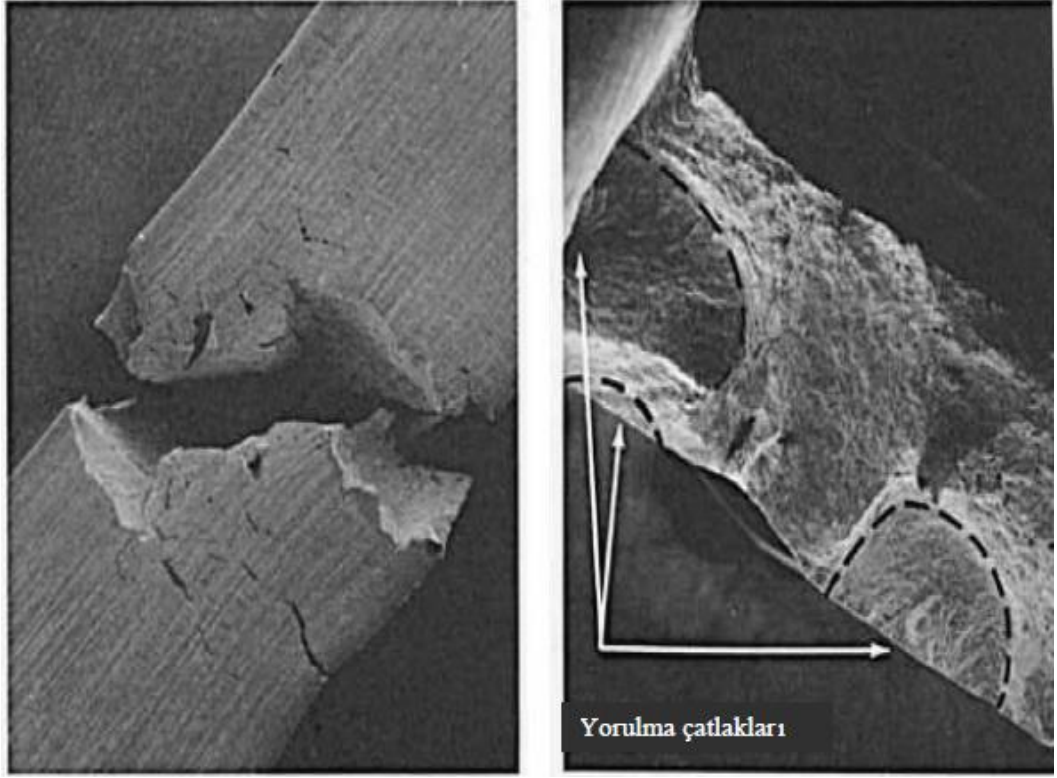
Yorulma kırılmasına uğramış metalik malzemeler genellikle çok az plastik deformasyon göstermektedir. Süneklik ve tokluk, statik kırılmalarda deformasyonu belirleyen iki önemli kriterdir. Malzemenin tokluğunun artması ile tolerans alanı içinde kalan çatlak uzunluğu da artar (Colengalo ve Heiser, 1987; Yaşar, 2007).

Yorulma sonucunda ortaya çıkan kırılma yüzeylerinin kendine özgü belirgin özellikleri bulunur. Yorulma kırılması yüzeylerinde şu üç temel özellik bulunmaktadır. Bunlar:

- Yorulma çatlağının başladığı bölge,
- Yorulma çatlağının ilerlemesi sonucu oluşan bazen düzgün ve mat bazen de karşılıklı yüzeylerin sürtünmesinde dolayı oluşan parlak bölge,
- Aşırı gerilme sonucu oluşan, kaba kristalli, yarıklar içeren, kısmen kalıcı şekil değişikliğine uğramış ve son çevrimler sırasında zorunlu olarak ani kırılmaya uğramış son kırılma bölgesidir.

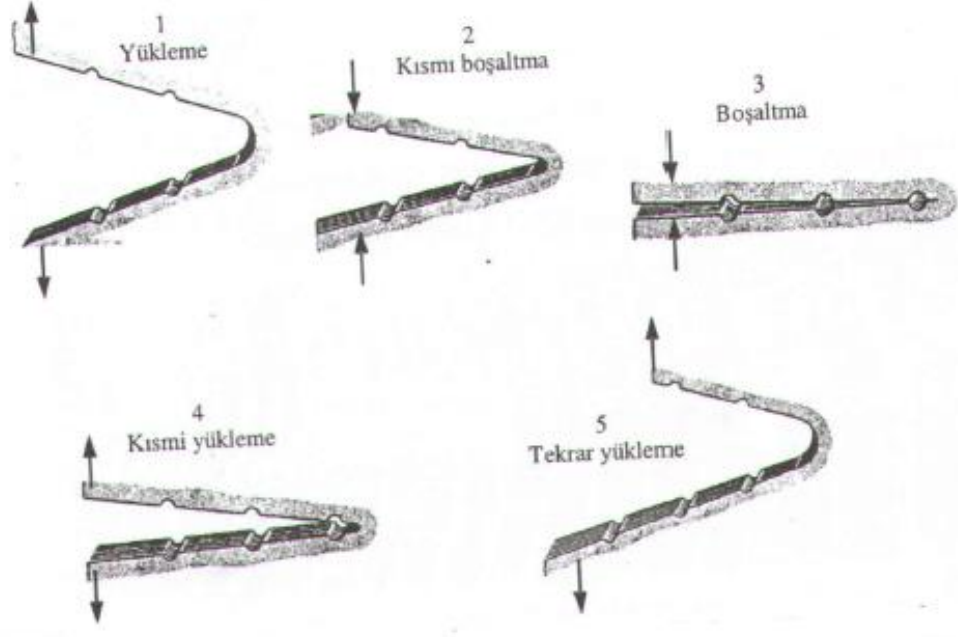
Bu şekilde bir parçanın yorulma ömrünü üç aşamaya ayırmak mümkündür. Bunlar; çatlak çekirdeklenmesi (oluşumu), çatlak ilerlemesi ve son kırılmadır. Bu bölgeler Şekil 4.11’de gösterilmiştir ve bu bölgelerin her biri, malzemede oluşan yorulma konusunda önemli bilgiler verebilir. Yorulma çatlağı başlangıcı çok özel durumlar haricinde genellikle parçanın dış yüzeyinde oluşur (Yayla, 2007). Çoğu yapısal elemanlarda yorulma çatlakları, gerilim yoğunluğunun olduğu keskin köşe, çizik, çentik, korozyon çukurcuğu gibi noktalardan başlar, yayılır ve belirli hızlarda ilerleyerek malzemenin kırılmasına neden olur. Bu nedenle dinamik yük altında çalışan parçaların tasarımında, gerilme yığılmasına neden olan keskin köşe, çentik ve ani kesit değişiminden kaçınmak gerekir. Ayrıca tekrarlı gerilmeye maruz kalan parçaların yüzeyleri parlatılarak yüzeyden çatlak başlangıcının önüne geçilebilir ve parçaların yorulma ömürleri uzatılabilir (Çarboğa, 2002).

Çentiksiz parçalarda gerilme arttıkça, birden fazla noktada çatlak başlangıcı oluşabilir. Çoklu çatlak başlangıcı durumu Şekil 4.16’da gösterilmiştir. Kaynaklı parçalarda ise yorulma çatlağı; gaz boşlukları gibi yapı içindeki boşluklardan, yapı içine hapsolmuş cüruf ve kaynaşma eksikliğinin olduğu bölgelerden, kaynak bitişleri ve kaynak çıkıntıları ya da geometrik değişikliklerden oluşmaya başlar (Er, 2006). Yorulma çatlağı başlangıç bölgesinin dikkatli bir şekilde incelenmesi yorulmanın başlangıcı ve oluşumu konusunda önemli bazı bilgiler verebilir. Örneğin çentikten kaynaklanan gerilme yığılması, talaşlı işleme izleri veya korozyon çukurcukları gibi yorulma çatlağının başlangıç noktası gibi bilgiler servis hasarlarını analiz etmek için önemlidir ancak kırılma mekaniği çalışmaları açısından daha az önem taşımaktadır (Yayla, 2007).



Şekil 4.16: Çentiksiz bir numunede çoklu yorulma çatlak başlangıcı (Eryürek, 1993)

Yorulma çatlaklarının ilerlemesi sonucunda oluşan bölge makroskobik olarak düz ve pürüzsüzdür. Çatlak zamanla yavaş ilerlerken karşılıklı yüzeylerin birbirine sürtünmesi sonucunda yorulma kırılması yüzeyi parlak görünür. Ancak özellikle mikroskopla bakıldığında *striasyalar* olarak da bilinen ağaçlarda görülen yaş halkalarına benzer çok sayıda yorulma çizgileri içerir. Kırılma yüzeyindeki bu çizgiler çatlakın her bir çevrimi sonucu ortaya çıkar, yani her bir çevrim yukarıdaki denklemlerdeki (da) çatlak ilerlemesine karşılık gelir. Bu çizgiler makroskobik ölçülerde olup bir hasar analizi durumunda bu çizgilerin varlığı yorulma kırılmasının en önemli göstergesidir. Bu çizgilerin oluşum mekanizması Şekil 4.17’de gösterilmiştir.



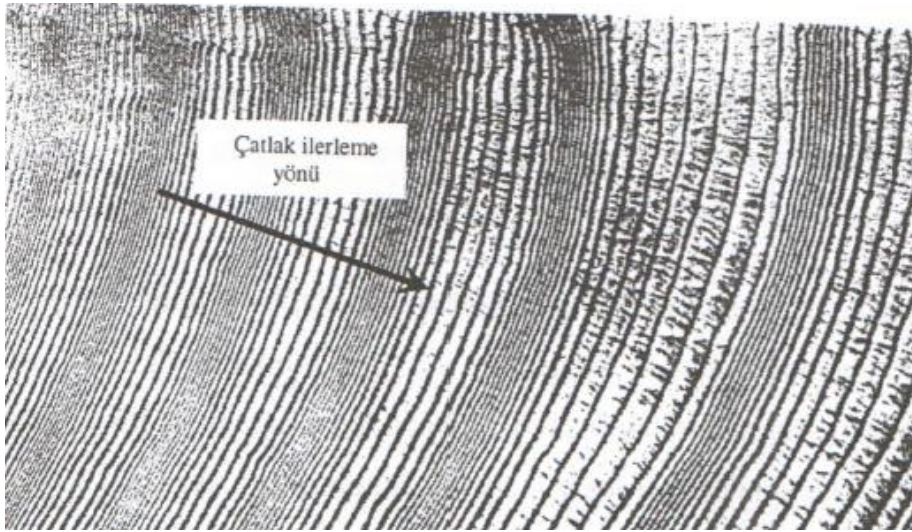
Şekil 4.17: Çekme-çekme yüklemesinde bir çevrim esnasında oluşan çatlak ucundaki deformasyonun şematik gösterimi (Yayla, 2007)

Yorulma kırıklarının görünümü, özellikle de çelikler için hemen hemen her olayda yüklemenin şekli ve seviyesi ile yüklemenin zamanla değişimi hakkında bilgiler verir. Kırılmanın başladığı yerler çoğunlukla saptanabilir. Yorulma kırılmasının ilerleyişinden de noktasal veya çevresel çentik etkilerinin var olup olmadığı anlaşılabilir.

Farklı yorulma durumlarında kırılma yüzeylerinde meydana gelen yorulma çizgileri Şekil 4.18’de ve Şekil 4.19’da gösterilmiştir. Bu çizgilerin durumu gerilmenin zamana bağlı olarak değiştiğinin bir göstergesidir. Bu çizgiler yorulma çatlaklarının türünü belirlemede çok faydalı olabilmektedir. Her bir yorulma çizgisi bir çevrim sonucu olduğundan bu çizgiler arasındaki mesafe yerel çatlak ilerlemesinin hızı konusunda bilgi vermektedir. Bu yerel çatlak ilerleme hızları, yorulma gerilmelerini hesaplamada kullanılmaktadır. Bu çizgiler çatlak başlangıç noktasının kolay bir şekilde belirlenmesine yardımcı olmanın yanı sıra yüklemenin türü ve gerilmenin şiddeti gibi konularda da önemli bilgiler sağlamaktadır. Ayrıca yorulma çatlaklarında yüklemenin artırıldığı veya durdurulduğu aralıklar ile zorlama seviyesinin değişim gösterdiği bölgelerde yorulma çizgilerinde Şekil 4.18’de görüldüğü gibi farklılıklar oluşabilir. Bu farklılıklardan ani yük değişimi olup olmadığı kolayca

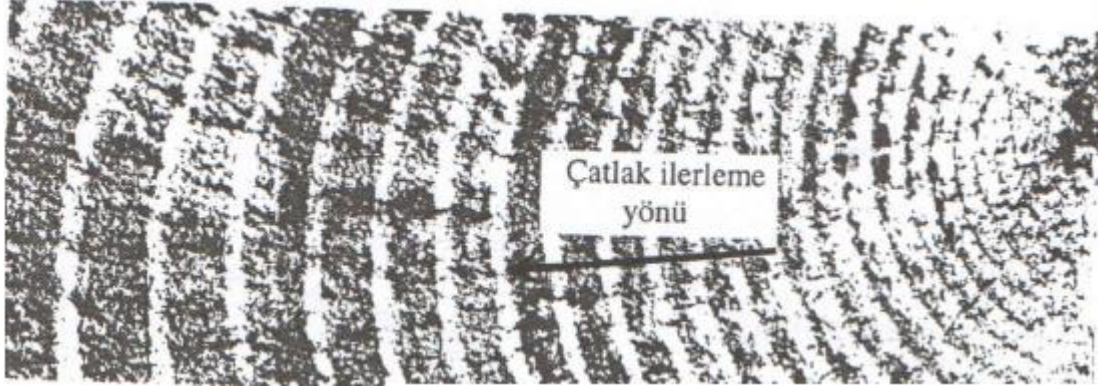
tespit edilebilir ve parçanın işletme ömrü konusunda çok yararlı bilgiler elde edilebilir.

Son kırılmanın gerçekleştiği yüzey alanının ölçüsü uygulanan yükün büyüklüğü konusunda bir fikir verir. Bu alanın büyük olması küçük yorulma çatlakları ilerlemesi sonucunda bile parçada oluşan K_I gerilme şiddetinin K_{IC} değerini aştığının bir göstergesidir. Bu ise ya maksimum kuvvetin çok büyük olduğunun ya da kırılma tokluğunun düşük olduğunun bir göstergesidir veya bu durumların her ikisinin de söz konusu olduğunun bir göstergesidir (Yayla, 2007).



Şekil 4.18: PMMA malzemede biharmonik yükleme sonucu oluşan kırılma yüzeyi (Yayla, 2007)

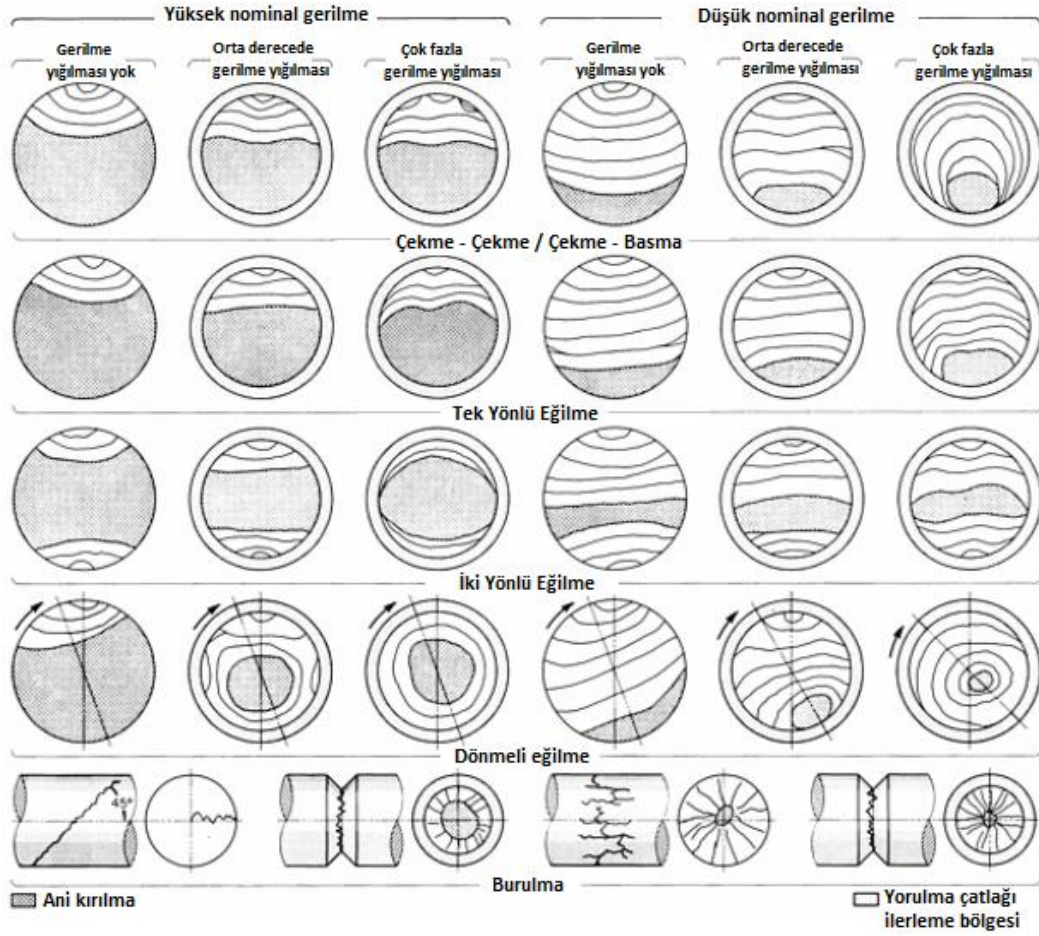
Genelde yorulma kırılması yüzeylerinde çatlak orjininden başlayarak çatlak ilerleme yönüne doğru gidildiğinde kırılma yüzey pürüzlülüğü ve çatlak hızı artar. Bu artış, özellikle de çatlak ilerledikçe gerilme şiddeti faktöründeki artışın daha belirgin olduğu yerlerde kendini gösterir. Bu durum Şekil 4.18’de ve Şekil 4.19’da görülmektedir.



Şekil 4.19: Al-Zn-Mg-Cu alaşımında oluşan yorulma kırılması yüzeyi (Yayla, 2007)

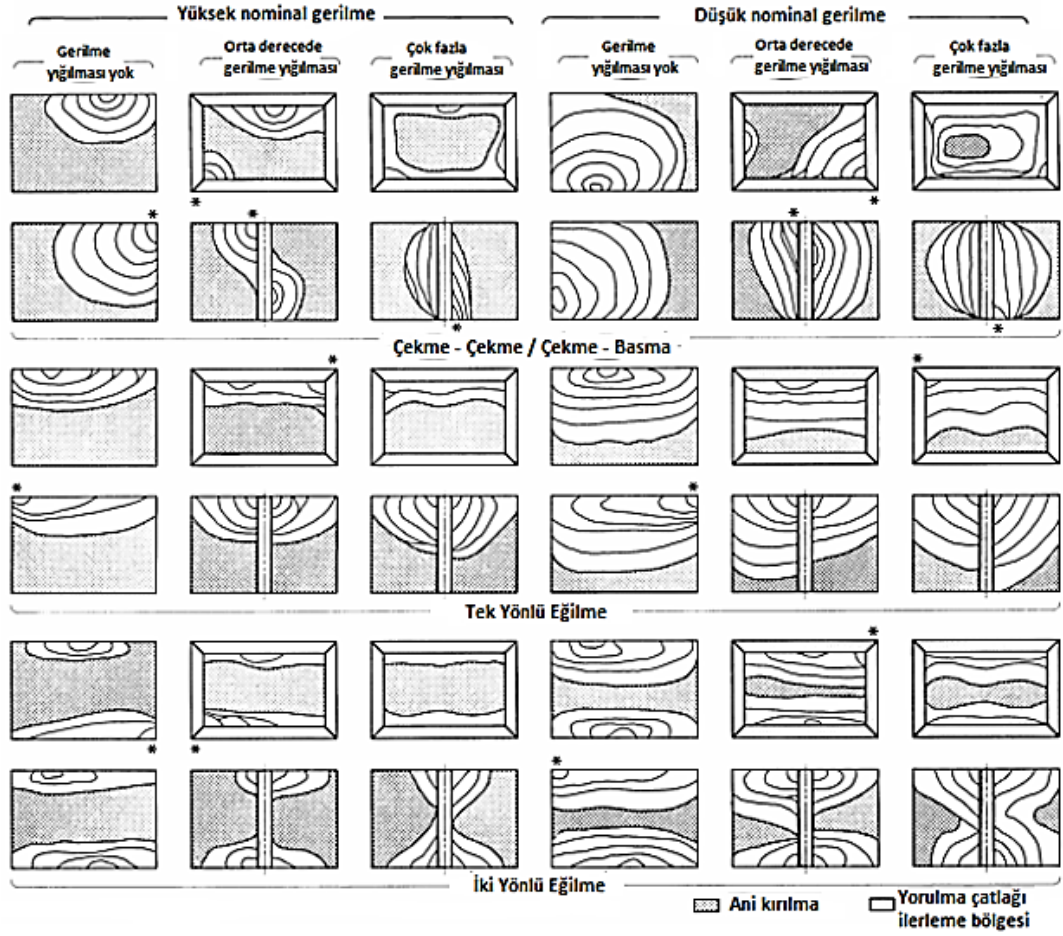
Makroskobik boyutta yorulmanın en belirgin ve en önemli özelliği II. bölgede meydana gelen yorulma çizgileridir. Bu çizgiler, çatlak ucunun birbirini takip eden konumlarını gösterir. Her bir çizgi bir yük çevrimi sonucunda ortaya çıkar, ancak değişken genlik altında çalışılması durumunda her bir yük çevriminde bu çizgiler oluşmayabilir (Yayla, 2007).

Bazı önemli yükleme durumlarında dairesel ve dikdörtgen kesitli elemanlarda yorulma sonucu oluşabilecek çizgiler Şekil 4.20’de ve Şekil 4.21’de verilmiştir. Her bir şekil düşük ve yüksek nominal gerilmelerden ve beş yükleme türünden oluşmaktadır. Bunlar; çekme-çekme, çekme-basma, tek yönlü eğilme, çift yönlü eğilme, dönmeli eğilme ve burulmadır (Yayla, 2007).



Şekil 4.20: Farklı yükleme türlerine maruz kalan daire kesitli bir parçada meydana gelen yorulma çizgileri ve kırılma yüzeyi (ASM, 1992b)

Kırılma mekaniği ve uygun tahribatsız muayene yöntemleri kullanılarak malzemede oluşabilecek bir kırılma olayının önüne önceden geçilebilmektedir. Uygun bir servis ve kontrol programı kullanılarak bir sistemin güvenli bir şekilde bir sonraki programlanan kontrol süresine kadar serviste tutulması sağlanabilir. Bu şekilde üretimde bir kayıp olmayacağı gibi can ve mal kayıplarının da önüne geçilmiş olur (Yayla, 2007).



Şekil 4.21: Farklı yükleme türlerine maruz kalan dikdörtgen kesitli bir parçada meydana gelen yorulma çizgileri ve kırılma yüzeyi (* işareti yorulma çatlağı başlangıcının köşede olduğunu gösterir.)(ASM, 1992b)

Belirli bir yorulma çatlağının kırılma mekaniği açısından değerlendirilmesi için aşağıdaki bilgilere ihtiyaç duyulmaktadır. Bunlar:

- çatlağın büyüklüğü ve şekli,
- sonlu elemanlar, deneysel veya analitik yöntemlerle belirlenen çatlak bölgesindeki yükleme durumu/gerilme seviyeleri,
- parçanın işletme koşulları,
- malzemenin kırılma mekaniği ve yorulma özellikleri

Mühendislik malzemelerinin çoğu için malzemelerin mekanik özellikleri konusunda geniş bilgiler olmasına rağmen bu malzemelerin kırılma değerlerine ve yorulma verilerine ulaşmak çoğu zaman kolay olmayabilir. Bu sebeple kırılma ve

yorulma verilerinin söz konusu malzeme için deneysel olarak elde edilmesi gerekebilir (Yayla, 2007).

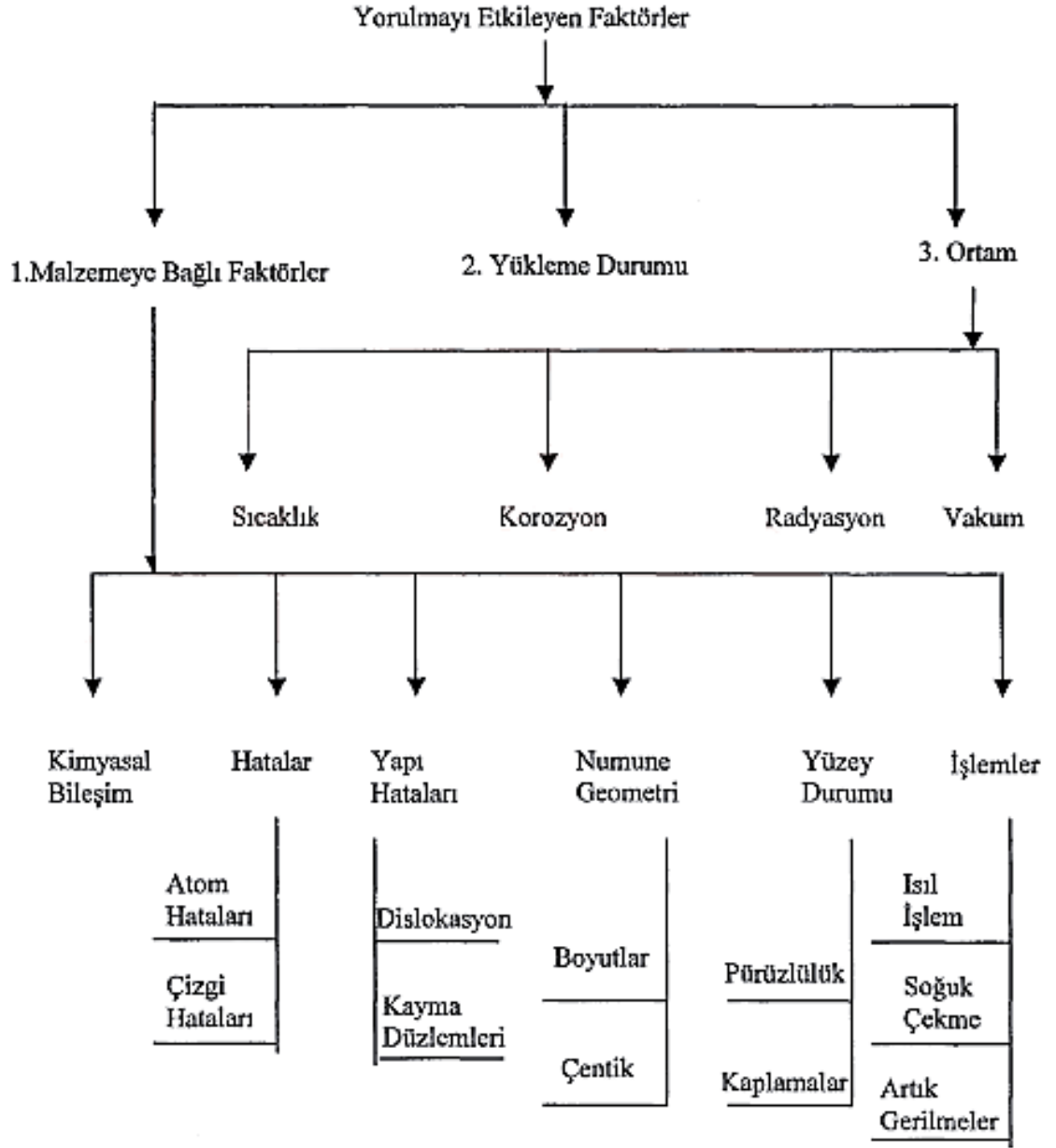
4.7 Yorulmaya Etki Eden Faktörler

Malzemelerin yorulma dayanımına etki eden pek çok parametre bulunmaktadır. Bunların başında ise gerilme (yük), parçanın geometrisi ve malzeme özellikleri ile çalışma ortamı koşulları gelmektedir. Gerilme parametrelerinde; gerilmenin durumu, gerilmenin genliği, gerilme oranı, sabit veya değişken yükleme frekansı ve maksimum gerilme vb. gibi parametreler bulunmaktadır. Parçanın geometrisi ve özelliklerinde ise gerilim arttırıcılar, parçanın boyutu, yüzey durumu, ısıtım işlem durumu vb. gibi parametreler bulunmaktadır. Son olarak dış çevre parametrelerinde ise sıcaklık, korozyon, radyasyon vb. gibi parametreler bulunmaktadır (Değer, 1995; Er, 2006).

Parça büyüklüğü arttığında, yüzey kalitesi bozulduğunda, tane boyutu azaldığında, parça korozyonlu ortamlarda çalıştığında, oksit gibi metalürjik faktörlerin ve sıcaklığın artmasıyla, artık gerilmelerin ve gerilme yığılmalarının artmasıyla, gerilme frekansının azalmasıyla malzemenin yorulma dayanımı azalmaktadır (Ünlü, 2005).

Yorulmaya şekil veren ana etken çatlak ilerleme bölgesinde oluşan gerilme veya uzamaldaki değişkenliktir. Bu nedenle, parça üzerindeki yorulma etkisini en aza indirgeyebilmek için kritik bölgelerde gerilme konsantrasyonunu minimize edecek ve hatta gerilmenin değerini azaltacak bir tedbir almak en çok kullanılan yöntemidir. Birçok durumda keskin kenar ve köşelerin yuvarlatılması, o bölgelerde oluşabilecek gerilme konsantrasyonunun büyüklüğünü azaltmaktadır (Pektaş, 2006).

Malzemenin yorulma ömrü; aşınma dayanımını artırmak için yapılan bazı termokimyasal yüzey işlemleriyle az da olsa arttırılabilir. Ayrıca, mikroyapının homojen ya da heterojen olması, kimyasal bileşim, yüzey kalitesi, kalıcı gerilmeler yorulma olayına etki eder. Termokimyasal yüzey işlemlerin yanında, statik çekme dayanımını arttıran temperleme ısıtım işlemleri ve alaşım elementleri de yorulma dayanımının daha fazla artmasını sağlar (Ünlü, 2005). Yorulmayı etkileyen faktörler Şekil 4.22’de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.22: Yorulma dayanımını etkileyen faktörler (Çarboğa, 2002)

4.7.1 Malzemeye Bağlı Yorulma Dayanımına Etki Eden Etkenler

4.7.1.1 Malzemenin Kimyasal Bileşiminin Yorulma Dayanımına Etkisi

Çeliğin veya diğer malzemelerin kimyasal bileşimlerinin yorulma karakteristikleri üzerine belirgin bir etkisi bulunmaktadır. Genellikle çeliklerin çekme dayanımını etkileyen faktörler yorulma dayanımını da etkiler. Çekme

mukavemetini artırıcı yönde etkileyen etkenler yorulma mukavemetinin de daha büyük değerler almasını sağlar. Örneğin tavllanmış çeliklerde tane büyüklüğünün azalması çekme mukavemetini artırıcı yönde etki ettiği gibi yorulma dayanımını da artırıcı yönde etki eder. Çeliğin içindeki karbon miktarının arttırılmasıyla daha yüksek bir yorulma mukavemeti elde edilebilir. Çelikteki fosfor miktarının arttırılması da yorulma mukavemeti üzerinde olumlu yönde etki eder. Kükürt bulunması ise, çelikte metal olmayan yapılar meydana getirdiği ve tane sınırlarında birikerek tanelerin bağ kuvvetini azalttığı için yorulma mukavemetini düşürür. Bununla beraber kükürtün en fazla % 0,1 oranında yumuşak çelikte bulunmasının yorulma karakteristikleri bakımından bir zararı yoktur. Yüksek oranlı nikelli ve kromlu çelik alaşımlarının yorulma dayanımı bakımından önemli şu özellikleri bulunmaktadır:

- a. Bu tip alaşımlar korozyonlu ortamlarda yüksek yorulma mukavemetlerine sahiptir.
- b. Bu tip alaşımların yorulma mukavemetlerinde çentik etkisi ile, diğer çelik alaşımlarına göre daha az miktarda azalma olur. Bir diğer deyişle bu tip alaşımların çentiğe karşı daha az duyarlılıkları bulunmaktadır (Çarboğa, 2002).

Ötektoid bileşimli yalın karbon çeliğinde içyapı değişimleri yorulma özelliklerinde de en belirgin farkı oluşturur. Kaba perlitli içyapı, küreselleştirilmiş perlitli içyapıya oranla daha düşük yorulma dayanımı göstermektedir. Bunun temel sebebi perlit içindeki sementit katmanlarının oluşturduğu çentik etkisidir (Erkan, 2005).

Çeliğin içyapısını oluşturan safhalar arasında yorulma dayanımını en belirgin olarak değiştiren martenzittir. Menevişli martenzitin etkisinin yüksek düzeye ulaşabilmesi için içyapıda oluşan martenzitin oranının da yüksek olması gerekmektedir (Erkan, 2005).

Alaşım elementleri ise malzemenin statik çekme dayanımını arttırırken malzemenin yorulma ömrünü de arttırmaktadır. Isıl işlem uygulanacak çelik parçalarda alaşım elementlerinin en önemli rolü çeliklerin su alma derinliklerini

arttırarak, sertliğin yüzeyden itibaren daha derin kısımlara doğru artmasını sağlamak ve buna bağlı olarak da yorulma dayanımını arttırmaktır (Çarboğa, 2002).

4.7.1.2 Malzeme İçinde Bulunan Kalıntıların ve Mikroyapı Hatalarının Yorulma Dayanımına Etkisi

Normal şartlarda yorulma çatlakları metallerin yüzeylerinin hemen altında gevrekleşen tane sınırları, kayma bantları veya imalattan kaynaklanan yüzey pürüzlülüğü, kaynak bölgesi gibi gerilmenin yüksek olduğu yerlerden başlar (Çarboğa, 2002).

Yüzey pürüzlülüğü az olsa bile yorulma esnasında kayma bantlarının tersine çevrilemeyen hareketi nedeniyle yüzeyde oluşan girinti ve çıkıntılar yorulma çatlağını başlatabilir (Şekil 4.1). Tek kristalli malzemelerde yorulmanın oluşması yüzeye kadar ulaşan kalıcı kayma bantlarından başlar. Fakat malzemelerin gerçek çalışma koşullarındaki kopma mukavemetleri, teorik kopma mukavemetlerinin altındadır. Bunun sebebi ise malzemelerin içyapılarının homojen olmaması ve kristal yapısında, tane sınırında, yüzeyde, dislokasyon doğrusu civarında mevcut atom boşluklarının ve hataların olmasıdır (Çarboğa, 2002).

Malzeme içindeki boşluklar, gözenekler ve hatalar atomların yayılma durumuna ve dislokasyonlara bağlı olarak büyürler ve sonuçta çatlak haline gelirler. Malzemelerin teorik kopma mukavemetlerinden daha düşük değerlerde kopmalarının nedeni malzeme içinde oluşan bu boşluklardır (Çarboğa, 2002).

Küçük çatlaklar oluşuktan sonra hızlı bir şekilde büyüme gösterirler, fakat artan çatlak uzunluğu ile çatlak ucu daha fazla tane tarafından çevrelenir. Ayrıca çatlak ucu, büyümesi esnasında tane sınırları ve ikinci faz partikülleri ile karşılaştığında malzemenin çalışma koşullarına göre çatlak büyümesi yavaşlayabilir veya tamamen durabilir (Çarboğa, 2002).

4.7.1.3 Parça Boyutunun Yorulma Dayanımına Etkisi

Genelde çelik parçalarda büyüklük arttıkça malzemenin yorulma mukavemeti azalır. Yorulma deneylerinde deney çubuğunun çapı 6 mm'den fazla olduğunda

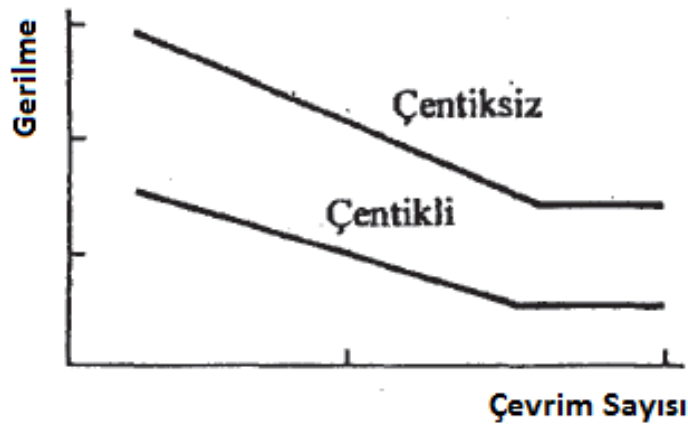
küçük çaplı numunelere oranla yorulma mukavemetinde %20'ye yakın bir azalma görülmektedir (Çarboğa, 2002).

Parça büyüklüğünün yorulma mukavemetini olumsuz yönde etkilemesinin temel iki nedeni bulunmaktadır. Birincisi yüzey alanı arttığı zaman yüzey kusurlarının bulunma olasılığı da artar ve kusurların fazla olması yorulmanın genelde parça yüzeyinden başlamasına neden olur. İkincisi ise, bükme ve burma yüklemelerinde çap arttıkça gerilme eğimi de artmakta ve bu nedenle parçada gerilmeli bölgelerin sayısında artış görülmektedir. Boyut faktörü, parça çentik içerdiği zaman çok önemli boyutlara çıkabilmektedir (Çarboğa, 2002).

4.7.1.4 Çentik Etkisinin Yorulma Dayanımına Etkisi

Parça kesitinde çentik, delik ve ani kesit değişimleri gibi gerilim artırıcı etkenlerin bulunması parçanın yorulma ömrünü önemli ölçüde azaltmaktadır. Kama yuvaları, vida dişilileri, pres geçmeler ve delikler gibi geometrik süreksizlikler nedeniyle oluşan gerilme yığılmaları sonucunda makine parçalarında yorulma çatlaklarının bulunması kaçınılmaz bir durum almaktadır (Çarboğa, 2002).

Gerilmeye maruz kalan malzemede yorulma çatlakları, gerilmenin en fazla olduğu yüzeyde başlar. Yüzeydeki herhangi bir tasarım veya üretim hatası, gerilmeleri artırır ve yorulma çatlaklarının oluşmasını teşvik eder. Bu hassasiyet, bir çentik yorulma numunesi kullanılarak ölçülebilir. Çentiğin metalin yorulma özelliklerine etkisi Şekil 4.23'te görülmektedir (Çarboğa, 2002).



Şekil 4.23: Çentiğin metalin yorulma özellikleri üzerine etkisi (Çarboğa, 2002)

4.7.1.5 Yüzey Durumunun Yorulma Dayanımına Etkisi

Yorulma kopmalarının büyük çoğunluğu metal yüzeyinde başladığından, yüzey durumundaki her değişiklik metalin yorulma ömrünü de etkilemektedir. Yüzeyde bulunan çentik, girinti, çıkıntı, keskin köşe gibi pürüzler çentik etkisi yaparak çatlak oluşumunu kolaylaştırır. Yüzey durumu genellikle talaşlı imalattan sonraki yüzey düzgünlüğünü yansıtır. Malzeme yüzeyi ne kadar düzgün olursa malzemenin yorulma dayanımı da o derece yüksek olur. Yüzey işleme kalitesi azaldıkça malzemenin yorulma mukavemeti de azalır. Yüzey işlemlerinden birkaçı parlatma, taşlama, talaş kaldırma, sıcak haddeleme ve dövmedir. Parlatılmış yüzeyler, pürüzlü yüzeylere göre yorulma kırılmalarına karşı daha yüksek yorulma dayanımı gösterirler (Er, 2006; Çarboğa, 2002).

Parçanın kendinde olan iç gerilmeler, örneğin haddeleme, soğuk şekil verme, çekme veya kum püskürtme ile oluşan iç gerilmeler yorulma mukavemetini ve aynı zamanda yüzey tabakasının sertliğini artırır. Örneğin çeliklere uygulanan karbürleme veya nitrürleme gibi yüzey sertleştirme işlemleri yorulma ömrünü artırmaktadır. Diğer taraftan çelik yüzeyini yumuşatan karbon giderme ısıtma işlemi yorulma ömrünü azaltmaktadır. Kısacası metal yüzeyinde artık basma gerilmesi oluşturan bir uygulama malzemenin yorulma ömrünü artırmaktadır. Tablo 4.3’de SAE 3130 çeliğinin yüzey durumuna göre yorulma hasarına uğradığı çevrim sayısı gösterilmiştir.

Tablo 4.3: SAE 3130 çeliğinin yüzey durumuna göre yorulma çevrim sayısı

Yüzey Durumu	Yorulma Kırılmasına Uğradığı Çevrim Sayısı
Tornada İşlenmiş	24×10^3
Elde Parlatılmış	137×10^3
Taşlanmış	217×10^3
Taşlanmış ve Parlatılmış	234×10^3

Cıvatalar, dişliler vb. çelik parçalarda diş açılması durumunda diş tasarımı, yorulma dayanımı ve parçanın ömrü açısından son derece önemlidir. Mekanik olarak

açılmış dişler, soğuk haddelenerek açılmış dişlere göre daha düşük yorulma dayanımı gösterir (Çarboğa, 2002).

4.7.1.6 Isıl İşlemlerin Yorulma Dayanımına Etkisi

Genel olarak mukavemeti artıran ısıtıl işlemler yorulma mukavemetini artırsa da bu konuda malzemenin mikroyapısının şu önemli özellikleri bulunmaktadır; Çelik gibi karmaşık bir içyapıya sahip olan cisimlerin yorulma mukavemetinin düşük değerler alması metalürjik çentiklerden kaynaklanabilmektedir. Bu metalürjik çentikler ise iri perlit, serbest ferrit, inklüzyonlar, alaşım elemanlarının çözülmesi ve su verme esnasında bir mikrat artık östenitin kalması olabilir (Çarboğa, 2002).

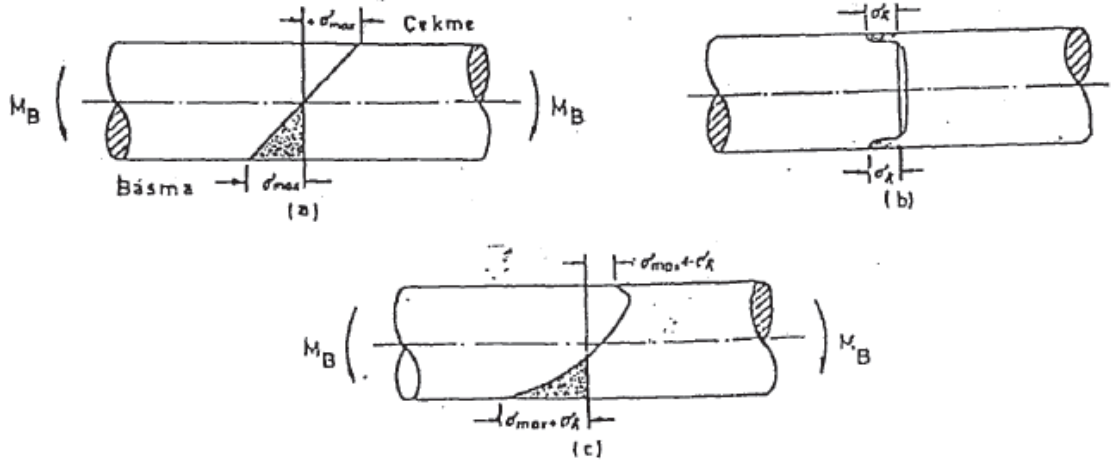
Çeliğin içyapısında martenzit fazının azalması, yorulma dayanımının düşmesine yol açar. Yorulma mukavemeti yüksek olan çelikler genellikle su verilerek sertleştirilmiş olan çeliklerdir. Ayrıca tane boyutunun da yorulma mukavemetine az da olsa etkisi olmaktadır. Tane boyutunun küçülmesi yorulma mukavemetinde az miktarda bir artış meydana getirir (Çarboğa, 2002).

Isıl işlem uygulanmış düşük alaşımlı çeliklerin arasında su verilip menevişlenmiş çeliklerin yorulma özellikleri, ferrit+perlit karışımı içeren çeliklere oranla daha iyidir. Beynit yapılı ve özellikle de östenitik çeliklerin yorulma özellikleri üstündür. Genellikle, 40 HRC değerinin üzerinde içyapılarında beynit içeren çelikler menevişlenmiş çeliklerden üstündür (Gözütok, 2009)

4.7.1.7 Kalıcı Gerilme ve Soğuk Çekmenin Yorulma Dayanımına Etkisi

Bir iş parçasına herhangi bir dış yük etkilemediği halde, o iş parçasında veya malzemede bulunan gerilmeler sistemine kalıcı gerilmeler denir. Kalıcı gerilmeler pratikte hemen her makine elemanında bulunur. Bir döküm parçasında kendini çekmeden ve ısıtıl işlemlerde kesitlerdeki sıcaklık gradyanının büyük olmasından dolayı kalıcı gerilmeler oluştuğu gibi, talaşlı veya talaşsız imalat sonucunda da kalıcı gerilmeler meydana gelir. Kalıcı gerilmeler sadece elastik gerilmeler olarak düşünülürler ve kalıcı gerilmelerin alabileceği en büyük değer malzemenin akma gerilmesi değeridir (Çarboğa, 2002).

Malzeme yüzeyinde kalıcı bası gerilmeli tabaka meydana getirmek, yorulma performansını artırıcı en etkili yöntemdir. Yüzeydeki bir noktada bulunan kalıcı basma gerilmesi ile ayrıca uygulanan dış kuvvetin meydana getirdiği çekme gerilmesi toplandığında, yüzey bölgesindeki çekme gerilmesi değeri düşer. Böylelikle yorulmanın üç şartından birisi oluşmamış veya yorulma ömrü üzerindeki etkisi daha az olacaktır. Şekil 4.24'te bu etki gösterilmektedir.



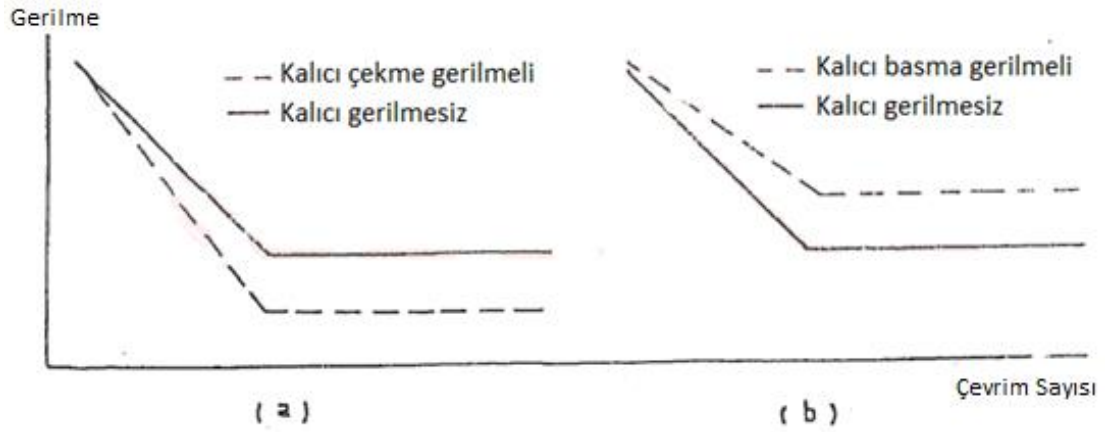
Şekil 4.24: Kalıcı bası gerilmesinin olumlu etkisi (Çarboğa, 2002)

Yukarıdaki şekilde;

- Kalıcı gerilme içermeyen bir kirişteki elastik gerilme dağılımını
- Tipik bir kalıcı gerilme dağılımını,
- Kalıcı gerilmeler ile dışarıdan uygulanan eğme gerilmelerinin cebirsel toplam sonucu gerilme dağılımını göstermektedir (Çarboğa, 2002).

Kirişin yüzeyinde etkili olan çekme gerilmesi değeri, maksimum çekme gerilmesinden yüzeydeki basma gerilmesi değerinin çıkarılmasıyla ortaya çıkan değerdir. En büyük çekme gerilmesi değeri kirişin iç bölgesinde meydana gelmektedir. Bu gerilmelerin değeri, dışardan uygulanan yükten kaynaklanan gerilmeler ile kalıcı gerilmelerin dağılımına bağlıdır (Çarboğa, 2002).

Bir makine parçasında bulunan kalıcı gerilmelerin ve kalıcı gerilmeler cinsinin yorulma mukavemetine etkisi Şekil 4.25'te gösterilmektedir.

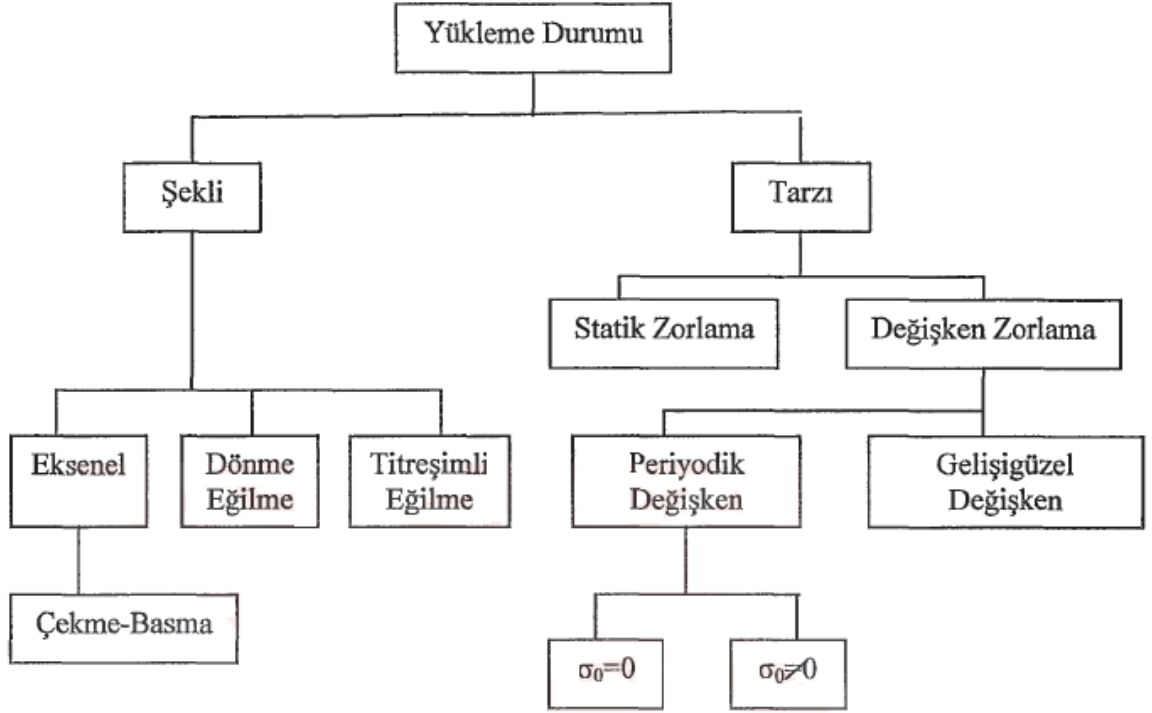


Şekil 4.25: Kalıcı gerilmelerin malzemenin yorulma ömrü üzerindeki etkisi (Çarboğa, 2002)

Şekil 4.25 (a)'da kalıcı çekme gerilmesi ve dışarıdan uygulanan yükün meydana getirdiği çekme gerilmesinin yorulma ömrüne etkisi ve Şekil 4.25 (b)'de ise kalıcı basma gerilmesi ile dışarıdan uygulanan yükün meydana getirdiği çekme gerilmesinin yorulma ömrüne etkisi görülmektedir (Çarboğa, 2002).

4.7.2 Yükleme Durumunun Yorulma Dayanımına Etkisi

Yorulma deneylerinde kullanılan yükleme çeşitleri Şekil 4.26'da gösterilmiştir. Değişken yüklemelerde gerilme oranı (R) arttıkça malzemenin yorulma dayanımı azalma gösterir. Ayrıca uygulanan yüklemenin frekansı da önemlidir. Çok yüksek frekanslarda yükün uygulanması malzeme içinde ısının oluşmasına neden olacağından dolayı malzemenin yorulma dayanımını düşürür.



Şekil 4.26: Malzeme üzerine gelen yükleme durumu (Çarboğa, 2002)

4.7.3 Malzemenin Çalışma Ortamının Yorulma Dayanımına Etkisi

4.7.3.1 Sıcaklığın Yorulma Dayanımına Etkisi

Yüksek sıcaklık altında çalışan malzemelerin çoğunda, yorulma çatlağının başlaması için düşük sayılarda çevrim yeterli olmaktadır. Sıcaklık genelde malzemede mukavemeti azaltıcı yönde etkilediğinden yorulma mukavemetini de azaltır. Yaklaşık 200⁰C'ye kadar sıcaklığın belirli bir etkisi olmaz fakat daha yüksek sıcaklıklarda yorulma mukavemeti azalır. CrNiMo çeliklerinde yorulma mukavemeti 4000C'ye kadar değişmez, daha yüksek sıcaklıklarda ise yorulma etkileri görülür. Sabit bir içyapıya sabit alaşımlar, yüksek sıcaklıkta ayrışma yolu ile içyapı değişimine uğrar. Bu ayrışma olayı da yorulma mukavemetine etki eder (Er, 2006). Bazı malzemelerde ideal sıcaklık ve frekansta, zorlanma yaşlanması meydana gelmekte olup plastik deformasyonların oluşması sonucu akma mukavemeti ve çekme mukavemeti artmaktadır (Çarboğa, 2002).

4.7.3.2 Korozyonun Yorulma Dayanımına Etkisi

Yorulma korozyonlu ortamlarda gerçekleşirse korozyonlu yorulma adını alır. Değişken gerilme altında çevrenin kimyasal etkisi daha şiddetli olur. Korozyonlu ortamlar çelik yüzeylerde karıncalanma olgusu ile kovukçuklar ve gözenekçikler oluşturabilir. Bunlar yüzeyde çentik etkisi oluşturur ve malzemede yorulma çatlaklarının oluşumunu hızlandırır. Bu da malzemenin yorulma ömrünü azaltıcı yönde etki eder (Er, 2006; Çarboğa, 2002).

Özellikle asma köprülerde çelik kablo ile bağlantı kelepçelerinin temas yüzeylerinde korozyon oluşur ve bu da malzemenin ömrünü önemli derecede etkiler. Korozyon etkisi oluşturan gazların çok küçük miktarları bile yorulma sonucunu önemli şekilde etkiler. Sulu çözeltilerde yapılan yorulma deneylerinde Wöhler eğrisinin daha aşağıda yer aldığı ve 10^9 yük tekrarından sonra bile düşmeye devam ettiği görülmüştür. Ayrıca vakumlu ortamlarda yapılan yorulma deneyindeki numuneler, normal şartlarda yorulma deneyine tabi tutulan numunelere göre daha fazla yük tekrarına dayanırlar (Er, 2006).

5. MATERYAL VE METOD

5.1 Kiriş Malzemesi

5.1.1 Kiriş Malzemesi Bileşimi

Deneysel olarak çalışılan kirişlerin malzemesi ıslah çeliklerinden olan 4140 çeliğidir. Bu çeliklerin kimyasal bileşimleri karbon miktarı bakımından sertleştirilmeye elverişlidir. Islah işlemi sonunda belirli yükler altında yüksek tokluk özelliği gösteren alaşımlı yapı çelikleridir. İndüksiyon edilebilirlikleri iyidir. Bu tip ıslah çelikleri; otomobil ve uçak elemanları yapımında, krank mili, aks mili ve kovani, yivli mil, inşaat ve ziraat makinalarında, takım tezgâhlarında, cıvata, somun ve saplama vb. gibi sünekliği yüksek parçaların yapımında, ayrıca dişli ve çark yapımında da kullanılırlar. Kullanılan malzemenin yaklaşık olarak kimyasal bileşimi Tablo 5.1’de, ısıt işlem bilgileri ise Tablo 5.2’de verilmiştir.

Tablo 5.1: Kiriş Malzemesinin Kimyasal Bileşimi (1)

MALZEMENİN KİMYASAL BİLEŞİMİ							
C	Si	Mn	Pmax	Smax	Cr	Mo	V
0,38-0,45	0,15-0,40	0,50-0,80	0,035	0,035	0,90-1,20	0,15-0,30	-

Tablo 5.2: Kiriş Malzemesinin Isıl İşlem Bilgileri (2)

ISIL İŞLEM BİLGİLERİ								
Sıcak Şekillendirme Sıcaklığı (°C)	Yumuşatma Tavlama Sıcaklığı (°C)	Yumuşak Tavlama Sertlik > HB	Tavlama Sıcaklığı (°C)	Sertleştirme			Meneviş Sıcaklığı (°C)	Sertlik (HRc)
				Soğutma Ortamı	Su	Yağ		
850 - 1050	680 – 750	241	840-880	Sıcaklık (°C)	820 – 850	830 – 860	500 – 520	36 – 38
							470 – 500	38 – 40
							440 – 470	40 – 42
							430 – 450	42 – 44
				Sertlik (HRc)	54 – 56	54 – 56	420 – 440	44 – 46
							380 – 420	46 – 48
							340 – 380	48 – 50
							320 – 340	50 – 52

5.2 Kirişlerin Üretimi

5.2.1 Freze Tezgahında Yapılan İşlemler

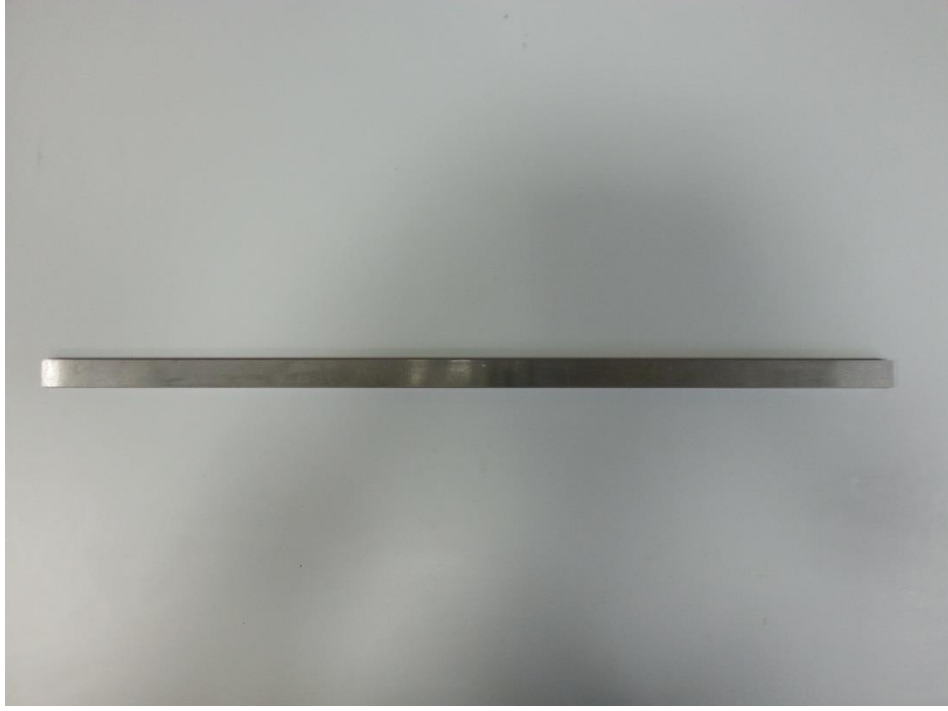
4140 çeliği piyasada genellikle daire numune olarak bulunmaktadır. Bu sebeple 20 mm çapında ve 500 mm uzunluğunda silindir malzemeler alınmış ve kiriş haline getirmek için freze tezgahında talaşlı işleme tabi tutulmuştur. Kirişin genişlik (B) ve kirişin yükseklik (W) değerleri ASTM E-399 standardı ve daha önceki çalışmalar incelenerek belirlenmiştir. ASTM E-399 standardında kirişin genişliği ile kirişin yüksekliği arasında;

$$0.45W \leq B \leq 0.55W$$

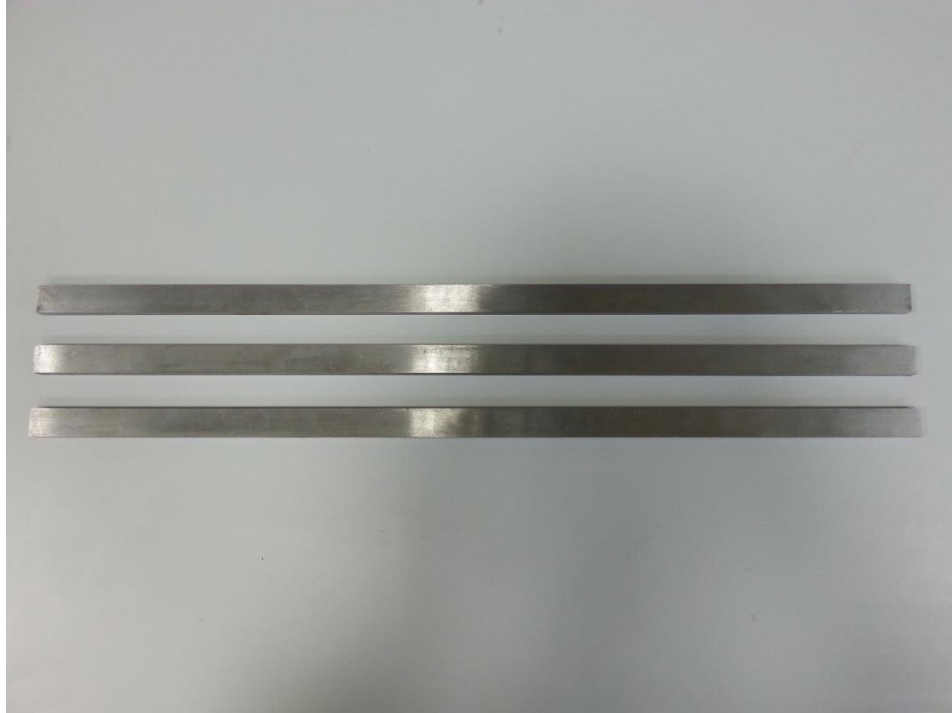
bağıntısı bulunmaktadır. Kirişlerin uzunluğu belirlenirken ise daha önce yapılmış olan çalışmalar göz önünde bulundurularak kiriş uzunlukları 500 mm olarak belirlenmiştir. Kiriş boyu, konvansiyonel tip freze tezgahlarında işlenecek malzemelere göre uzun olduğu için freze tezgahında işlenirken titreşim oluşumunun önüne geçmek için çift mengene kullanılmış ve kirişler her iki uçtan da freze tezgahının mengenelerine sabitlenmiştir. Dairesel numunelerin kiriş haline getirilirken freze tezgahında işlenmesi Şekil 5.1’de gösterilmiştir. Freze tezgahında işlenerek kiriş haline getirilen numuneler Şekil 5.2a ve Şekil 5.2b’de gösterilmiştir.



Şekil 5.1: Dairesel kesitli numunelerin freze tezgahında işlenerek kiriş haline getirilmesi



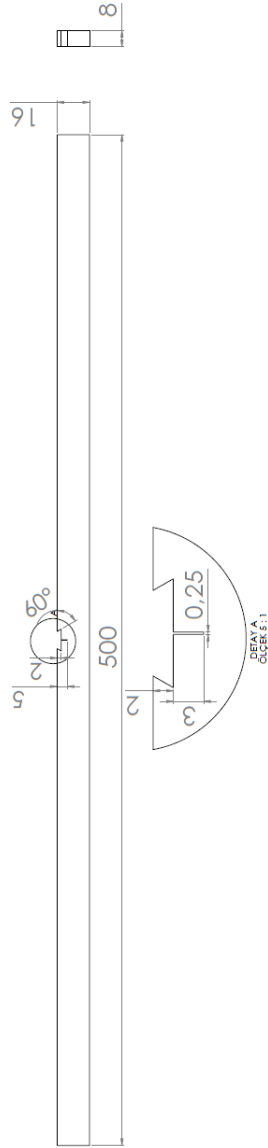
Şekil 5.2a: Dairesel numuneden üretilen kiriş



Şekil 5.2b: Dairesel numuneden üretilen kirişler

5.2.2 Tel Erezyon Tezgâhında Yapılan İşlemler

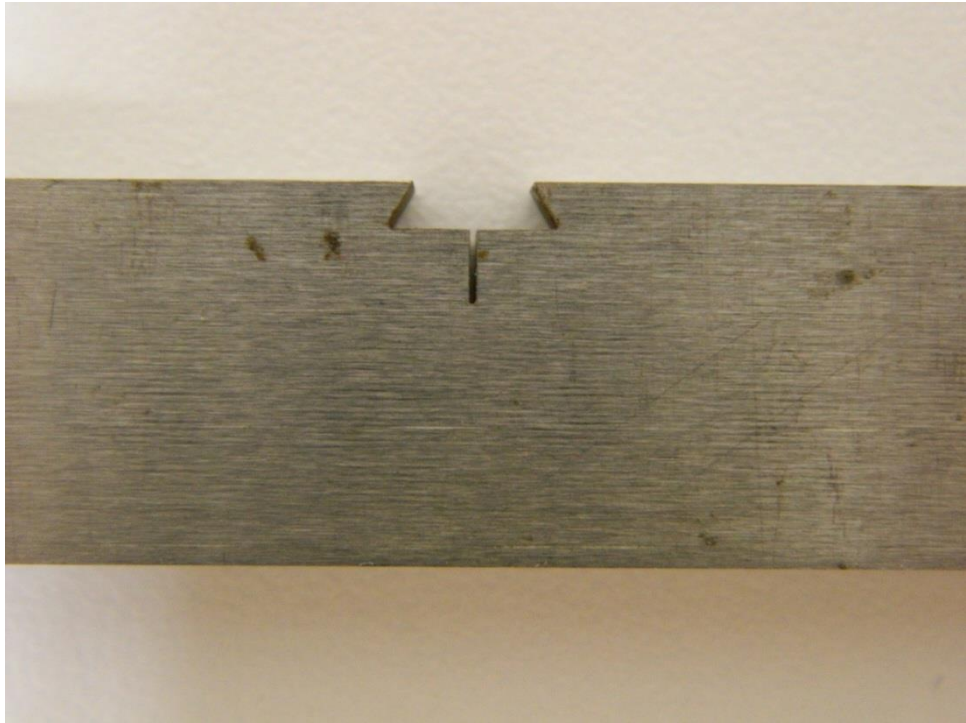
Deney esnasında çatlak ağzının açılma miktarını ölçmek için ekstensometre kullanılmıştır. Ekstensometre ayaklarını kirişe düzgün bir şekilde monte edebilmek için kirişlere, tel erezyon tezgahında Şekil 5.3de gösterilen ölçülerde kırlangıç yuvası ve 3 mm uzunluğunda yapay bir çatlak açtırılmıştır. Tel erezyon tezgâhında açılan çatlağın gerçek çatlağa yakın davranması için tel erezyon tezgâhlarında işlem yapılan en küçük tel olan 0,25 mm tel ile çatlak açtırılmıştır. Şekil 5.4a ve Şekil 5.4b’de tel erezyon işleminden sonra kırlangıç yuvası ve çatlak ağzı açtırılan kirişler gösterilmiştir.



Şekil 5.3: Çatlak ağzı açtırılan kirişin teknik resim çizimi ve çatlak ağzı detay resmi



Şekil 5.4a: Tel erezyonda kırangıç yuvası ve yapay çatlak açtırılan kirişler



Şekil 5.4b: Tel erezyonda açılan kırangıç yuvası ve yapay çatlak

5.2.3 Çatlak Yüzeylerini Parlatma İşlemi

Deneye başlamadan önce her bir kirişin çatlak izlenecek yüzeyleri 320, 1200 ve 2000 meş zımpara ve maksimum 0.3 mikron boyutlarında parlaticılara sahip alümina sıvısı ile önce elde, daha sonra ise el gravür taşlama makinesi ile zımparalanarak yüzeyler parlatılmıştır. şekil 5.5a ve şekil 5.5b’de parlatma işleminde kullanılan makine ve teçhizatlar ile şekil 5.6’da parlatma yapılmış kirişler gösterilmiştir.



şekil 5.5a: Çatlak yüzeylerini parlatma işleminde kullanılan gravür taşlama makinesi



Şekil 5.5b: Çatlak yüzeylerini parlatma işleminde kullanılan 320, 1200 ve 2000 meş zımparalar



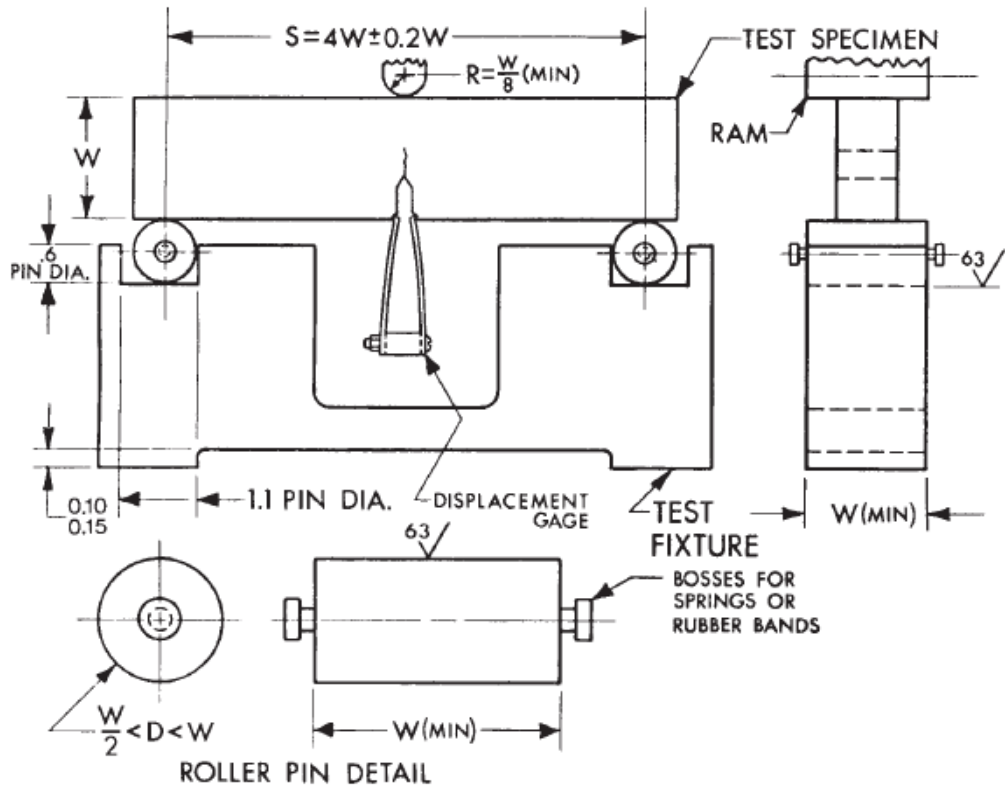
Şekil 5.6: Çatlak yüzeyi parlatılan giriş

5.2.4 Kiriş Boyutlarının Ölçülmesi

Parlatma işlemi yapılmış kirişlerin mikrometre ile kalınlık ve yükseklik ölçümleri yapılmıştır. Elde edilen verilerin ASTM-E399 standardında kabul edilen tolerans sınırları içerisinde olup olmadığı karşılaştırılmıştır. Ölçüm yapılan üç kiriş için bulunan kalınlık ve yükseklik değerleri Tablo 5.3’de verilmiştir. Şekil 5.7’de, ASTM-E399 standardında kabul edilen kalınlıklar (B ; numunenin kalınlığı, W ; numunenin yüksekliği, S ; destekler arası mesafe) ve tolerans değerleri gösterilmiştir. ASTM E-399 standardında $B = W/2 \pm (0,010 W)$ olarak kabul edilmektedir.

Tablo 5.3: Ölçüm yapılan üç kiriş için bulunan kalınlık ve yükseklik değerleri

Kiriş Numarası	Kalınlık (B) mm	Yükseklik (W) mm
1	8,015	16,05
2	8,022	16,03
3	8,018	16,08



Şekil 5.7: ASTM-E399 standardında kabul edilen ölçüler

5.3 Deney Esnasında Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar

5.3.1 Yorulma Test Cihazı

Çalışmada, yorulma çatlağının ilerlemesi ile sistemin doğal frekansındaki değişim inceleneceğinden dinamik yorulma test cihazı kullanılmıştır. Yorulma çatlağının ilerletilmesi yani büyütülmesi esnasında;

- Instron 8801 marka ve modelinde dinamik yorulma test cihazı,
- Kirişlerin eğme testine tabi tutulmak için üzerine yerleştirileceği 3 nokta eğme test cihazı aparatı,
- Kiriş üzerindeki çatlağın ilerlemesinin ölçülebileceği milimetrik ölçü cetveli,
- Çatlak ucundaki açılma miktarının test süresince ölçülebileceği ekstensometre kullanılmıştır.

5.3.1.1 Instron-8801 Dinamik Yorulma Test Cihazı

Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Bilimsel Endüstriyel ve Teknolojik Uygulama ve Araştırma Merkezi (BETUM) 'nde bulunan cihaz 100 kN yük uygulama kapasitesine sahiptir. INSTRON standartlarda belirtilen uygulanacak yükün frekansı, maksimum yükün (P_{maks}) ve yük genliğinin (ΔP) sapma miktarı kriterlerini sağlamaktadır. Bu hem test cihazının kataloglarından hem de deney esnasında anlık yükleme bilgilerini gösteren ekrandan gözlemlenerek doğrulanmıştır. Dinamik yorulma test cihazı 5 üniteden oluşmaktadır. Bunlar:

- **Hidrolik güç ünitesi:** Motor, yağ haznesi, pompa ve kontrol valfinden oluşmaktadır.
- **Soğutucu:** Hidrolik pompayı soğutmada kullanılmaktadır.
- **Testlerin yapıldığı ana gövde:** Gövde, piston ve çenelerden oluşmaktadır.
- **Fırın:** Sıcak ve soğuk ortam testlerinin yapıldığı bölümdür.
- **Kontrol ünitesi:** Bilgisayar ve işlemciden oluşmaktadır.

5.3.1.1.1 Hidrolik Güç Ünitesi

Deneyler için gerekli olan gücün üretildiği bölümdür. 18 kW gücünde GAMAK marka elektrik motoru gerekli gücü sağlamaktadır. Ön tarafında bulunan elektronik işlemciler, ana işlemciden gelen komutlara göre hidrolik valfleri kontrol etmektedir. Hidrolik güç ünitesi Şekil 5.8’de görülmektedir.



Şekil 5.8a: Hidrolik güç ünitesi



Şekil 5.8.b: Hidrolik güç ünitesi

5.3.1.1.2 Soğutucu

Hidrolik üniteyi soğutmak için kullanılmaktadır ve içerisinde saf su bulunmaktadır. Suyu gerekli miktarda soğutarak hortumlar vasıtasıyla hidrolik güç ünitesine pompalamaktadır. Kontrol ünitesi sayesinde otomatik olarak soğutma yapmaktadır. Şekil 5.9’da soğutucu ünite görülmektedir.



Şekil 5.9: Soğutucu ünite ve elektronik kontrol paneli

5.3.1.1.3 Testlerin Yapıldığı Ana Gövde

Dinamik yorulma testlerinin yapıldığı, çenelerin ve eğme test aparatlarının bağlandığı bölümdür. Gövde piston ve çenelerden oluşmaktadır. Test yapılacak numune ve test çeşidine göre pistonlar istenilen yüksekliğe gövdenin sağ alt tarafında bulunan 3 adet ayarlama düğmesi ile ayarlanmaktadır. Cihazın ana gövdesi Şekil 5.10’ da gösterilmiştir.



Şekil 5.10: Testlerin yapıldığı ana gövde

5.3.1.1.4 Fırın

Sıcak ve soğuk ortam testlerinin yapıldığı bölümdür. Sıcak ve soğuk ortam testleri yapılacağı zaman üzerinde bulunduğu raylarda gövdeye doğru yaklaştırılır, fırının alt ve üst tarafında bulunan özel yuvalar açılarak çeneler fırın içine girer. Böylelikle -100°C ile 350°C arasındaki testler yapılabilmektedir. İstenilen soğukluk ise fırına bağlı olan sıvı azot tankı vasıtasıyla sağlanmaktadır. Şekil 5.11’de test fırını görülmektedir.



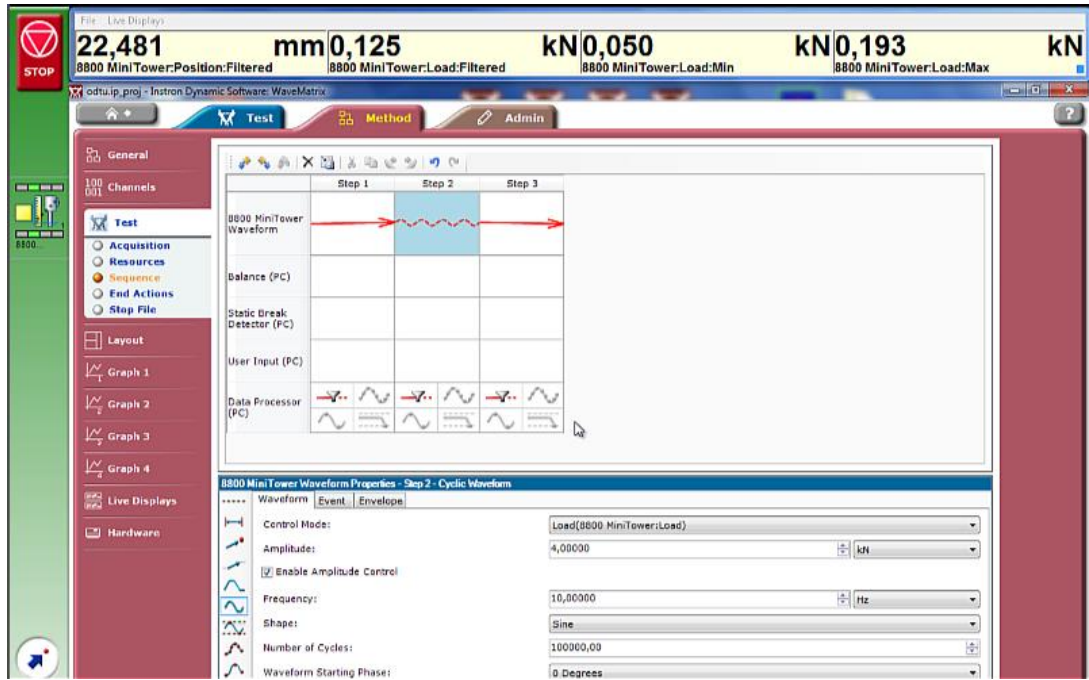
Şekil 5.11: Test fırını

5.3.1.1.5 Kontrol Ünitesi

İşlemci ve bilgisayardan oluşmaktadır. Bilgisayarda bulunan yazılım sayesinde değişik testler (statik veya dinamik çekme, basma, eğme, 3 nokta ve 4 nokta eğme testleri) için çeşitli şekillerde yük (basamak giriş, rampa giriş, sinüs dalgası, kare dalga), testin yapılacağı maksimum ve minimum yükler (P_{maks} , P_{min}), yükleme frekansı ve çevrim sayısı gibi bilgiler girilir. Yazılım bilgisayara bağlı olan işlemciye girilen test bilgilerini gönderir ve işlemcide girilen bilgiler çerçevesinde servo kontrol ünitesini kontrol ederek test gerçekleştirilir. Şekil 5.12’de işlemci ve bilgisayar, Şekil 5.13’de ise yorulma testi yapılırken yazılım ekranı görülmektedir.



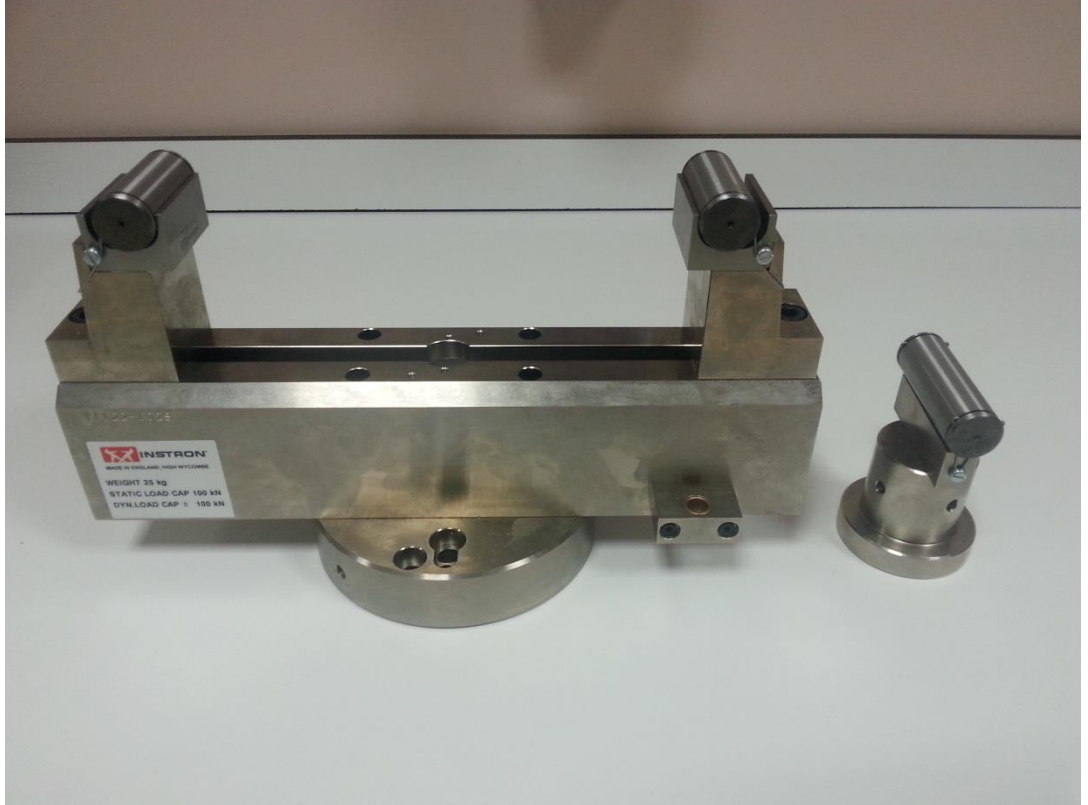
Şekil 5.12: İşlemci ve bilgisayar



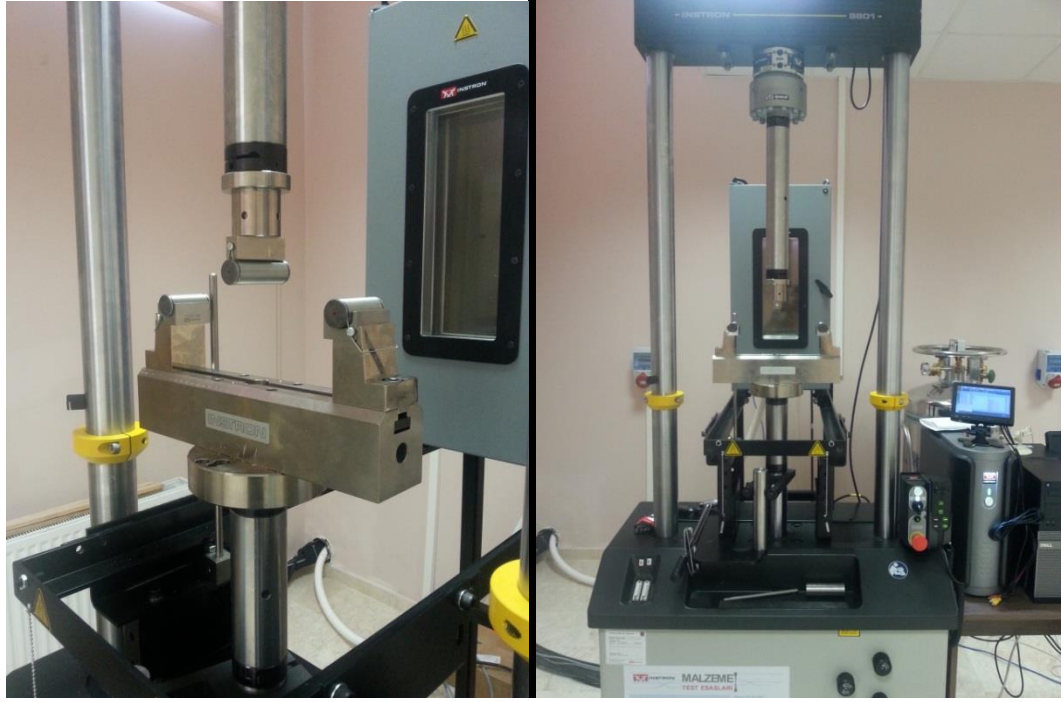
Şekil 5.13: Yorulma testi yapılırken yazılım ekranı görüntüsü

5.3.2 Üç Nokta Eğme Test Aparatı

Üç nokta eğme test aparatı yorulma çatlak ilerlemesi testinde kirişin yerleştirilmesi ve yüklemenin düzgün şekilde yapılmasını sağlamaktadır. Destekler arası mesafe bağlantı civataları sayesinde değiştirilebilmektedir. Üç nokta eğme testi için yorulma cihazına monte edilmiştir. Test aparatının ve cihazın üzerindeki hali Şekil 5.14’de ve Şekil 5.15’de görülmektedir.



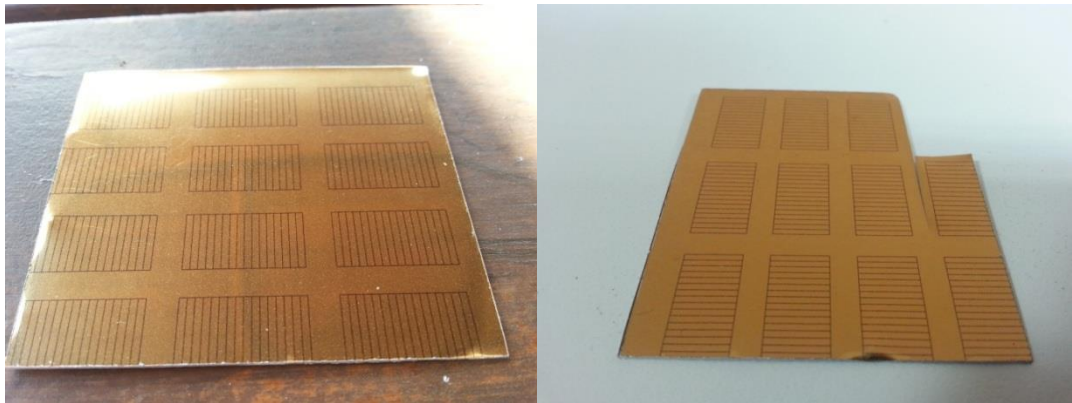
Şekil 5.14: Üç nokta eğme test aparatı



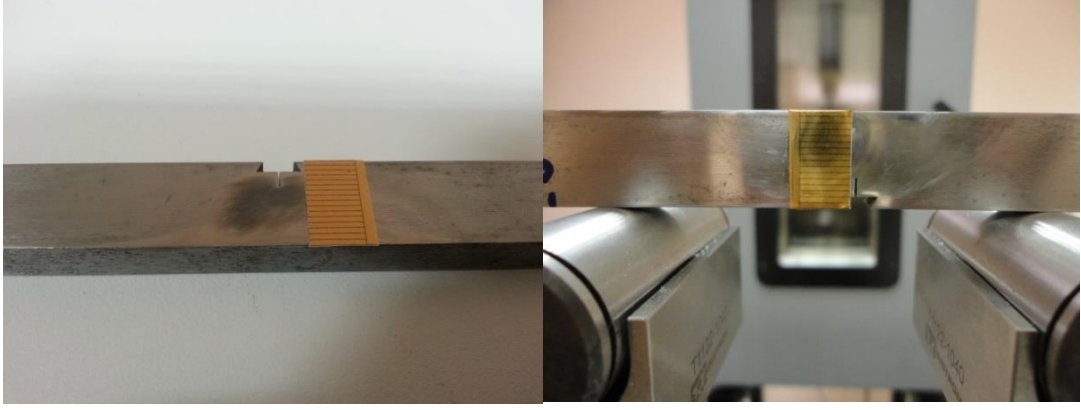
Şekil 5.15: Üç nokta eğme test aparatının yorulma cihazına monte edilmiş hali

5.3.3 Çatlak Ölçümü İçin Kullanılan Milimetrik Cetvel

Kirişte, deney esnasında büyüyen çatlak ölçmek için çinko tabaka üzerine gerçek boyutlarda 16 mm cetvel bastırılarak kiriş üzerine yapıştırılmıştır. Böylece deney sırasında büyüyen çatlak bir büyüteç yardımıyla okunmuştur. Şekil 5.16a ve Şekil 5.16b’de yaptırılan milimetrik cetvel ve kiriş üzerine monte edilmiş hali görülmektedir.



Şekil 5.16a: Çatlak ölçümü için kullanılan çinko tabaka üzerine yaptırılmış cetveller



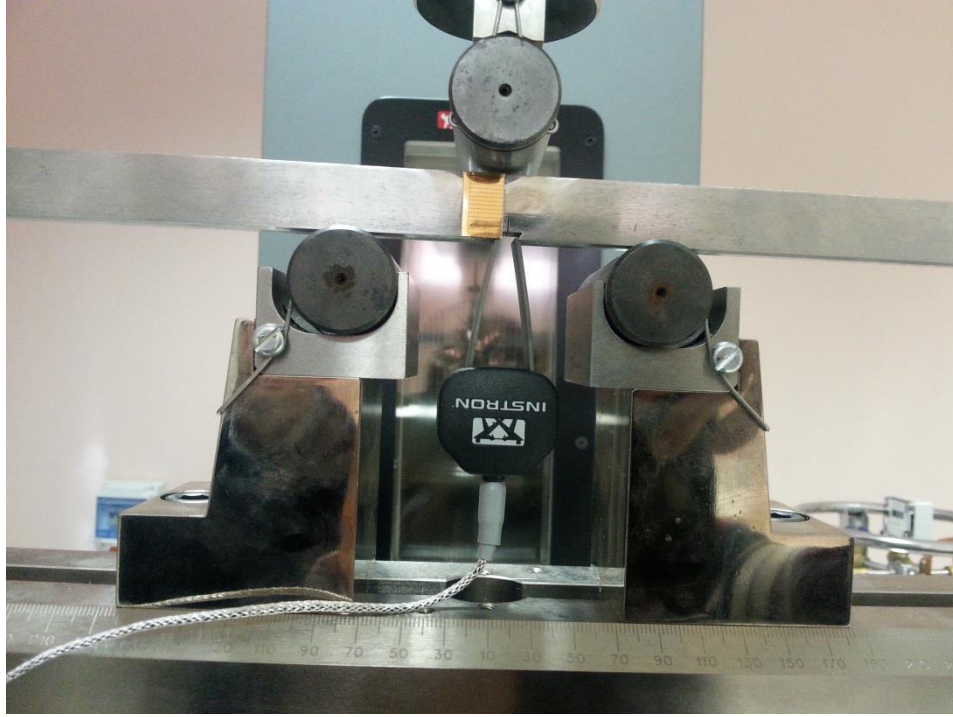
Şekil 5.16.b: Üzerine milimetrik cetvel yapıştırılmış kırıç

5.3.4 Ekstensometre

Yorulma çatlak büyümesi testi sırasında çatlak ucundaki açılma miktarının ölçülmesi için kullanılmıştır. Şekil 5.17’de gösterilen ekstensometre Instron firmasına ait olup maksimum 4 mm’ye kadar açıklık miktarını algılayabilmektedir. Şekil 5.18’de ise deney sırasında kırıç monte edilmiş ekstensometre görülmektedir.



Şekil 5.17: Yorulma çatlak büyümesi testi sırasında kullanılan ekstensometre



Şekil 5.18: Deney sırasında kirişe monte edilmiş ekstensometre

5.3.5 Titreşim Verisi Alma Ekipmanları

Çatlaklı kirişlerin doğal frekanslarını ölçmek için kullanılan titreşim verisi alma düzeneği dört ana kısımdan oluşmaktadır. Bunlar; ivmeölçer, darbe çekici, sinyal şartlandırıcı ve yazılımdır. Titreşim verisi toplama ekipmanları Şekil 5.19’da görülmektedir.



Şekil 5.19: Titreşim verisi toplama seti

5.3.5.1 İvmeölçer

Brüel&Kjaer firmasına ait ve 100 mV/g hassasiyetine sahip ivmeölçer ile kirişe verilen darbe neticesinde kirişin oluşturduğu titreşimler ölçülmüştür. İvmeölçer kirişe balmumu ile tutturulmuştur.



Şekil 5.20: Kiriş üzerine monte edilen ivmeölçer

5.3.5.2 Darbe Çekici

Brüel&Kjaer firmasına ait ve 2.27 mv/N hassasiyetine sahip darbe çekici ile kirişlere darbe kuvveti uygulanmıştır.



Şekil 5.21: Titreşim ölçümünde kullanılan darbe çekici

5.3.5.3 Sinyal Şartlandırıcı

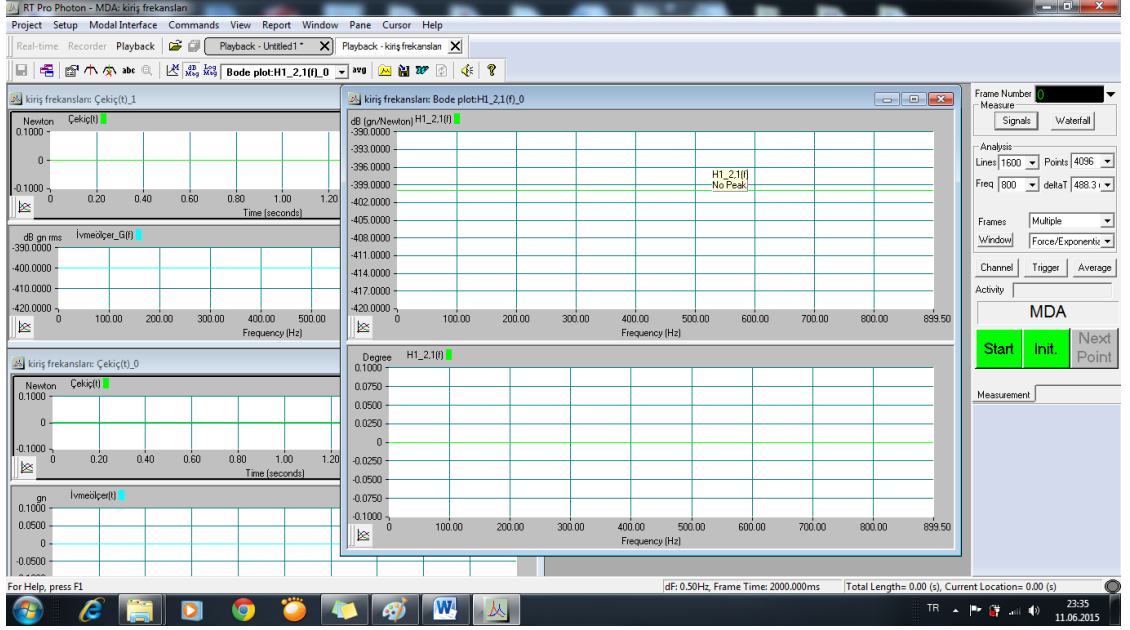
Darbe çekici ve ivmeölçerden gelen sinyalleri işleyen cihazdır. Gelen sinyallerin filtrelenmesini, yükseltilmesini, dijital sinyallere dönüştürülmesini ve bilgisayara iletilmesini sağlar. Brüel&Kjaer firmasının Photon markalı ürünü olup 4 BNC girişi sahiptir ve bilgisayara USB ile bağlanmaktadır.



Şekil 5.22: Sinyal şartlandırıcı

5.3.5.4 Sinyal Analiz Yazılımı

Sinyal şartlandırıcıdan gelen titreşim sinyalinin analizini yapan yazılımdır. Kullanıcı ve sistem arasında arayüz oluşturur ve bu sayede sinyallerin kullanıcı tarafından anlaşılabilmesini mümkün kılar. Brüel&Kjaer firmasının geliştirmiş olduğu bir yazılım olup kullanıcıya çalıştığı sistemin doğal frekanslarını ve mod biçimlerini kolaylıkla elde etme imkânı sunmaktadır.



Şekil 5.23: Kullanılan titreşim analiz yazılımından bir görüntü

5.4 Deneyin Yapılışı

Çatlak izleme yüzeyleri parlatılarak bir yüzüne milimetrik ölçüm cetveli yapıştırılan kirişler yorulma test cihazında üç nokta eğme test aparatına yerleştirilmiştir. Yorulma çatlaklı ilerleme testinde çatlak ilerlemesi çatlak ucu gerilme yığılması faktörüne bağlı olarak gelişir. Çatlak ilerlemesi deneyinde malzemenin yorulma koşulları dâhilinde yani malzemenin akma sınırının altında kalabilmesi için öncelikle malzemenin akma değerinin bilinmesi gerekmektedir. Daha sonra ise uygulanacak yükün hesaplanması ve akma sınırının altında kalınması için hesaplamaların yapılması gerekmektedir. Malzemenin akma değerinin bilinmesi için 4140 çeliğinden çekme numunesi hazırlanarak çekme testine tabi tutulmuştur. Çekme testi sonucunda malzemenin akma gerilmesi 670 Mpa olarak bulunmuştur.

Eğme zorlanmasına maruz kalan elemandaki gerilme;

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad 5.1$$

ve zorlanmaya maruz kalan numune çentikli ise;

$$\sigma = K_t \frac{Mc}{I} \quad 5.2$$

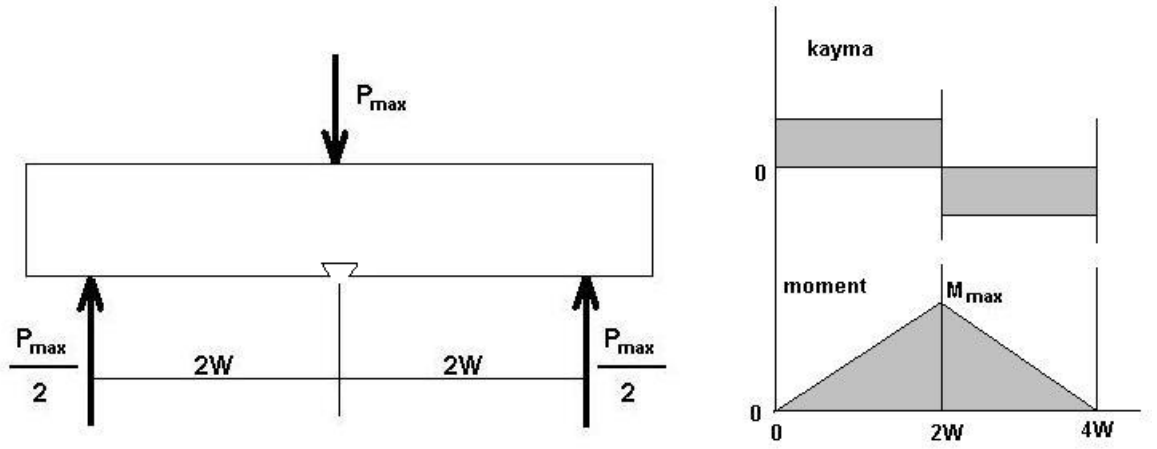
olur. 5.2 denkleminde; M: moment,

c: gerilmenin hesaplandığı noktanın asal eksene olan uzaklığı,

I: atalet momenti,

K_t : çentik faktörünü göstermektedir.

Numunenin serbest cisim diyagramı Şekil 5.24’de gösterildiği şekilde statik olarak kabul edilip çatlak ucundaki gerilme hesaplanmıştır.



Şekil 5.24: Kirişin serbest cisim diyagramı (Akaslan, 2003)

Deneyde ASTM E-399 standardına göre destekler arası mesafe yani S değeri 4W olarak alınmıştır. Yukarıdaki şekilde gösterilen serbest cisim diyagramından;

$$M = \left(\frac{P_{maks}}{2} \right) (2W) \quad 5.3$$

Eşitlik 5.2’de yerine konulursa,

$$P_{maks} \leq \frac{\sigma_{akma} I}{K_t c W} \quad 5.4$$

Kirişler için atalet momenti;

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad 5.5$$

ve $W=L/4$, 5.4 denkleminde yerine konulursa;

$$P_{maks} \leq \frac{\sigma_{akma}bh^3}{3K_t c L} \quad 5.6$$

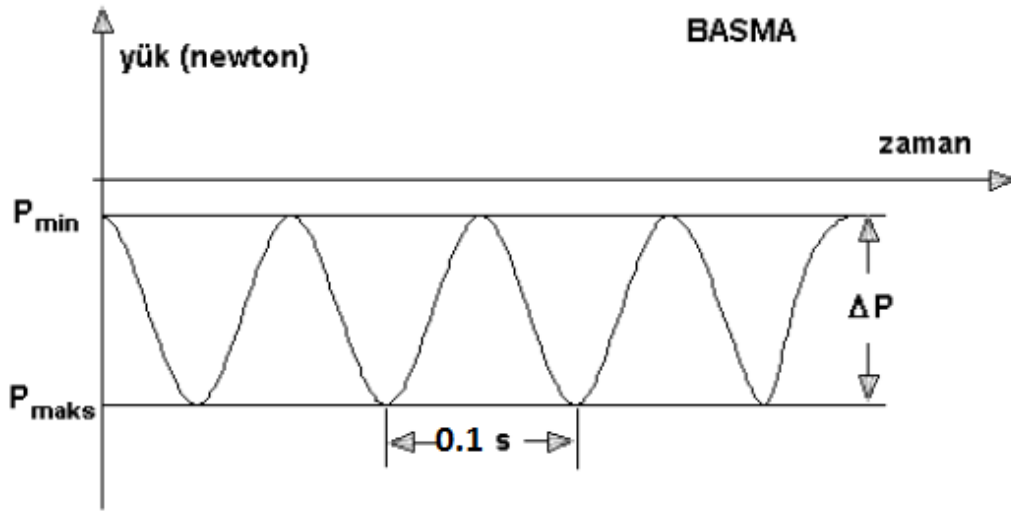
denklemini elde edilir. Eşitlik 5.3'e ve 5.4'e göre deneye başlamadan önce kirişe uygulanacak maksimum yük değeri (P_{maks}) hesaplanmıştır.

Deney süresince yorulma test cihazı ayarları standartlarda belirtilen şartları sağlayacak hale getirilmiştir. Standartlarda test cihazı için belirtilen en önemli kriterler;

- Yükleme frekansı,
- Maksimum yük, P_{maks} ,
- Yük genliği (ΔP) veya gerilme oranı (R)'dir.

Devir sayısı saatte 1-2 olacak şekilde çok düşük veya malzemenin ısınmasına neden olacak kadar çok yüksek olmamak koşuluyla yorulma ömrünü çok fazla etkilemez (Akaslan, 2003). Yük, Şekil 5.25'de gösterildiği gibi sinüs dalgası şeklinde 10 Hz frekansla uygulanmıştır. P_{maks} (maksimum yük) ile P_{min} (minimum yük) arasında aşağıdaki eşitlik geçerlidir ve buna gerilme oranı denir. Deneyde gerilme oranı $R=0,1$ olarak seçilmiştir.

$$R = \frac{P_{min}}{P_{maks}} = 0.1 \quad 5.7$$



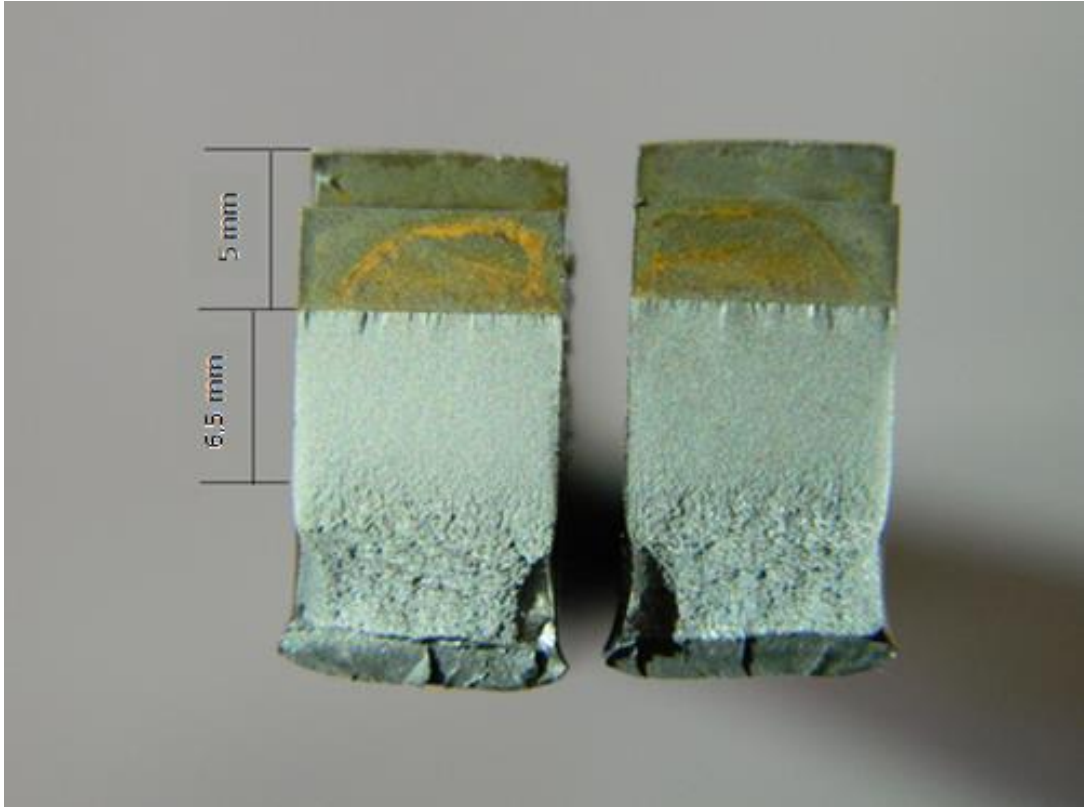
Şekil 5.25: Yü­k­ün uygulanma şekli ve periyodu

Deney süresince P_{maks} sabit tutulacağı ve çatlak ilerlediği sürece de c ve M değerleri azalacağı için belirli bir süre çatlak ilerlemesinden sonra deney sırasında oluşacak gerilme malzemenin akma gerilmesi sınırını aşacak ve numunede yorulma çatlak ilerlemesinden sonra plastik deformasyon başlayacaktır. Bu sebeple kirişlere uygulanacak maksimum kuvvet hesaplanırken akma gerilmesi değerinin %30'u olan 201 Mpa alınmıştır. Bu akma değerine göre hesaplamalar yapıldığında kirişe uygulanacak maksimum kuvvet 2026,75 N olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalar neticesinde 5 mm'lik tel erezyonla açılan ilk yapay çatlaktan sonra yaklaşık 6 mm daha yorulma çatlağının ilerleyeceği ve ardından deney sırasındaki gerilmenin kirişin akma gerilmesi değerini aşacağı için kirişte plastik deformasyon başlayacağı tespit edilmiştir. Hesaplamaların yapıldığı excel tablosunun görüntüsü Şekil 5.26'da görülmektedir.

№	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1												
2	Numune boyutu		En (B) 8	Yükseklik(W) 16	Mesnetler Arası Mesafe (S) 64							
3												
4												
5	Numunenin akma gerilmesi YÜZDESI (σ_w) (Mpa) 201		R	0,1	0,3	0,5	0,7					
6												
7	Maksimum Kuvvet			2026,75								
8	Minimum Kuvvet			202,675	0	0	0					
9	Numunenin Akma Gerilmesi (σ_{ak}) (Mpa)		İlk çatlak boyu 5									
10												
11												
12												
13	ÇATLAK BOYU		14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
14												
15												
16												
17	Hesaplanan Moment(N.mm) ($M=\sigma \cdot I/c$) ($c=h/2$)		1072	2412	4288	6700	9648	13132	17152	21708	26800	32428
18	Hesaplanan Gerilme ($\sigma=(P \cdot L \cdot h \cdot 12)/(8 \cdot b \cdot h^3)$)		6080,25	2702,333333	1520,0625	972,84	675,5833333	496,347	380,015625	300,259	243,21	201
19	Hesaplanan Kuvvet (N) ($P=(M \cdot 4/L)$)		2026,75	2026,75	2026,75	2026,75	2026,75	2026,75	2026,75	2026,75	2026,75	2026,75
20												
21												

Şekil 5. 26: Hesaplamaların yapıldığı excel tablosunun görüntüsü

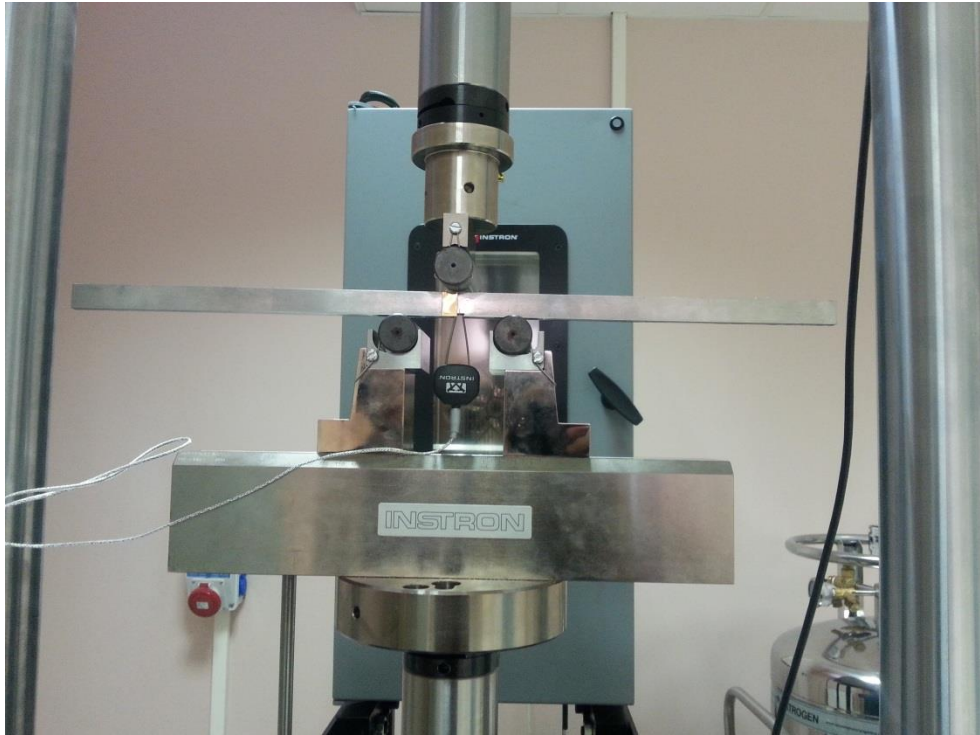
Deneyde amaç yorulma çatlağı ilerlemesi ile sistemin doğal frekansı arası etkileşimi belirlemek olduğu için kirişlere uygulanan yorulma yükü ara ara durdurularak belirli bir miktar çatlak ilerlemesi sonucu kirişlerin doğal frekansları ölçülmüştür. Bu sebeple kirişlerin yorulma ömrünü belirlemek için bir tane kiriş aralıksız olarak yüklenmiş ve kiriş yaklaşık olarak 168000 çevrim sonucu kırılmıştır. Elde edilen bu sonuca göre deney yapılacak diğer kirişlerde deney başlangıcında her 15000 çevrimde bir, yorulma ömrü sonlarına doğru ise Paris-Erdoğan grafiğine göre çatlak çok daha hızlı ilerleyeceğinden dolayı her 10000 ve her 5000 çevrimde bir titreşim ölçümü yapılmasına karar verilmiştir. İlk kırılan kirişin kırılma yüzeyi incelendiğinde yorulma çatlak ilerleme mesafesinin yaklaşık olarak 6,5 mm olduğu ölçülmüş ve çatlak ilerlemesi ve yük uygulanması için yapılan hesaplamaların doğru olduğu gözlemlenmiştir. Kırılan kiriş yüzeyi Şekil 5.27a'da ve Şekil 5.27b'de gösterilmektedir. Kirişlerin yorulma çatlağı ilerlemesi deneyi sırasında çekilen fotoğrafları da Şekil 5.28a ve Şekil 5.28b'de gösterilmiştir.



Şekil 5.27a: Kırılan kiriş yüzeyi



Şekil 5.27b: Kırılan kiriş yüzeyi



Şekil 5.28a: Yorulma çatlağı ilerlemesi deneyi sırasında kirişlere yükün uygulanması



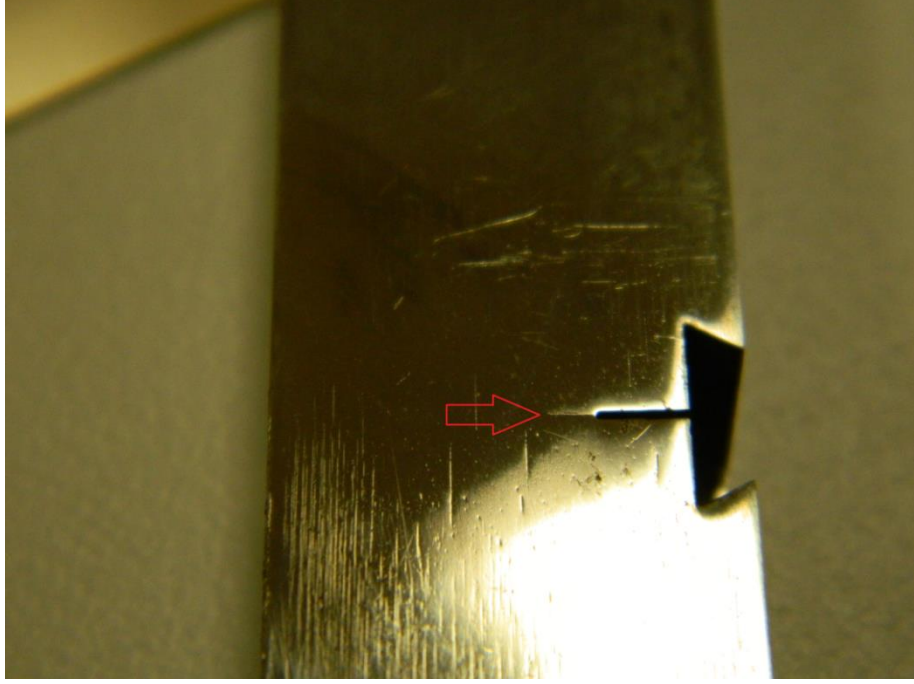
Şekil 5.28b: Yorulma çatlaklı ilerlemesi deneyi sırasında kirişlere yükün uygulanması

5.4.1 Yorulma Çatlaklı İlerleme Testi Verisi Alma

Üç nokta eğme test aparatına yerleştirildikten sonra yüklemeyi yapan alt çene, elle kontrol edilerek üst çeneye doğru yaklaşık kiriş ile basma aparatı arasında 5 mm boşluk kalıncaya kadar yaklaştırılır. Testi gerçekleştirecek olan bilgisayardaki yazılıma P_{maks} ve P_{min} değerleri, yüklemenin tipi (sinüs) ve yükleme frekansı (10 Hz) bilgileri girildikten sonra yazılıma testi başlatması için komut verilir. Yorulma çatlaklı ilerleme deneyi süresince cihaz yazılımı ekranından alınan verilerin bir görüntüsü Şekil 5.30'da görülmektedir. Ayrıca yazılım verileri ham data ve excel formatında grafikleri ise pdf formatında da vermektedir.

Belirlenen çevrimler sonucunda önce çatlaklın ilerleme miktarı ardından da kirişin doğal frekansı ölçülerek gerekli veriler elde edilmiştir. Kirişteki yorulma

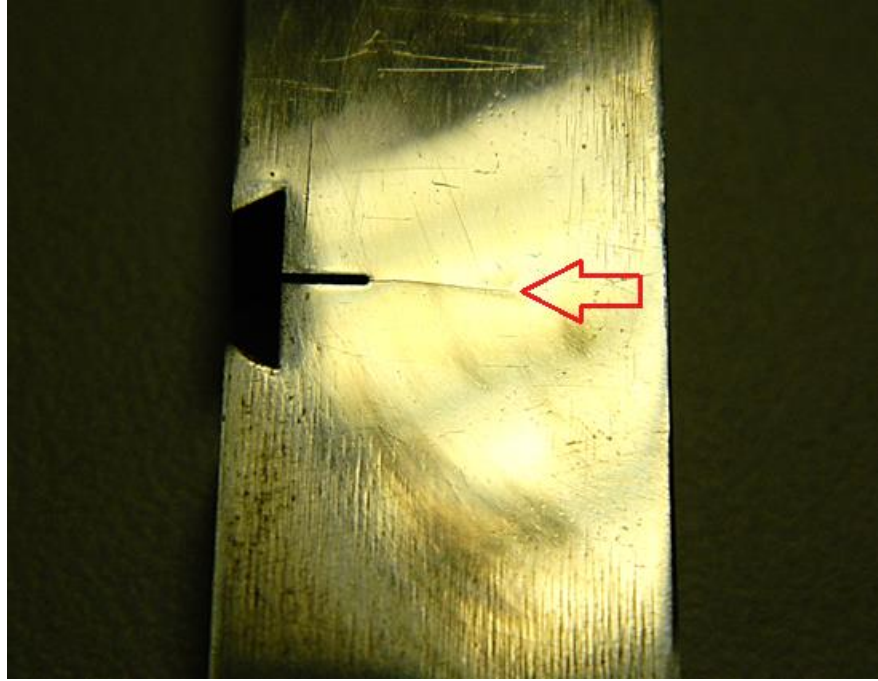
çatlağının ilerlemesi Şekil 5.29a, 5.29b ve 5.29c’de görülmektedir. Ayrıca deney süresi boyunca ekstensometreden alınan değerler kayıt edilmiştir. Deney sırasında kirişe uygulanan yük çevrim sayısı ve çatlak boyunun ekstensometrede görülen değeri sürekli olarak kaydedilmiştir.



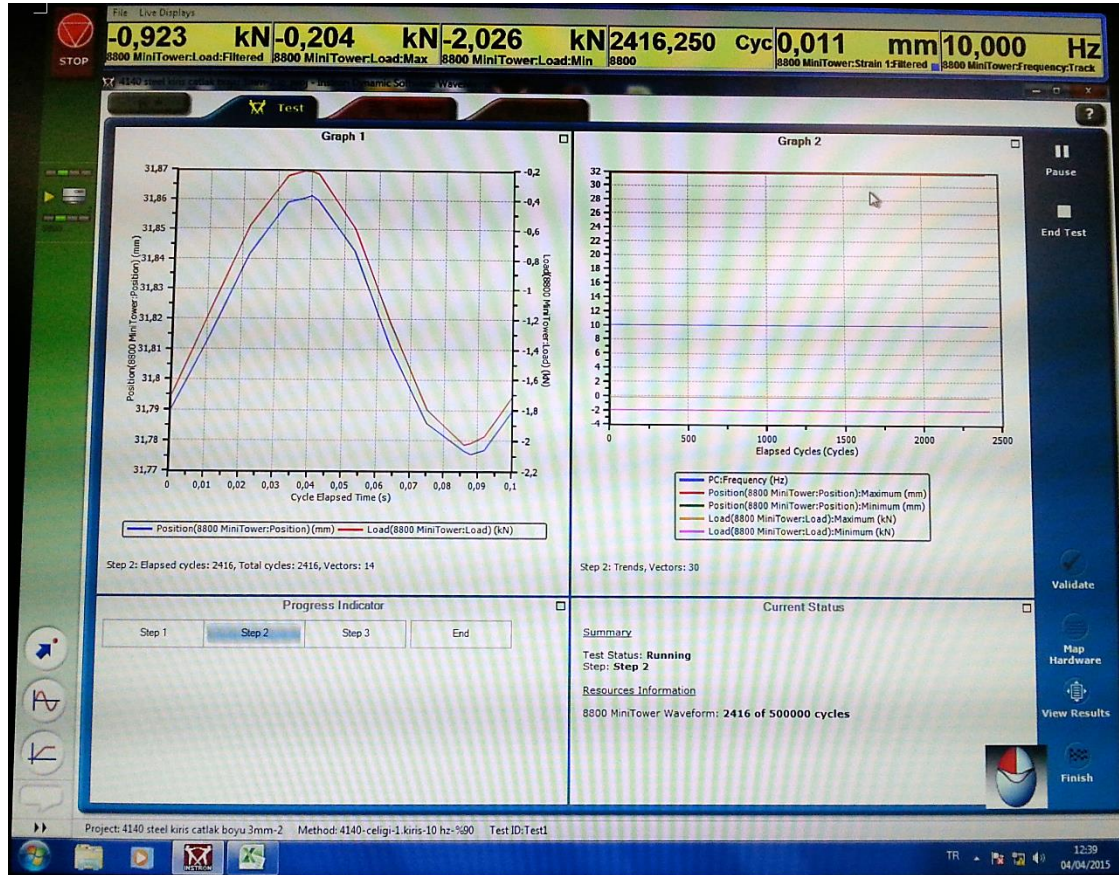
Şekil 5.29a: Yorulma çatlağı ilerlemesi



Şekil 5.29b. Yorulma çatlağı ilerlemesi



Şekil 5.29c: Yorulma çatlaklı ilerlemesi



Şekil 5.30. Yorulma çatlaklı ilerleme deneyi süresince cihaz yazılımı ekranından bir görüntü

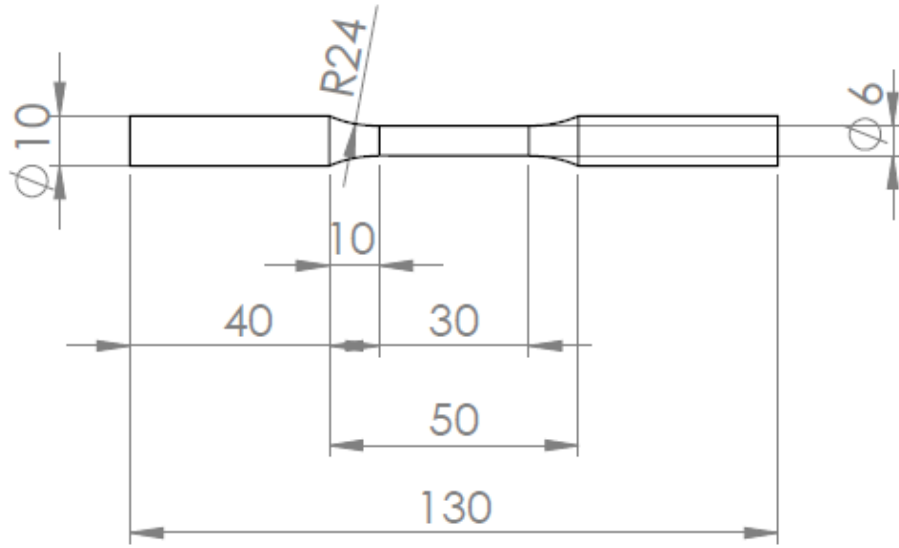
5.4.2 Titreşim Verisi Alma ve Kirişlerin Doğal Frekanslarının Tespiti

Yorulma testine tabi tutulan çatlaklı kirişlerde yorulma çatlağı ilerlemesi ile sistemin doğal frekansı etkileşimi tespit etmek için kirişler belirli çevrim aralıkları sonunda yorulma test cihazından sökülerek bir ucu mesnetlenerek titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. İvmeölçer, her ölçümde kirişin 6 noktasına monte edilmiş ve darbe çekici ile de her ölçümde 10 noktasından kirişe kuvvet uygulanmıştır. Daha sonra ise ivmeölçerden ve darbe çekiciden sinyal analizörüne gelen sinyaller işlenerek dijital sinyallere çevrilmiş ve bilgisayara iletilmiştir. Bilgisayarda Brüel&Kjaer firması tarafından hazırlanan yazılım vasıtasıyla kirişin doğal frekans değerleri tespit edilmiş ve grafik haline getirilmiştir. Deneyde kullanılan titreşim test düzeneği Şekil 5.19’da ve titreşim analiz yazılımının ekran görüntüsü de Şekil 5.23’de gösterilmiştir. Ayrıca titreşim analiz yazılımı, titreşim verisi raporlarını doc formatında kullanıcıya vermektedir.

6. BULGULAR VE TARTIŞMA

6.1 Çekme Testi ve Testten Elde Edilen Bulgular

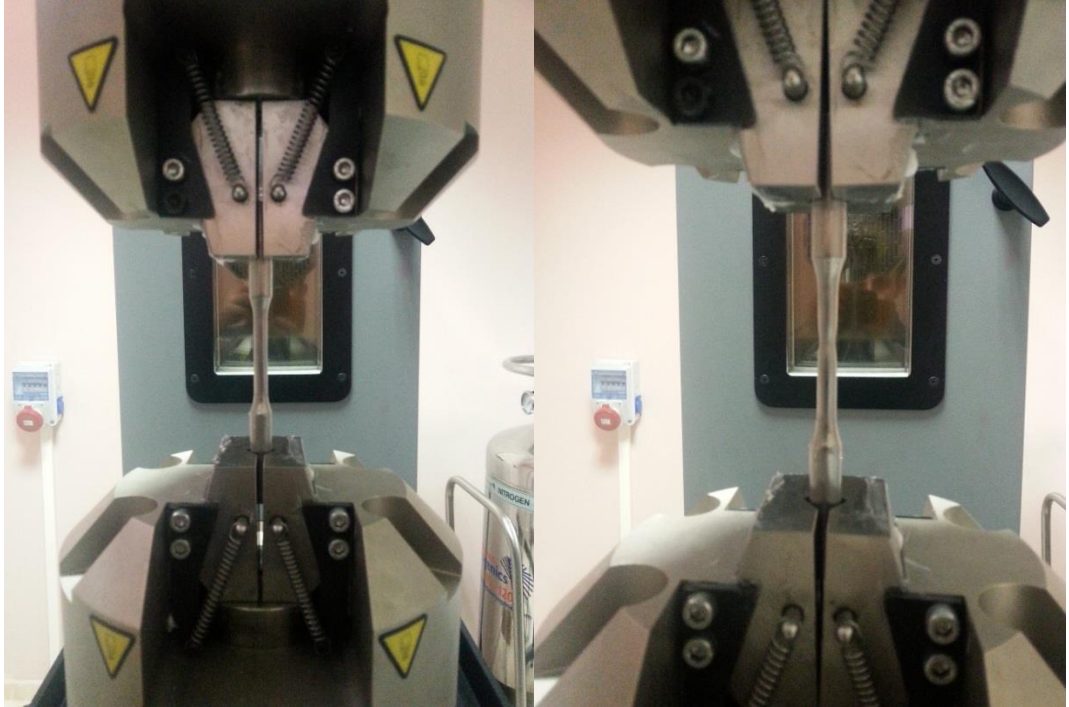
Çalışılacak kiriş malzemesine uygulanacak kuvvetin belirlenebilmesi için kiriş malzemesinden Şekil 6.1’de gösterilen ölçülerde çekme numunesi ürettirilmiş ve çekme testine tabi tutulmuştur. Çekme testi dinamik yorulma test cihazında yapılmıştır. Ürettirilen çekme numunesinin çekme testi öncesi hali Şekil 6.2’de çekme testi Şekil 6.3’de ve çekme testi sonucu kırılan numune Şekil 6.4’de görülmektedir.



Şekil 6.1: Çekme numunesi teknik resmi



Şekil 6.2: Ürettirilen çekme numunesi

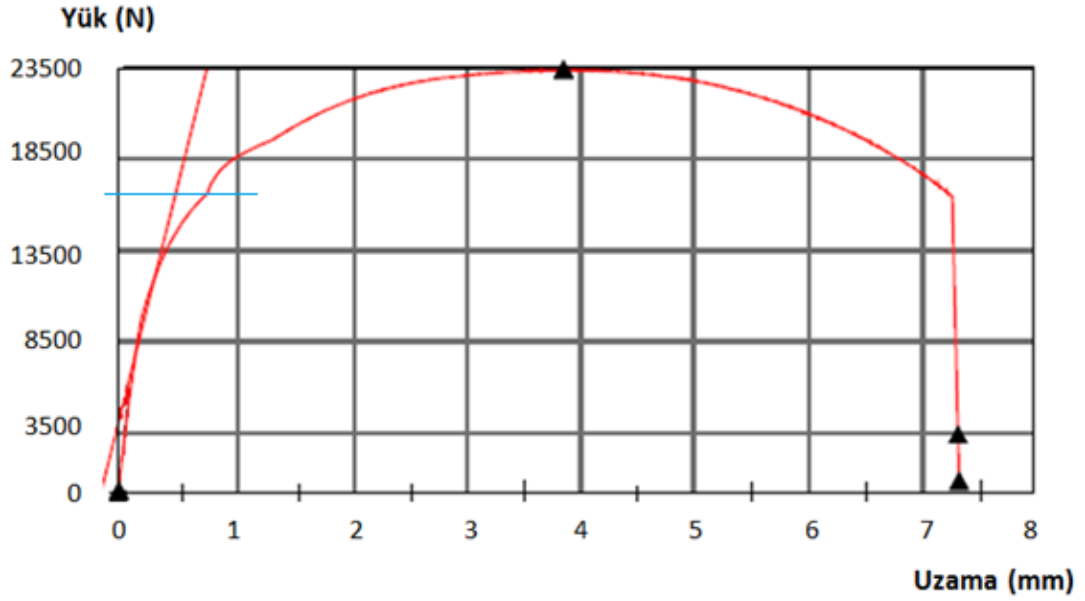


Şekil 6.3: 4140 çeliği çekme testi



Şekil 6.4: Çekme testi sonrası kırılan çekme numunesi

Çekme testi sonucunda malzemenin akma mukavemeti 670 MPa ve malzemeye uygulanabilecek maksimum yük ise akma mukavemetine bağlı olarak 2026.75 N olarak elde edilmiştir. Çekme testine ait grafik Şekil 6.5’de gösterilmiştir.



Şekil 6.5: Çekme testi sonucu elde edilen 4140 malzemesine ait grafik

Çekme testi sonucu elde edilen veriler;

Malzemeye uygulanan maksimum kuvvet (P_{maks}) = 23165.605 N

Malzemenin akma noktasında uygulanan maksimum kuvvet (P_{akma}) = 15740.443 N

Malzemenin akma gerilmesi (σ_{akma}) = 670 Mpa

Piyasada 4140 çeliğinin akma gerilmesi 650-850 Mpa arası değişmektedir. Bu değişimin nedeni çeliğin değişik temper sıcaklıklarıdır. Çekme testi sonucu elde edilen 670 Mpa değeri çekme testi numunesinin üretiminin ve çekme testinin doğru şekilde yapıldığını göstermektedir. Ayrıca hesaplamalar sonucu elde edilen yorulma çatlak ilerleme değeri olan 6 mm'nin kiriş kırılma yüzeyinde de ölçülmesi kirişin mekanik özelliklerini belirlemek için yapılan çekme testinin standartlara uygun olarak yapıldığını göstermektedir.

6.2 Çatlak İlerleme Testi ve Testten Elde Edilen Bulgular

Çatlak ilerleme testi süresince kirişte büyüyen çatlak uzunluğu, ekstensometreden okunan değer ve uygulanan yükün çevrim sayısı bilgileri kaydedilmiştir. 2 nolu kiriş için çevrim sayısına göre ekstensometreden elde edilen değerler Tablo 6.1'de gösterilmiştir.

Tablo 6.1: 2 nolu kiriş için elde edilen çevrim ve ekstensometre değerleri

Uygulanan Yük Çevrim Sayısı	Ekstensometreden Okunan Değer (mm)	Ölçülen Çatlak Boyu (mm)
0	0,01532	5,248
15000	0,02948	5,479
30000	0,03760	5,611
45000	0,04742	5,77
60000	0,04848	5,787
75000	0,05008	5,813
90000	0,05325	5,865
105000	0,06814	6,107
120000	0,06988	6,135
130000	0,07250	6,178
140000	0,08690	6,412
150000	0,09780	6,589
155000	0,10770	6,75
160000	0,12700	7,063
163000	0,14390	7,338
165000	0,17820	7,895
167000	0,240	8,9
168000	0,400	11,5

Ekstensometreden okunan değer aşağıdaki bağıntıda kullanılarak a/W oranı hesap edilmiştir.

$$\frac{a}{W} = 0.9997 - 3.95U + 2.982U^2 - 3.214U^3 + 51.52U^4 - 113U^5 \quad 6.1$$

$$U = \frac{1}{\left\{ 1 + \left[\left(\frac{E' B V_m}{P} \right) \left(\frac{4W}{S} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right\}} \quad 6.2$$

Yukarıdaki denklemlerde geçen;

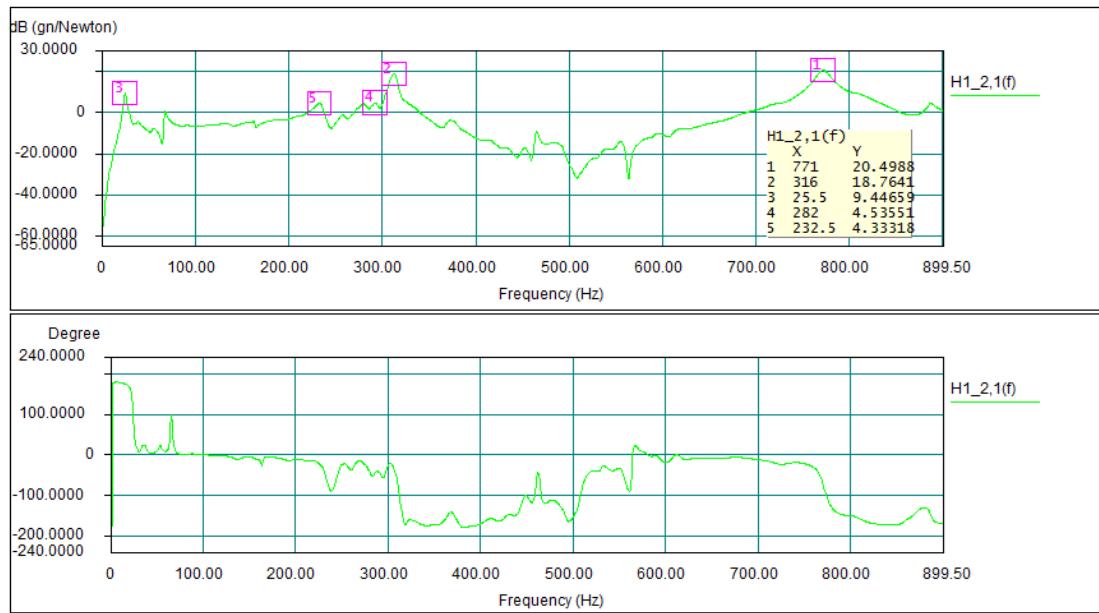
V_m : çatlak ağzı açıklık miktarı (ekstensometreden okunan değer),

P : uygulanan yük,

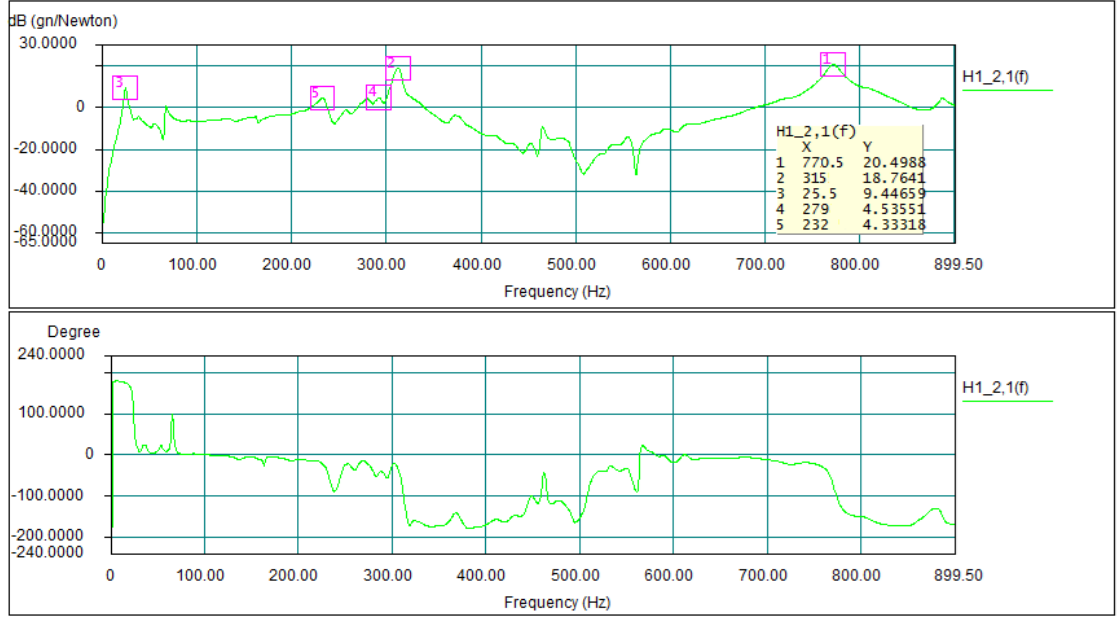
E^I : Efektif Young Modülü (Düzlem gerilme durumu için $E^I=E$ alınır)

6.3 Doğal Frekansların Ölçümü ve Elde Edilen Bulgular

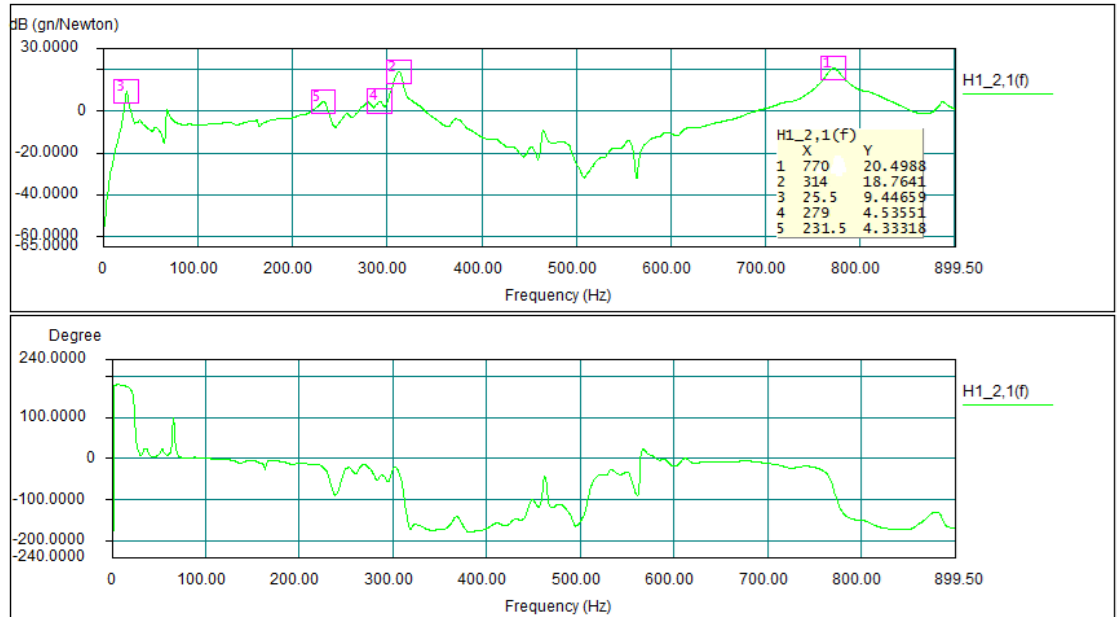
2 nolu kiriş için Tablo 6.1’de belirtilen çevrimler sonucu kirişin doğal frekansları ölçülmüştür. Elde edilen doğal frekans değerleri Şekil 6.6 ile Şekil 6.23 arasında gösterilmiştir.



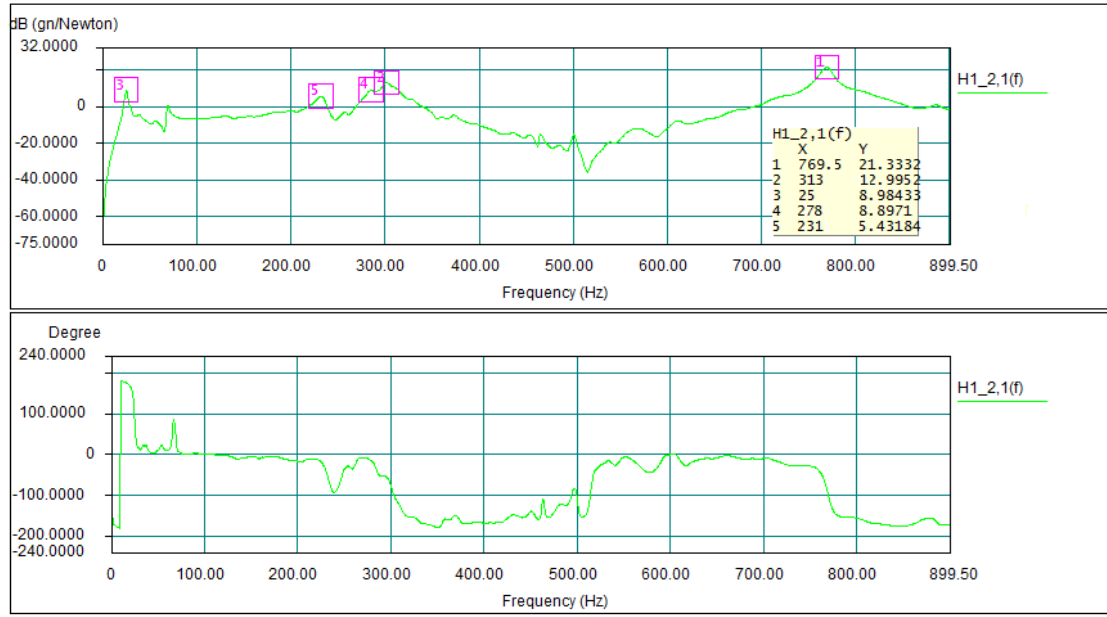
Şekil 6.6: 2 nolu kirişin yorma testine tabi tutulmadan elde edilen doğal frekansları



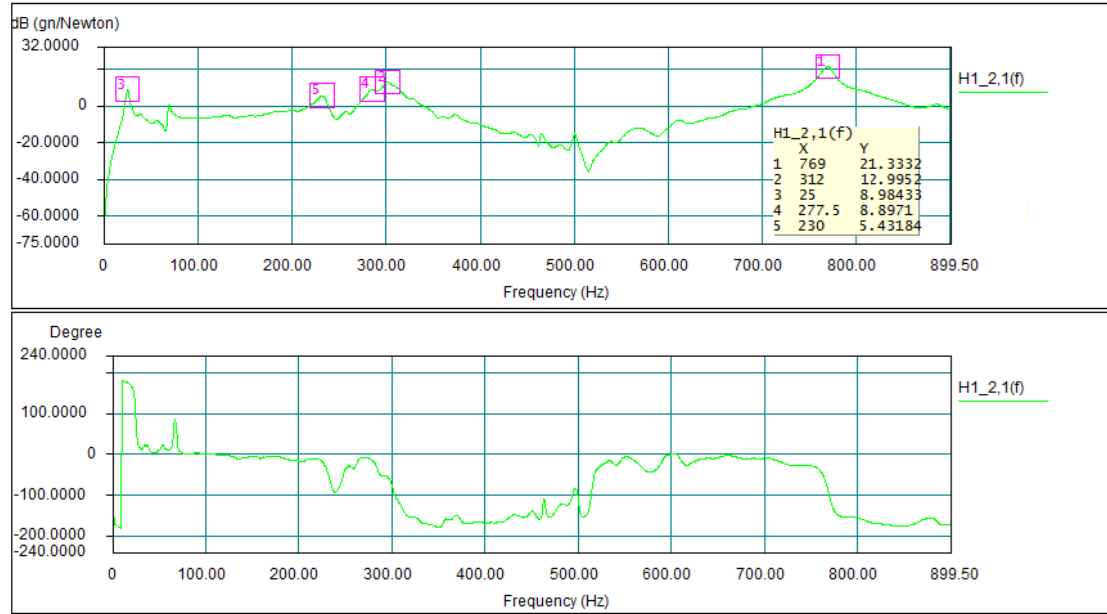
Şekil 6.7: 2 nolu kirişin 15000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



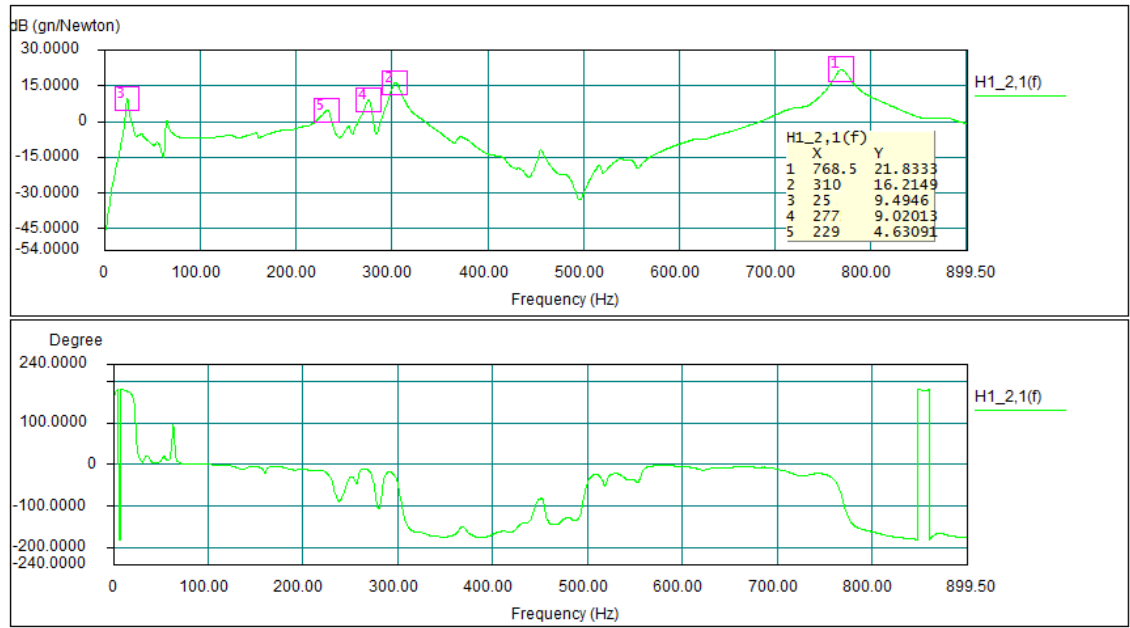
Şekil 6.8: 2 nolu kirişin 30000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



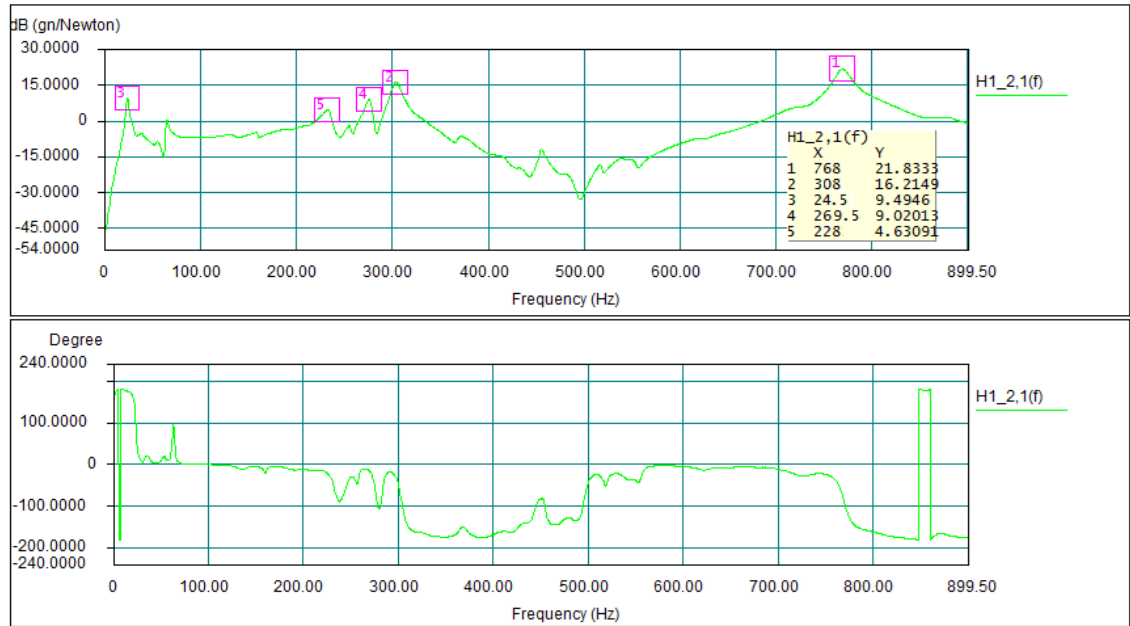
Şekil 6.9: 2 nolu kirişin 45000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



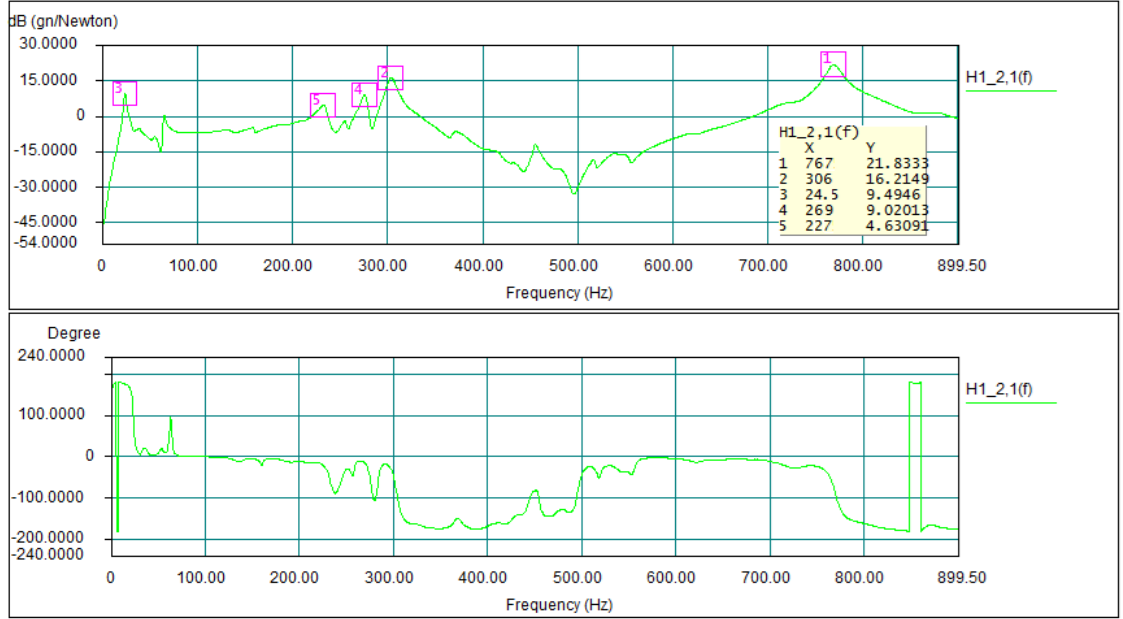
Şekil 6.10: 2 nolu kirişin 60000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



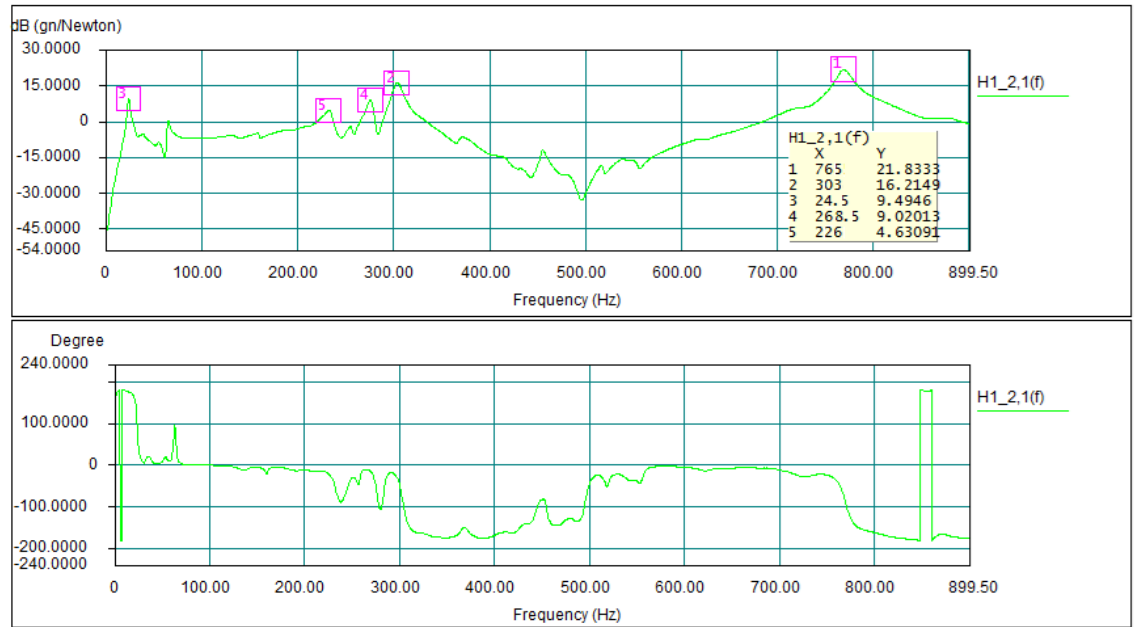
Şekil 6.11: 2 nolu kirişin 75000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



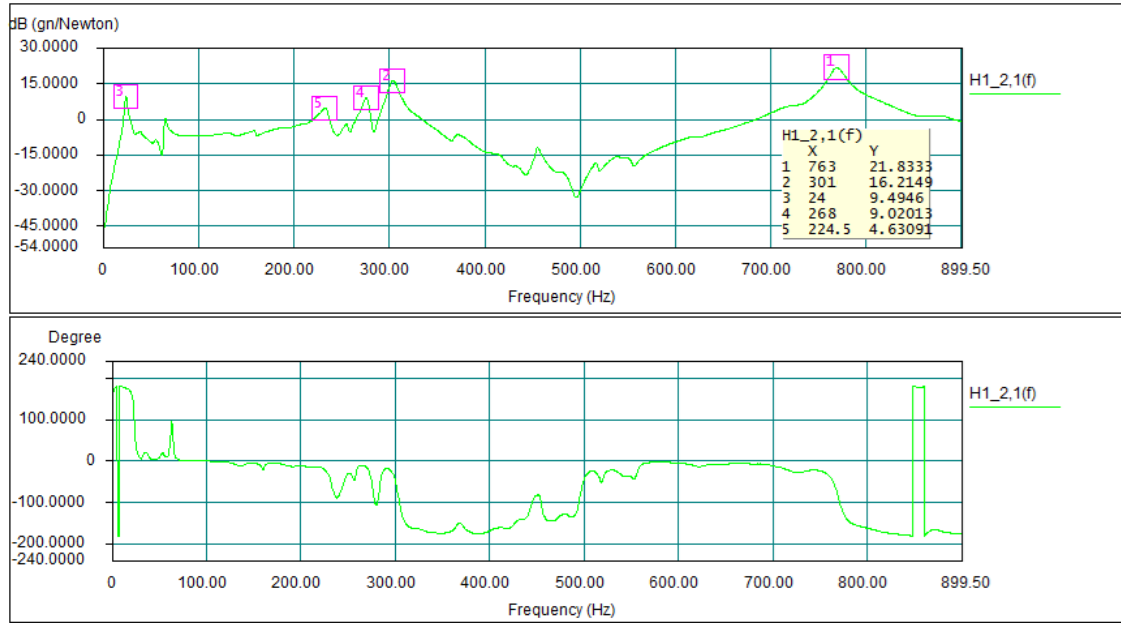
Şekil 6.12: 2 nolu kirişin 90000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



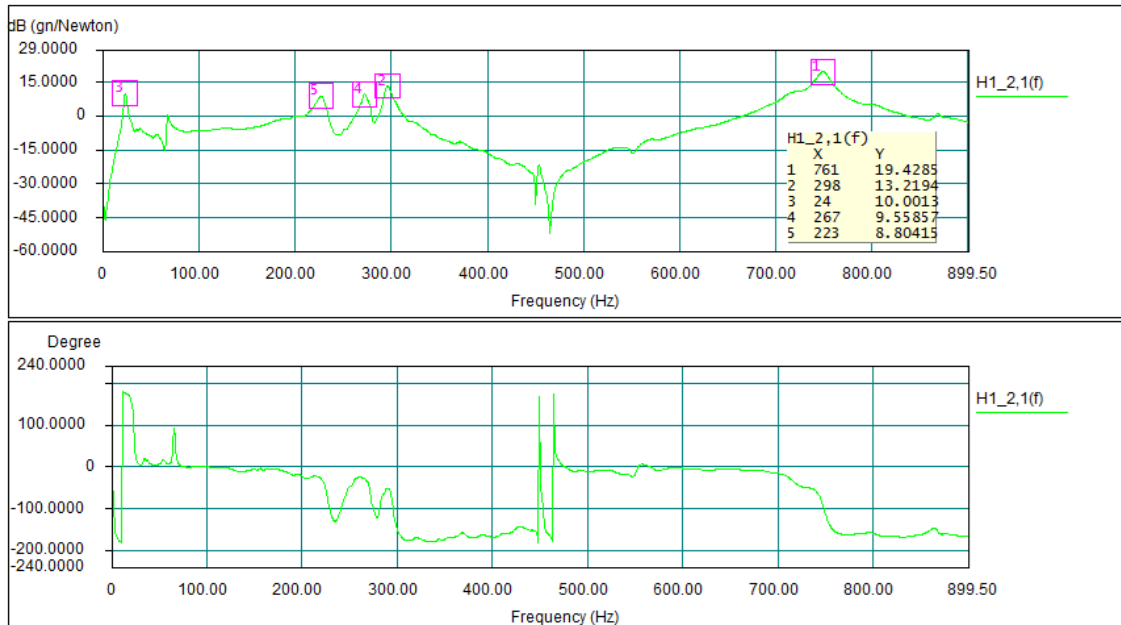
Şekil 6.13: 2 nolu kirişin 105000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



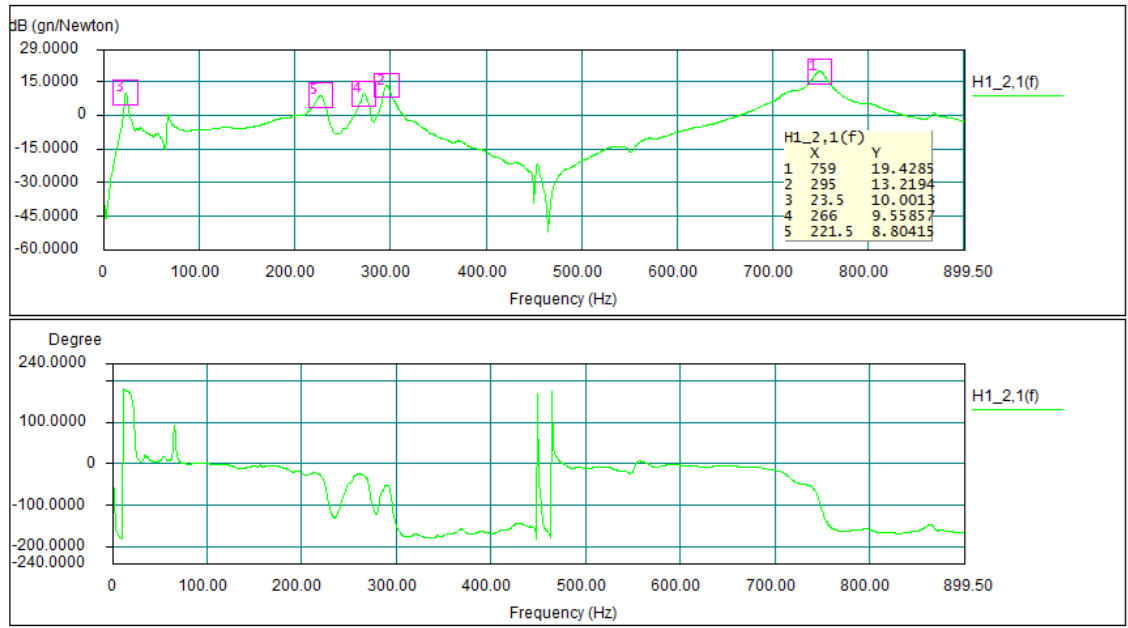
Şekil 6.14: 2 nolu kirişin 120000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



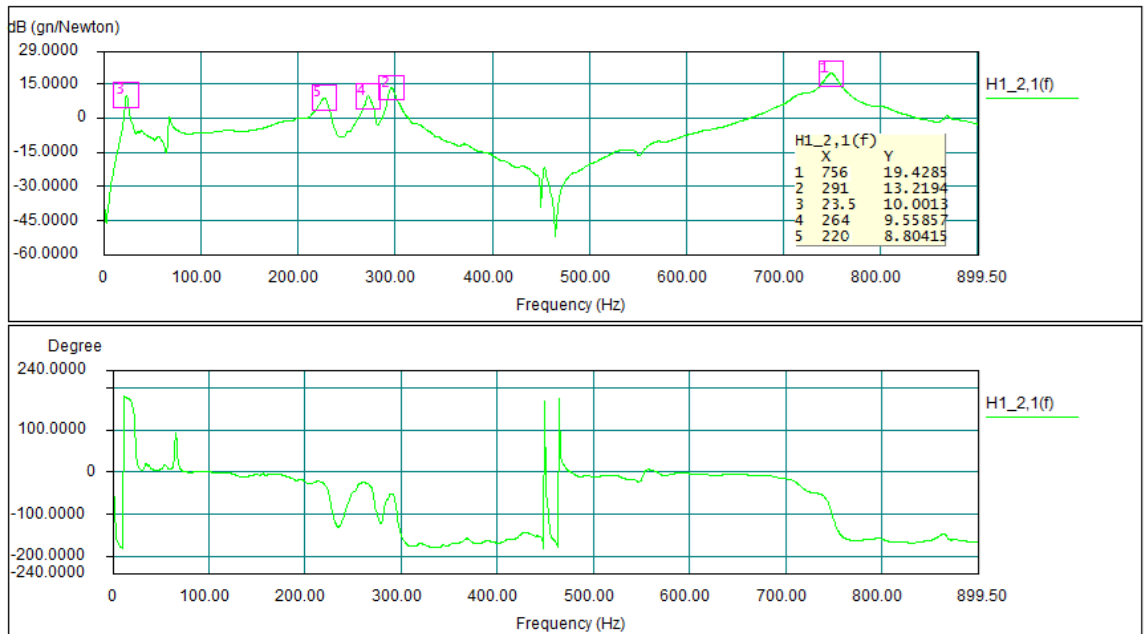
Şekil 6.15: 2 nolu kirişin 130000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



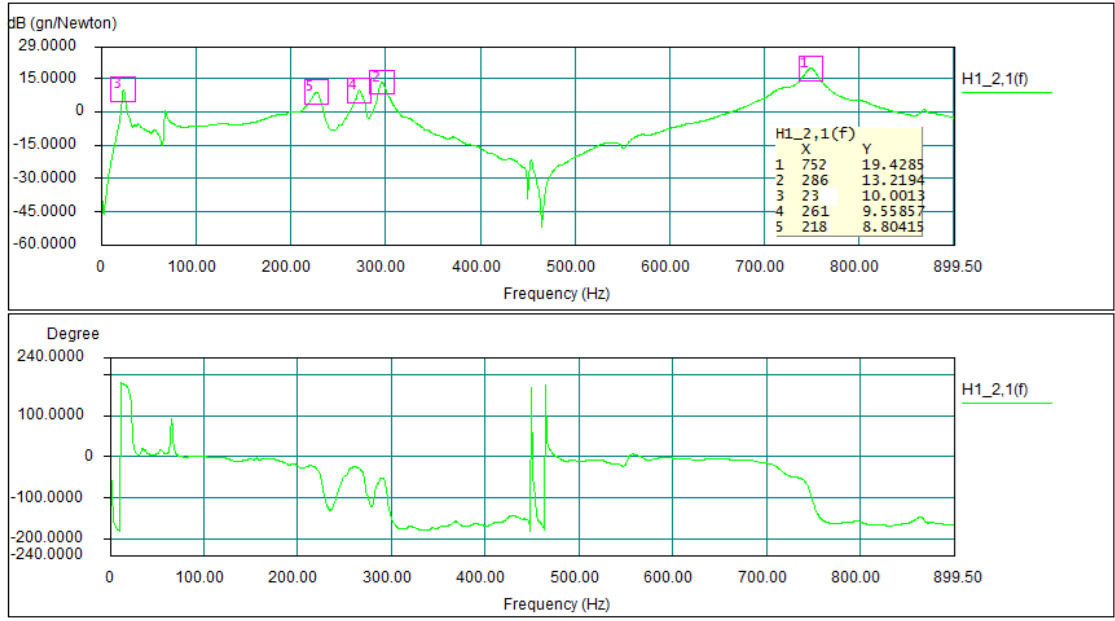
Şekil 6.16: 2 nolu kirişin 140000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



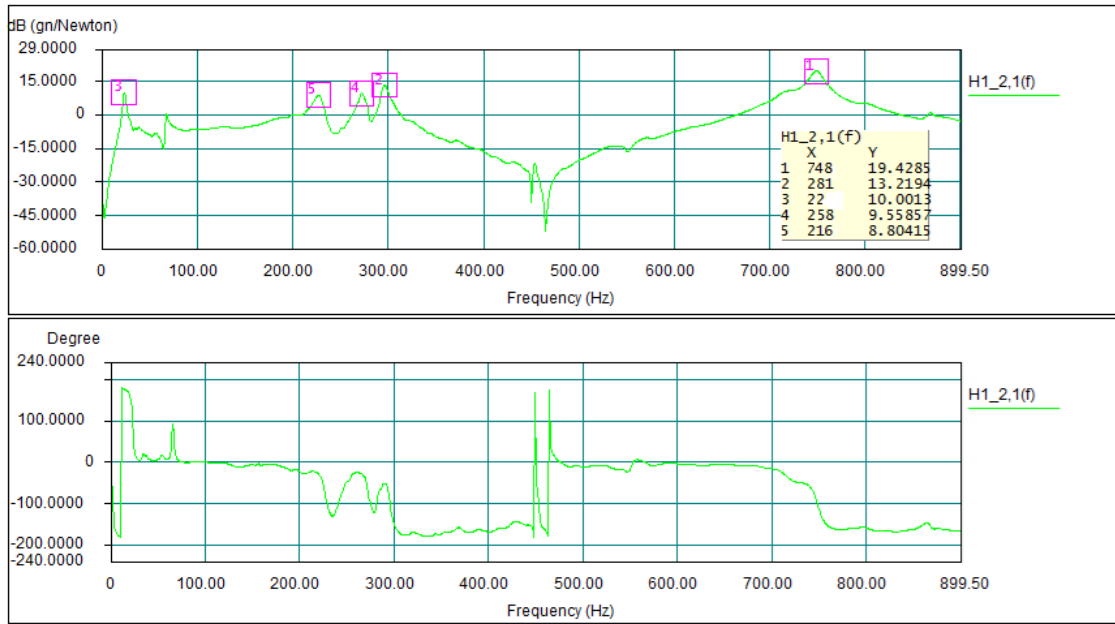
Şekil 6.17. 2 nolu kirişin 150000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



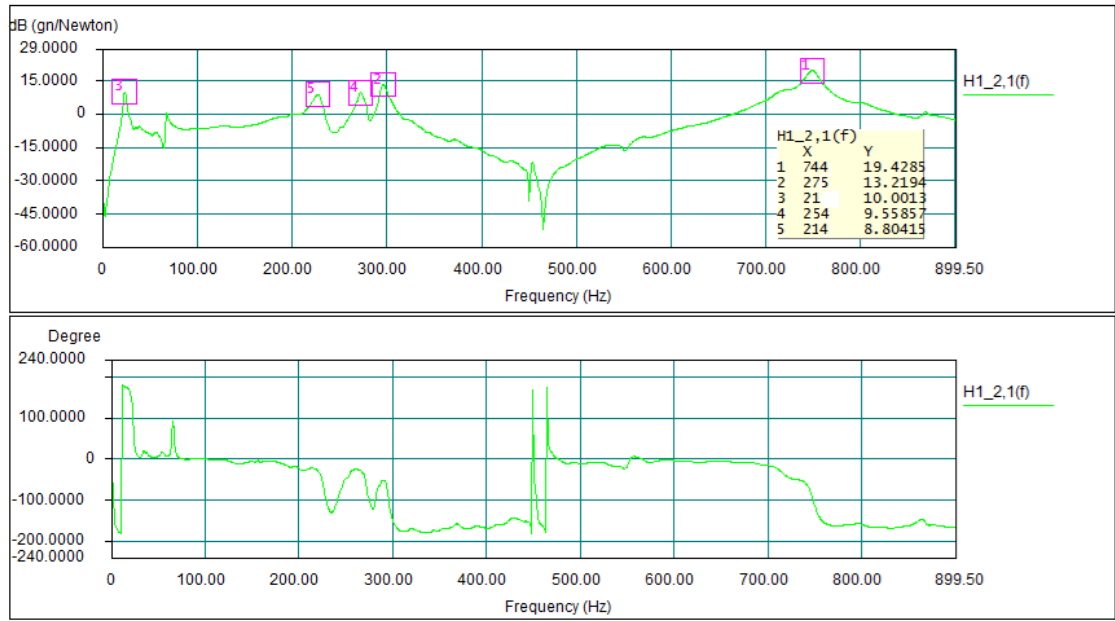
Şekil 6.18. 2 nolu kirişin 155000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



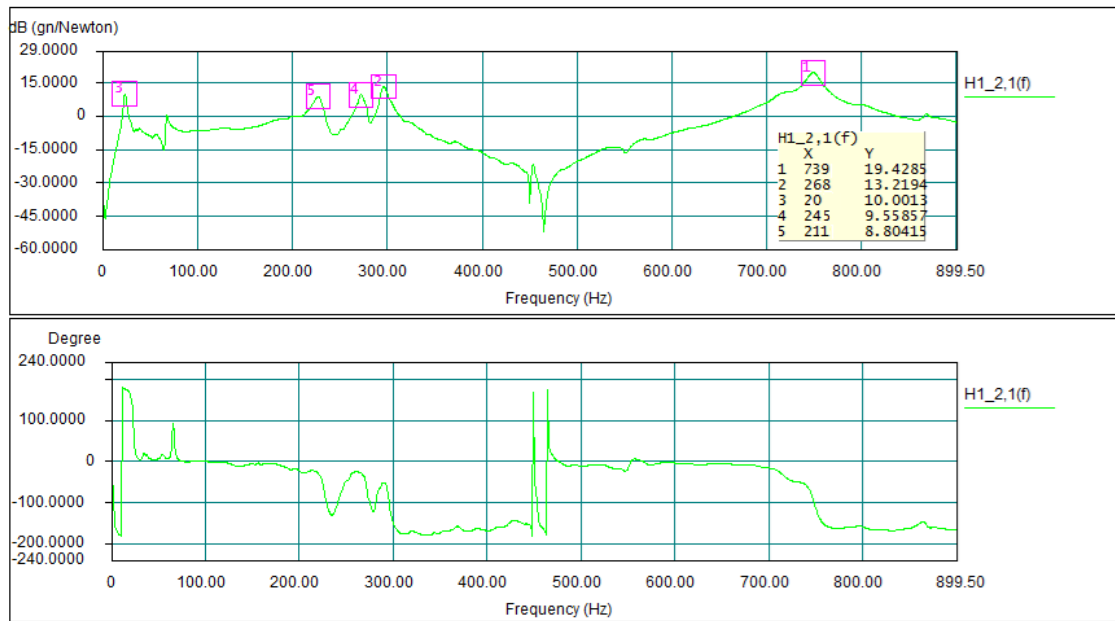
Şekil 6.19: 2 nolu kirişin 160000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



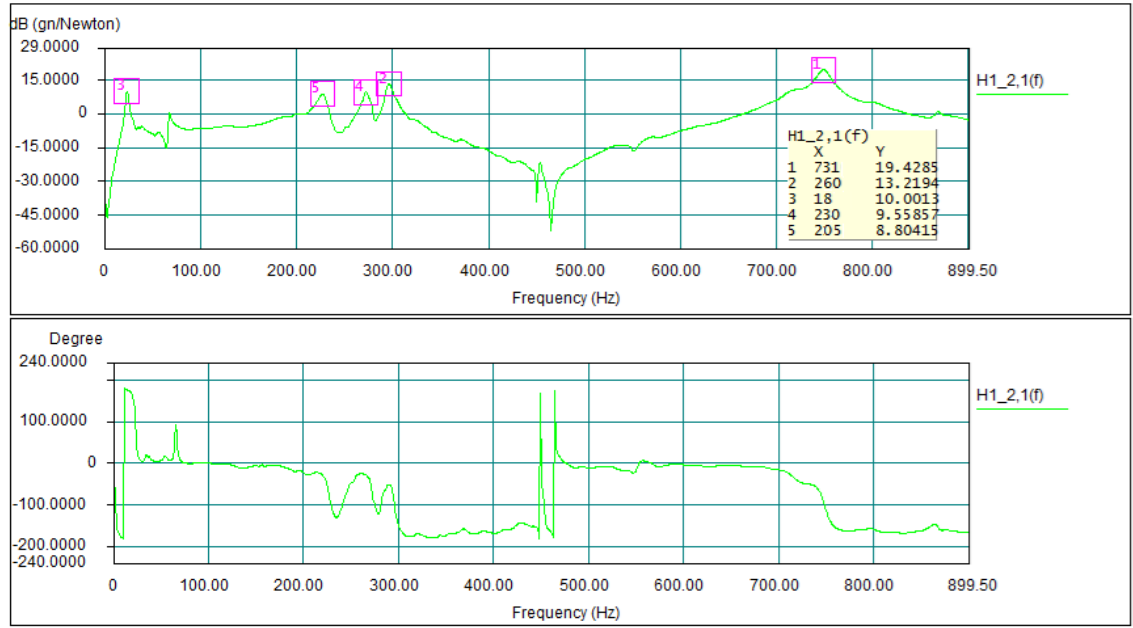
Şekil 6.20: 2 nolu kirişin 163000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



Şekil 6.21: 2 nolu kirişin 165000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



Şekil 6.22: 2 nolu kirişin 167000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları



Şekil 6.23: 2 nolu girişin 168000 yorulma çevrimi sonucu elde edilen doğal frekansları

Yorulma çevrimleri sonucu elde edilen doğal frekanslar Tablo 6.2’de bir bütün halinde verilmiştir.

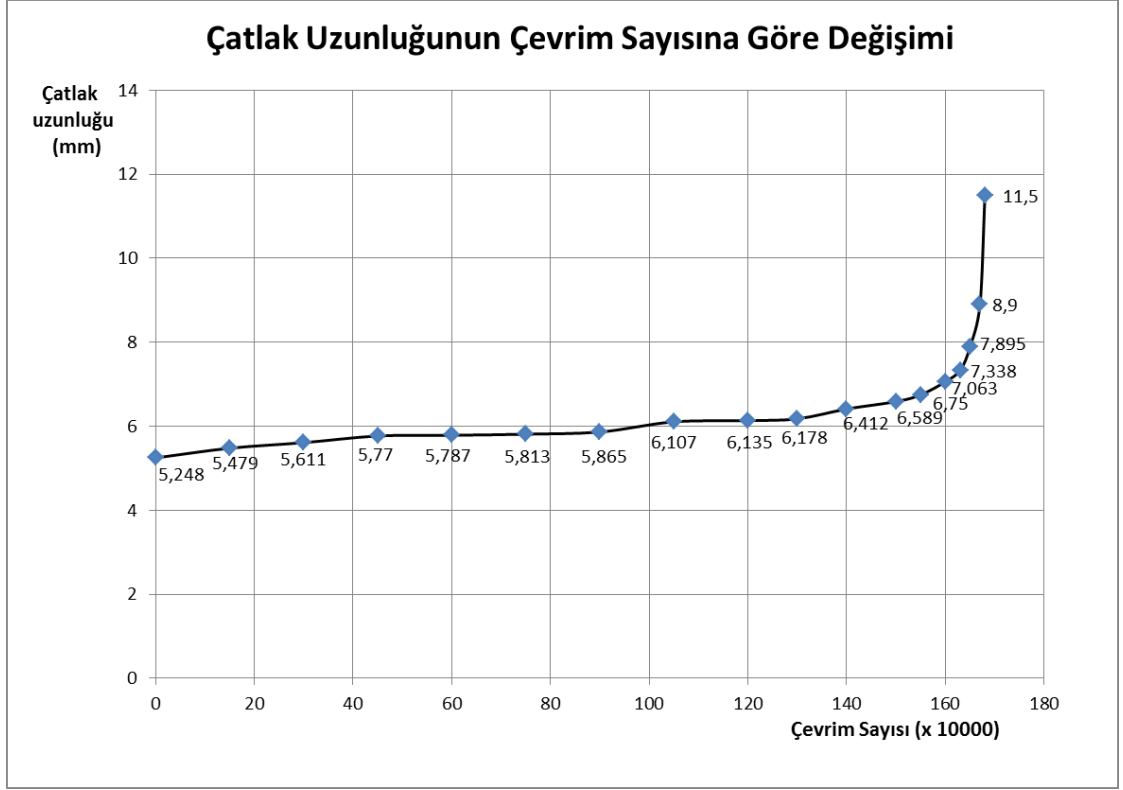
Tablo 6.2: 2 nolu kirişin yorulma çevrimleri sonucu elde edilen doğal frekansları

Yorulma Çevrim Sayıları	Ölçülen Çatlak Uzunluğu (mm)	1. Doğal frekans (ω_1)	2. Doğal frekans (ω_2)	3. Doğal frekans (ω_3)	4. Doğal frekans (ω_4)	5. Doğal frekans (ω_5)
0	5,24895	25,5	232,5	282	316	771
15000	5,47905	25,5	232	279	315	770,5
30000	5,611	25,5	231,5	278,5	314	770
45000	5,7705	25	231	278	313	769,5
60000	5,7878	25	230	277,5	312	769
75000	5,8138	25	229	277	310	768,5
90000	5,8653	24,5	228	269,5	308	768
105000	6,107275	24,5	227	269	306	767
120000	6,13555	24,5	226	268,5	303	765
130000	6,178125	24	224,5	268	301	763
140000	6,412125	24	223	267	298	761
150000	6,58925	23,5	221,5	266	295	759
155000	6,750125	23,5	220	264	291	756
160000	7,06375	23	218	261	286	752
163000	7,3383	22	216	258	281	748
165000	7,89575	21	214	254	275	744
167000	8,9	20	211	245	268	739
168000	11,5	18	205	230	260	731

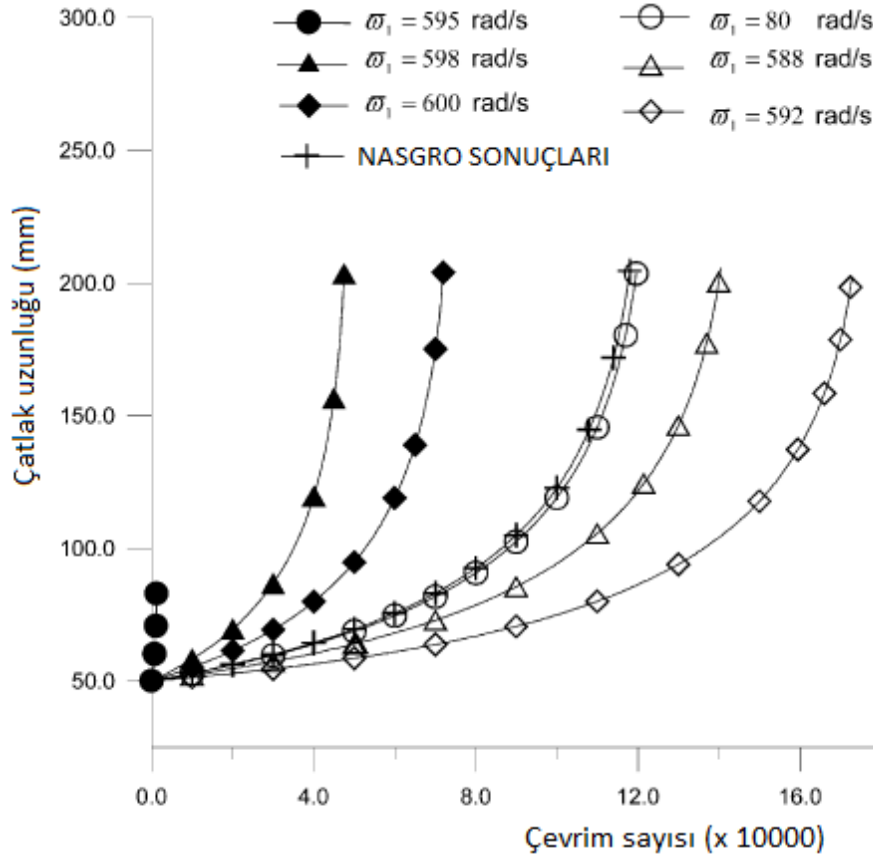
6.2.1 Çatlak Uzunluğunun Yorulma Çevrim Sayısına Göre Değişimi

Yapılan deneyde elde edilen verilere göre yorulma çevrim sayısına göre çatlak uzunluğunun değişimi Şekil 6.24’de verilmiştir. Daha önceki yıllarda Shih ve Wu (2002) yaptıkları çalışmada kenar çatlağına sahip dikdörtgen plakada, ilk titreşim modu ve yorulma çatlağı büyümesini belirlemiştir. Kenar çatlağına sahip dikdörtgen plaka için yorulma çatlağı büyümesi üzerinde titreşimin etkisini

belirlemişlerdir. NASGRO yazılımını da kullanarak kararsız titreşim hareketinin yorulma ömrünü belirgin bir şekilde etkilediğini tespit etmişlerdir. Yorulma çevrim sayısına göre çatlak uzunluğunun değişimini elde ettikleri grafik, Şekil 6.25'te verilmiştir.



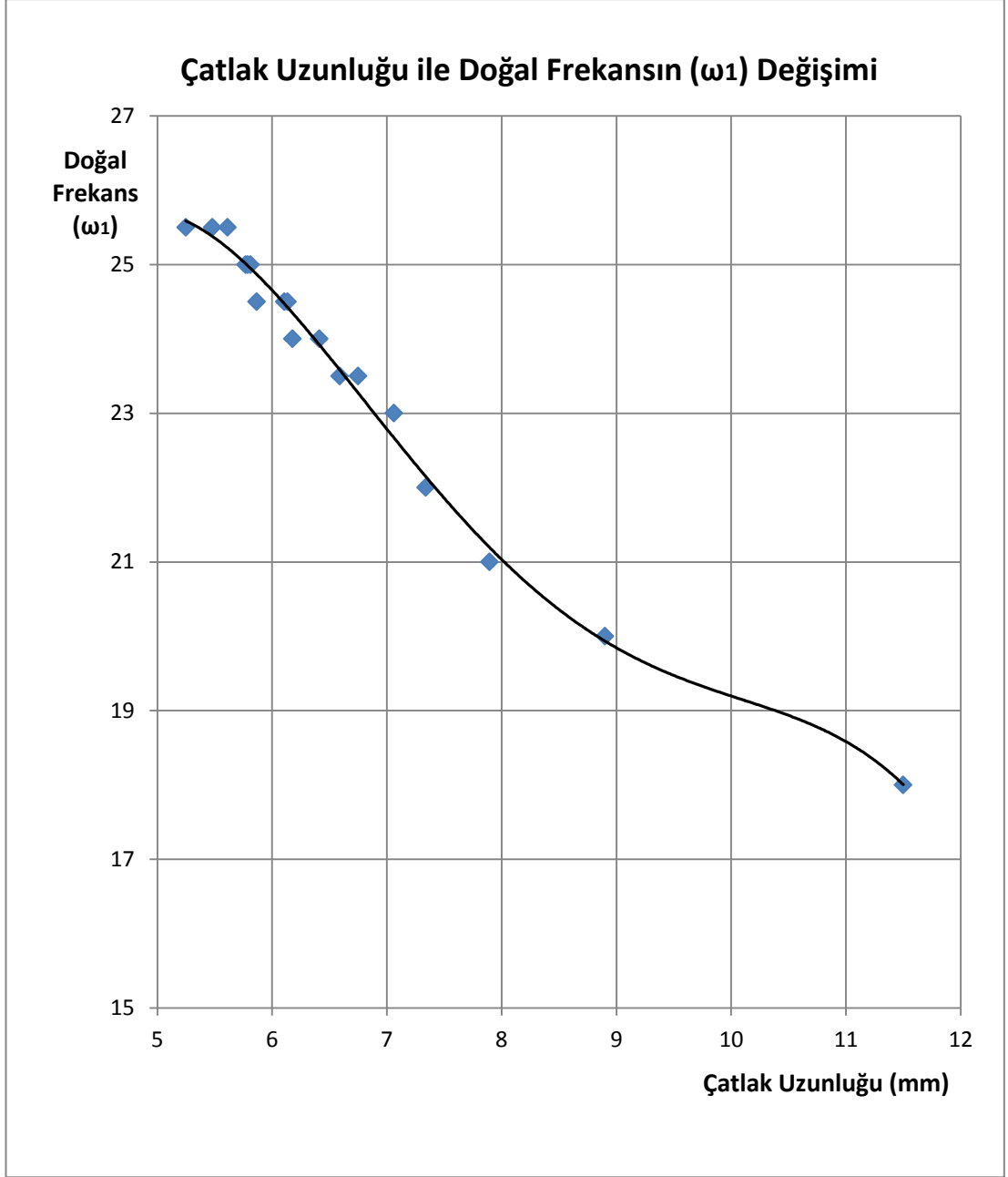
Şekil 6.24: Deneyde elde edilen verilere göre yorulma çevrim sayısına göre çatlak uzunluğunun değişimi



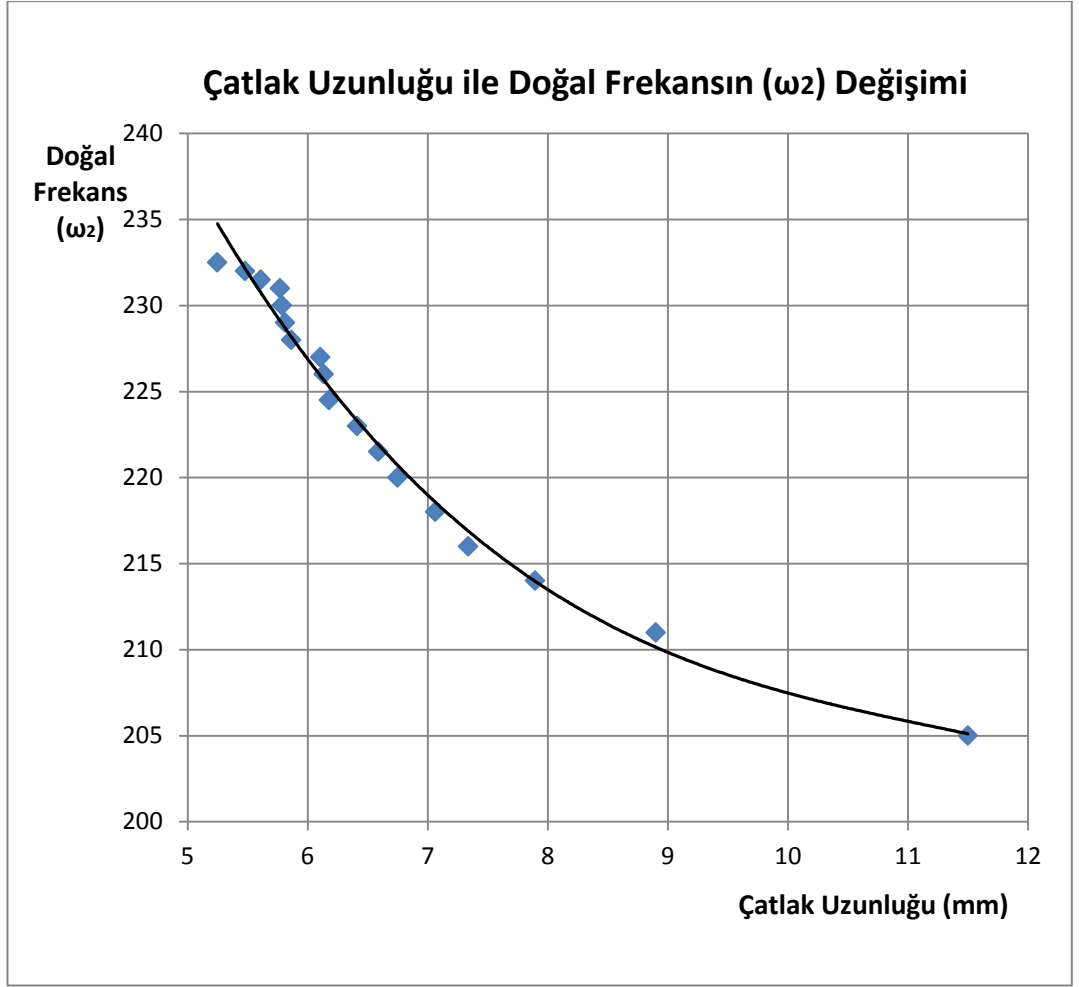
Şekil 6.25. Yorulma çevrim sayısına göre çatlak uzunluğunun değişimi (Shih ve Wu, 2002).

6.2.2 Çatlak Uzunluğu İle Sistemin Doğal Frekanslarının Değişimi

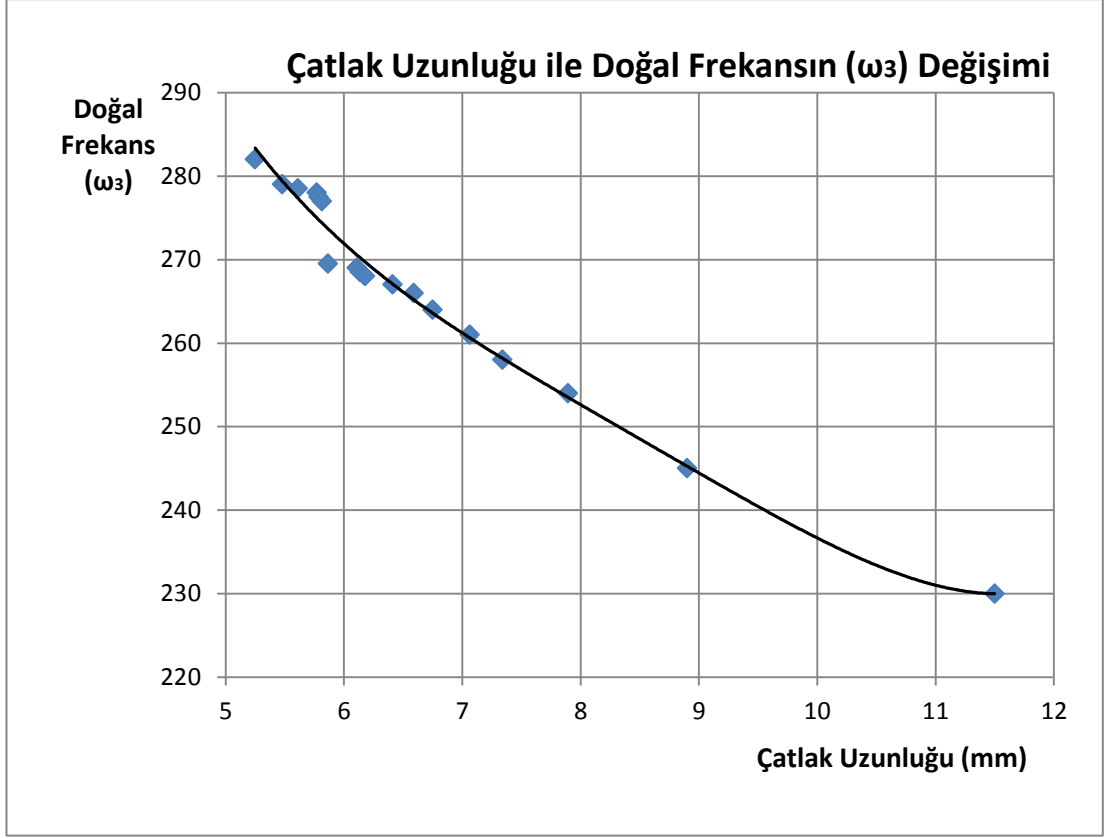
Yapılan deneylerde elde edilen verilere göre çatlak uzunluğuna göre sistemin doğal frekanslarındaki değişimler Tablo 6.2’de verilmiştir ve çatlak uzunluğuna göre sistemin doğal frekanslarının değişimi de grafikler halinde Şekil 6.26 ile Şekil 6.30 arasında gösterilmiştir.



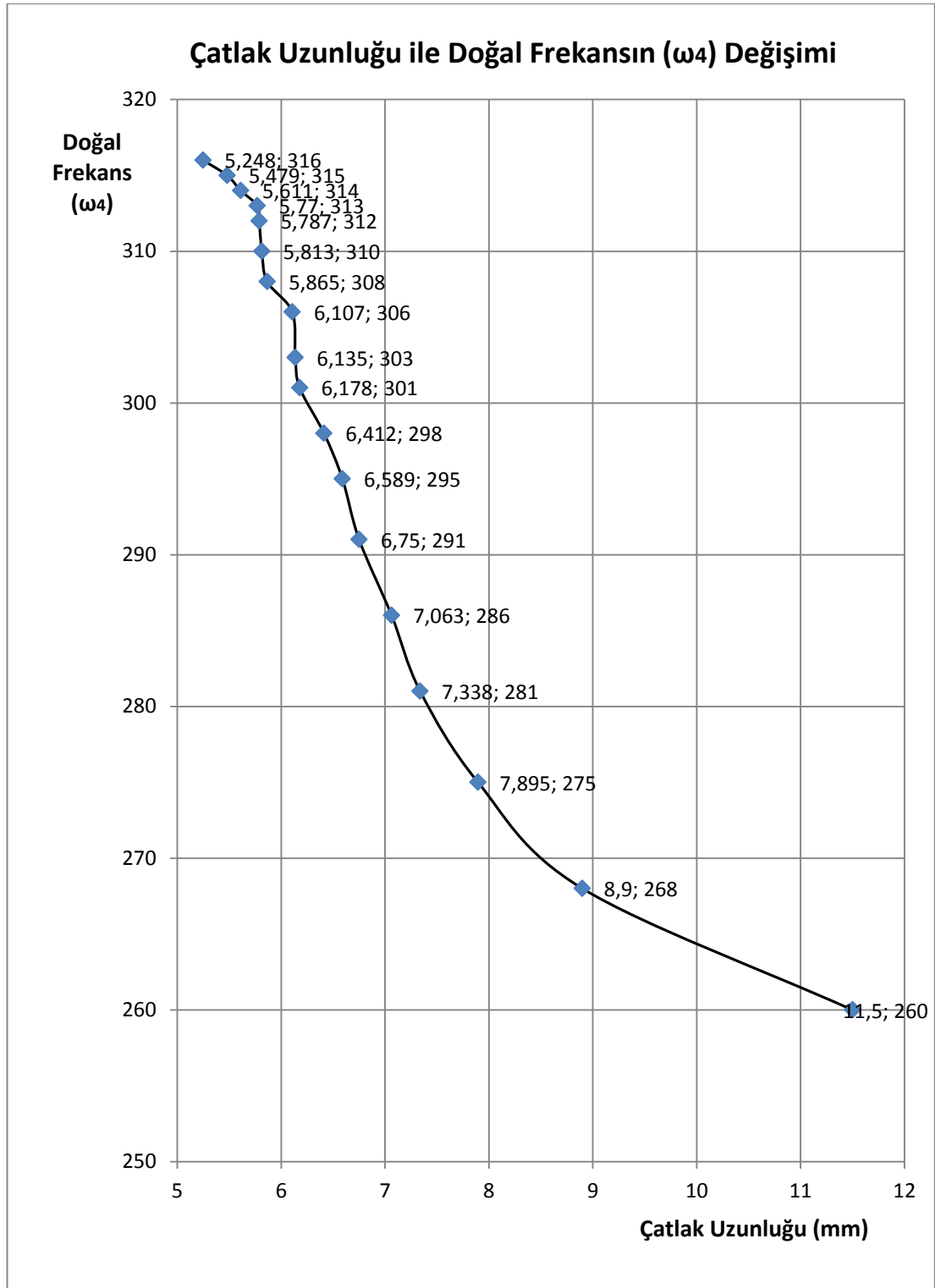
Şekil 6.26: Çatlak uzunluğu ile sistemin 1. doğal frekansındaki (ω_1) değişim



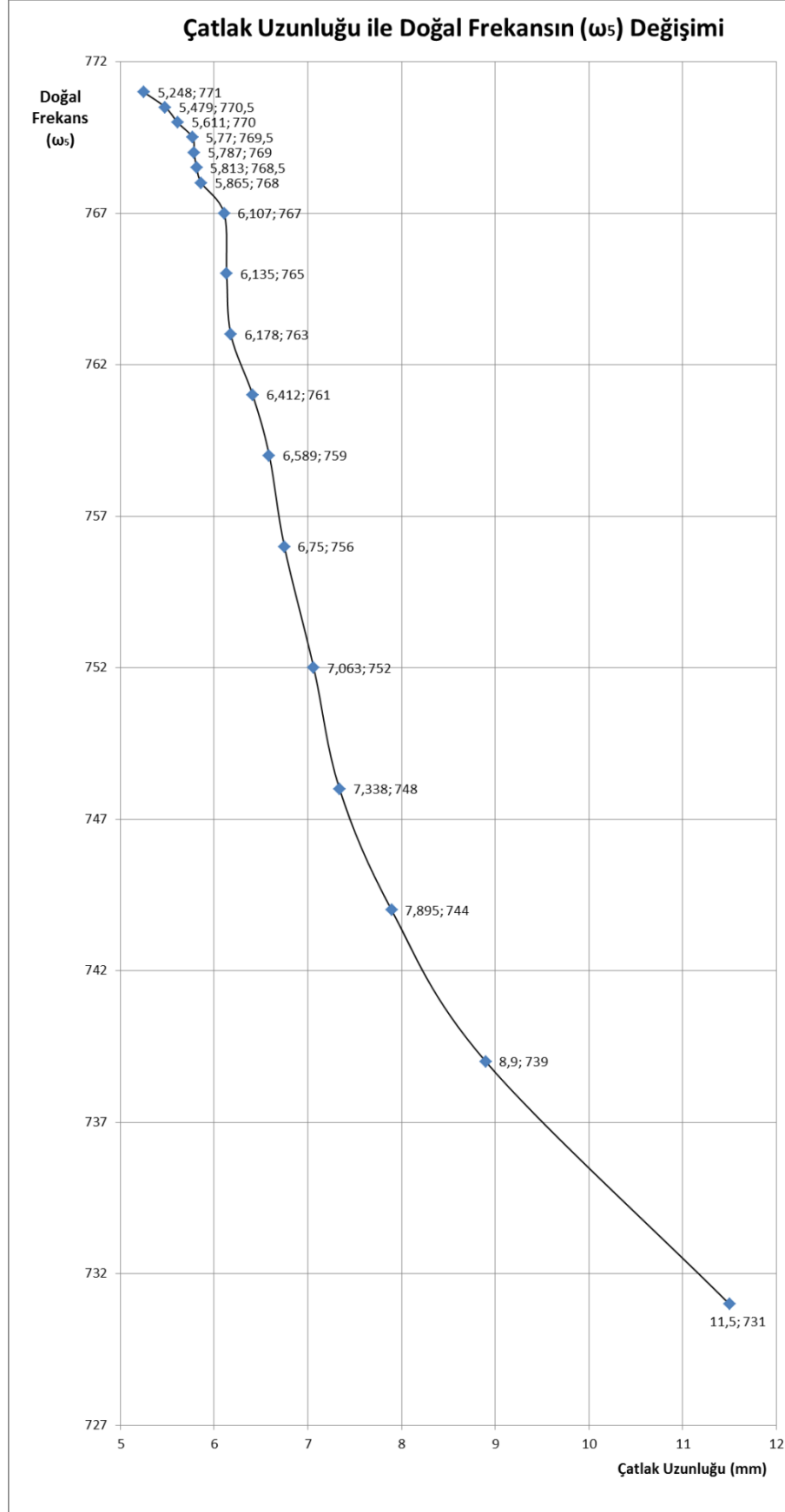
Şekil 6.27: Çatlak uzunluğuna göre sistemin 2. doğal frekansındaki (ω_2) değişim



Şekil 6.28: Çatlak uzunluğuna göre sistemin 3. doğal frekansındaki (ω_3) değişim

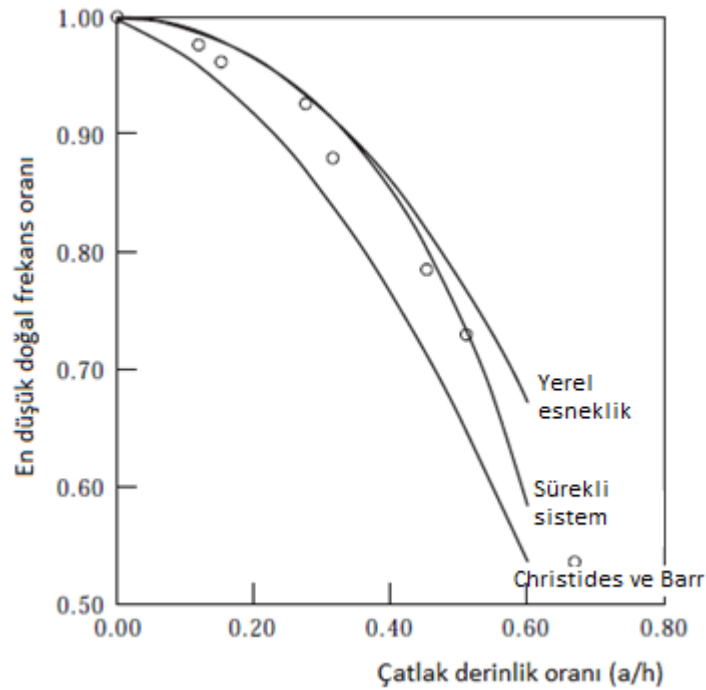


Şekil 6.29: Çatlak uzunluğuna göre sistemin 4. doğal frekansındaki (ω_4) değişim



Şekil 6.30: Çatlak uzunluğuna göre sistemin 5. doğal frekansındaki (ω_5) değişim

Elde edilen verilerden ve grafiklerden görüldüğü üzere çatlak boyunun ilerlemesiyle sistemin doğal frekansları azalmıştır. İlk üç doğal frekans grafiğinde elde edilen verilerden 4. dereceden bir polinom geçirilerek grafik çizdirilmiştir. Daha önceki yıllarda Chondros vd. (1998) yapmış olduğu çalışmada tek kenarında veya iki kenarında açık çatlığa sahip olan Euler-Bernoulli kirişinin yanal titreşimleri için, sürekli çatlaklı kiriş titreşim teorisini geliştirmişlerdir. Tek kenarında veya çift kenarında açık yüzey çatlğına sahip, basit mesnetli kirişin bükülme titreşimlerindeki değişimlerin tahmini için sayısal bir çözüm geliştirmişlerdir. Çatlakları modellemek için testere kesikleri kullanmışlardır. Geliştirdikleri teoriyi doğrulamak için yorulma çatlaklı alüminyum kiriş üzerinde deneyler gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca sundukları analizi değerlendirmek için de çift kenarında da yüzey çatlğı olan çelik kirişler için elde ettikleri deneysel verileri (Christides ve Barr, 1984) kullanmışlardır. Teorik ve deneysel sonuçlarda Christides ve Barr 'ın teorisi kullanılarak elde edilen analitik sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Çatlak derinlik oranına göre doğal frekans oranını elde ettikleri grafik Şekil 6.31'de gösterilmiştir. Bu çalışmada elde edilen verilere göre çatlak derinlik oranına dayalı olarak doğal frekans oranını gösteren grafik Şekil 6.32'de sunulmuştur.

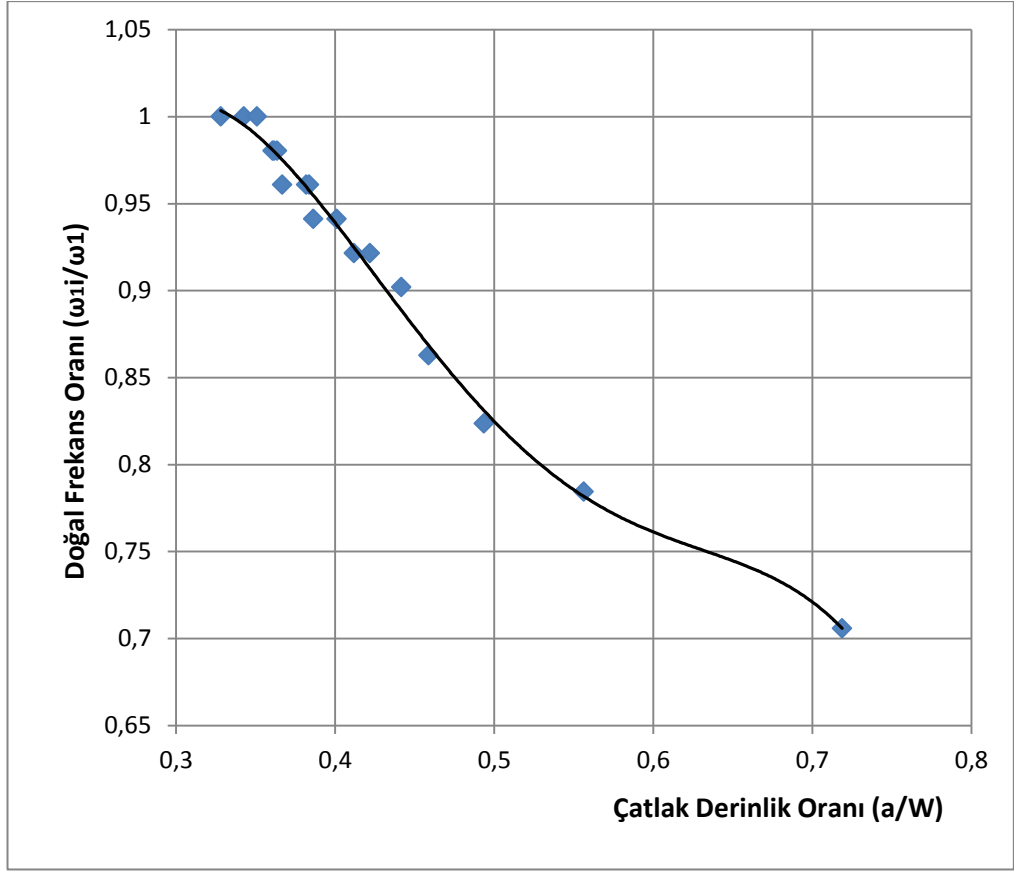


Şekil 6.31: Çatlak derinlik oranına göre en düşük doğal frekans oranı (Chondros vd., 1998)

Şekil 6.31’de görüldüğü üzere Chondros vd. (1998)’nin yapmış olduğu çalışmada doğal frekans oranı, 0.60 çatlak derinlik oranı seviyelerine kadar logaritmik bir azalma göstermiştir. Fakat bu çalışmalarda Paris-Erdoğan grafiğindeki hızlı çatlak ilerleme bölgesi ihmal edildiğinden dolayı 0.6 çatlak derinlik oranı seviyelerinden sonrası değerler için en düşük doğal frekans oranları görülmemektedir.

Bu çalışmada elde edilen verilere göre çizdirilen çatlak derinlik oranı- doğal frekans oranı grafiği Şekil 6.32’de görülmektedir ve 0.55 çatlak derinlik oranı seviyelerine kadar olan logaritmik azalma Chondros vd. (1998)’nin yapmış olduğu çalışma ile uyumluluk göstermektedir. Çizdirilen grafik 1. doğal frekansa göre çizdirilmiştir ve numune yormaya başlanmadan alınan ilk ölçüm referans kabul edilerek sonraki yapılan ölçümlerde elde edilen 1. doğal frekans değerleri referans değerine bölünmüş ve doğal frekans oranı elde edilmiştir. Yapılan çalışmada, Chondros vd. (1998)’nin yapmış olduğu çalışmadan farklı olarak Paris-Erdoğan grafiğindeki hızlı çatlak ilerleme bölgesinde de çatlak ve doğal frekans ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple 0.55 çatlak derinlik oranı değerinden sonra çatlak derinlik oranında hızlı bir artış görülürken en düşük doğal frekans oranında ise hızlı bir azalma görülmektedir. Bunun neticesinde eğri, çatlak derinlik oranının 0.8’den daha büyük olduğu seviyelere gidildikçe yatay eksenle asimptod yapacak şekilde azalma göstermiştir.

Çalışmada elde edilen veriler daha önce yapılmış olan çalışmalarla (Chondros vd., 1998; Shih ve Wu, 2002) uyumluluk göstermiştir.



Şekil 6.32: Çatlak derinlik oranına göre doğal frekans oranı

7. SONUÇ ve ÖNERİLER

Çatlaklı kirişte yorulma çatlağı büyümesi testi sonucu elde edilen titreşim verilerine göre kiriş içinde bulunan çatlağın büyümesi ile sistemin doğal frekansı giderek azalmıştır. Bu da gerçek çalışma koşullarında makinelerde veya yapı elemanlarında bulunan çatlakların tespiti için bir ipucu vermektedir.

Kirişler birçok yapı elemanlarının temel parçasıdır ve kirişlerde oluşabilecek herhangi bir hasar zamanla yapının bütününe zarar verecek düzeye gelebilir ve yapının fonksiyonlarını yerine getiremeyecek şekilde hasara uğramasına neden olabilir. Bu sebeple temel yapı elemanlarındaki hasarların önceden tespiti yapının bütünlüğünü korumak açısından oldukça önemlidir. Çalışmada kirişlerde en çok oluşabilecek hasar tiplerinden olan yorulma çatlakları ile sistemin doğal frekansları arası etkileşim incelenmiş ve bunun sonucunda çatlak büyümesinin yapının doğal frekanslarında azalmaya neden olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen veriler daha önce yapılmış olan çalışmalarla uyum göstermiştir.

Hasar tespiti için kullanılan yöntemlerin başında gelen yapının doğal frekanslarının izlenmesi birçok araştırmacının ilgisini çeken konular arasında olmuş ve bu alan üzerinde birçok çalışma yapılmıştır.

Gerçek çalışma koşullarında yapıda oluşabilecek hasarların önceden tespiti için sistemin doğal frekanslarını online izleyen sistemlere daha çok önem verilmesi gerekmektedir. Yapılan çalışma ile konunun önemi üzerinde durulmuş ve gerçek çalışma koşullarında olabilecek faydaları gösterilmeye çalışılmıştır. Sonraki çalışmalarda ise gerçek çalışma şartlarında bulunan kirişler üzerinde titreşim ölçümü ile yapının doğal frekanslarının belirlenmesi ve buna bağlı olarak da online çatlak tespitinin ve ölçümünün yapılması planlanmaktadır. Ayrıca yorulma çatlağı ilerleme hızı ile sisteme uygulanan yorulma çevrimi arasında analitik bir bağıntının kurulması da planlanmaktadır. Böylelikle yapıda oluşabilecek bir çatlak sonucunda, sistemin işleyişini güvenli şekilde devam ettirebilecek maksimum zaman hesaplamalarının yapılabilmesi amaçlanmaktadır.

Konunun değişik yönlerine ışık tutacak şekilde alaşımlı çeliklerde yorulma çatlağı büyümesi ile sistemin doğal frekansı arası etkileşimin çalışması yorulma çatlağı ilerlemesinde alaşım elementlerinin etkisini ortaya koyacaktır ve imalat sanayisi açısından faydalı olacaktır.

Değişik boy ve kalınlıklardaki kirişler üzerine çalışmanın genişletilmesi ile boy/kalınlık oranı (L/h) ile çatlak ilerlemesi ve sistemin doğal frekansları arası etkileşimin belirlenmesi ve buna bağlı olarak analitik zmlmelerin ve sonlu eleman modellemelerinin yapılması çalışmanın kapsamını genişletecektir ve imalat sanayisi için pratik bilginin oluşmasını katkı sağlayacaktır.

8. KAYNAKLAR

Abraham ONL ve Brandon JA (1995) “Modeling of the Opening and Closure of a Crack”, *Journal of Vibration and Acoustics*, 117, 370-377.

Actis RI ve Dimarogonas AD (1989) Non-Linear Effects Due to Closing Cracks in Vibrating Beams, 12th ASME Conference on Mechanical Engineering, Vibration and Noise, Montreal, Canada, 17-20 September.

Adams RD, Cawley P, Pye CJ ve Stone BJ (1978) “A Vibration Technique for Non-Destructively Assessing The Integrity of Structures”, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 20: 93–100.

Agarwalla DK ve Parhi DR (2013) “Effect of Crack on Modal Parameters of a Cantilever Beam Subjected to Vibration”, *Procedia Engineering*, 51: 665-669.

Akaslan Ş (2003) Bir Toz Metal Çelikte Gözenek Miktarının Yorulma Çatlağı İlerlemesine Etkisinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Akgun, M. and Ju, F. D., Diagnosis of multiple cracks on a beam structure. *Int. J. Anal. Exp. Modal Anal.*, 1987, 2, 149-154.

Akgun, M., Paez, T. L. and Ju, F. D., Transmissibility as a means to diagnose damage in structures. *Proc. 3rd Int. Modal Analysis Conf.*, Vol. 1. Orlando, Union College, New York, U.S.A., 1985, pp. 701-707.

Akkurt M (1990) *Makine Elemanları Cilt I*, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Ambartsumyan SA ve Khachatryan AA (1966) “The Different-Modules Theory of Elasticity”, *Mechanics of Solids* 1: 64-67.

Anifantis N ve Dimargonas AD (1983) “Stability of Columns with a Single Crack Subjected to Follower and Vertical Loads”, *International Journal of Solids and Structures*, 19: 281-291.

Anifantis N, Aspragathos N ve Dimarogonas AD (1983) “Diagnosis of Cracks on Concrete Frames Due to Earthquakes by Vibration Response Analysis”, 3rd Int. Syrup. of the Int. Measurements Federation (IMEKO), Moscow.

Anifantis N, Rizos PF ve Dimarogonas AD (1987) “Identification of Cracks on Beams By Vibration Analysis”, *ASME Des Div Publ DE*, 2: 189–197.

Araujo Gomez, A. J. M. and Montalvao e Silva, J. M., Experimental determination of the influence of the crosssection size in the dynamic behaviour of cracked beams. *Proc. 1MMDC2*, Los Angeles, U.S.A., 1990, pp. 124-130.

Ariaei A, Ziaei-Rad S ve Ghayour M (2009) “Vibration Analysis of Beams with Open and Breathing Cracks Subjected To Moving Masses”, Journal of Sound and Vibration, 326: 709-724.

ASM Metals Handbook (1992a) Friction, Lubrication and Wear Technology, Metal Working Labrications, Volume:18, 132-150, ABD.

ASM Metals Handbook (1992b) Fractography, Volume:12, 216-217, ABD.

ASTM E-399 (1997) Standard Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials, ASTM, Philadelphia.

Auciello NM (1997) “Exact Solution For The Transverse Vibration of A Beam A Part of Which İs A Taper Beam and Other Part İs A Uniform Beam”, International Journal of Solids and Structures, 34(17): 2115–2129.

Aydemir B (1996) Ön Kaplı Çelik Sacların Kaynak Bağlantılarının Yorulma Davranışının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.

Ayre RS ve Jacobsen LS (1950) “Natural Frequencies of Continuous Beams of Uniform Span Length”, Journal of Applied Mechanics, 17: 391-395.

Aytaç A (2004) Çift Fazlı Çeliklerde Tavlama Sıcaklığı-Yorulma Davranışı İlişkisinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.

Bamnios G ve Trochides A (1995) “Dynamic Behavior of A Cracked Cantilever Beam”, Applied Acoustics, 45: 97–112.

Bamnios Y, Douka E ve Trochidis A (2002) “Crack Identification in Beam Structures Using Mechanical Impedance”, Journal of Sound and Vibration, 256(2): 287–297.

Banks HT, Inman DJ, Leo DJ ve Wang Y (1996) “An Experimentally Validated Damage Detection Theory in Smart Structures”, Journal of Sound and Vibration, 191(5): 859–880.

Bannantine J, Comer J, Handrock J (1990) Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, New Jersey.

Bapat C (1987) “Natural Frequencies of A Beam with Non-Classical Boundary Conditions and Concentrated Masses”, Journal of Sound and Vibration, 112(1): 177–182.

Barr ADS (1966) “An Extension of the Hu-Washizu Variational Principle in Linear Elasticity for Dynamic Problems”, Transactions of ASME Journal of Applied Mechanics, 33: 465.

Bayly PV (1996) “on The Spectral Signature of Weakly Bilinear Oscillators”, ASME Journal of Vibrations and Acoustics 118, 352-361.

Bert CW ve Kumar M (1982) “Vibration of Cylindrical Shells of Bimodulus Composite Materials”, Journal of Sound and Vibration, 81: 107-121.

Bikri K. El, Benamar R ve Bennouna MM (2006) “Geometrically Non-Linear Free Vibrations of Clamped-Clamped Beams with An Edge Crack”, Computers and Structures, 84: 485-502.

Bohnstedt J ve Leopold L (1985) “Schaden und Reparaturen an Dampfturbinen”, Maschinenschaden, 58:81-88.

Bollinger JG ve Geiger G (1964) “Natural Frequencies of Continuous Beams of Uniform Span Length”, International Journal of Machine Tool Design and Research, 3: 193-209.

Boltezar M, Strancar B ve Kuhelj A (1998) “Identification of Transverse Crack Location in Flexural Vibrations of Free-Free Beams”, Journal of Sound and Vibration, 211: 729–734.

Bovsunovsky AP ve Matveev VV (2000) “Analytical Approach To The Determination of Dynamical Characteristics of A Beam with A Closing Crack”, Journal of Sound and Vibration, 235(3): 415–434.

Bovsunovsky AP ve Surace C (2005) “Considerations Regarding Superharmonic Vibrations of A Cracked Beam and The Variation in The Damping Caused By The Presence of The Crack”, Journal of Sound and Vibration, 288: 865-886.

Budipriyanto A ve Swamidass ASJ (1994) “Experimental and Analytical Verification of Modal Behavior of Uncracked/ Cracked Plates in Air and Water”, Proceedings of The 12th International Modal Analysis Conference, San Diego, CA, Pp. 745–752.

Caddemi S ve Calio I (2009) “Exact Closed-Form Solution for The Vibration Modes of The Euler-Bernoulli Beam with Multiple Open Cracks”, Journal of Sound and Vibration, 327: 473-489.

Carneiro SHS ve Inman DJ (2002) “Continuous Model for The Transverse Vibration of Cracked Timoshenko Beams”, Journal of Vibration and Acoustics, 124: 310–320.

Carr GE, Chapetti MD ve UNMdP (2011) “On The Detection Threshold for Fatigue Cracks in Welded Beams Using Vibration Analysis”, International Journal of Fatigue, 33: 642-648.

Cawley P ve Adams RD (1979a) “The Location of Defects in Structures from Measurements of Natural Frequencies”, Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 14(2): 49–57.

Cawley P ve Adams RD (1979b) “Defect Location in Structures By A Vibration Technique”, The ASME International Design Engineering Technical Conferences, St. Louis, Paper 79-DET-46.

Cawley P ve Ray R (1988) “A Comparison of The Natural Frequency Changes Produced By Cracks and Slots”, Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of The ASME, 110: 366–370.

Chance J, Tomlinson GR ve Worden K (1994) “A Simplified Approach to The Numerical and Experimental Modeling of The Dynamics of A Cracked Beam”, Proceedings of the 12th International Modal Analysis Conference, Honolulu, HI, Vol. 1, 778–785.

Chang Ch.Ch ve Chen LW (2003) “Vibration Damage Detection of A Timoshenko Beam By Spatial Wavelet Based Approach”, Applied Acoustics, 64: 1217–1240.

Chang HY ve Petroski HY (1986) “On Detecting A Crack By Tapping A Beam”, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 22: 41–55.

Chapetti MD (1995) “Propagación Subcrítica De Fisuras En Aceros Estructurales Soldados”, Ph.D. Thesis, University of Mar Del Plata, Argentina.

Chati M, Rand R ve Mukherjee S (1997) “Modal Analysis of a Cracked Beam”, Journal of Sound and Vibration, 207(2):249-270.

Chaudhari TD (2000) Modelling of Transverse Vibration of Geometrically Segmented Beams to Facilitate Crack Detection, Phd Dissertation, Mechanical Engineering Department, Indian Institute of Technology, Bombay.

Chaudhari TD ve Maiti SK (1999) “Modelling of Transverse Vibration of Beam of Linearly Variable Depth with Edge Crack”, Engineering Fracture Mechanics, 63: 425–445.

Chaudhari TD ve Maiti SK (2000) “A Study of Vibration of Geometrically Segmented Beams with and Without Crack”, International Journal of Solids and Structures”, 37(5): 761–779.

Chen Y ve Swamidas ASJ (1996) “Modal Parameter Identification For Fatigue Crack Detection In T-Plate Joints”, Proceedings of The 14th International Modal Analysis Conference, Honolulu, HI, Pp. 112–118.

Cheng SM, Wu XJ ve Wallace W (1999) “Vibrational Response of A Beam with A Breathing Crack”, Journal of Sound and Vibration, 225(1): 201-208.

Chinchalkar S (2001) “Determination of Crack Location in Beams Using Natural Frequencies”, Journal of Sound and Vibration, 247(3): 417–429.

Chondros TG (1977) Dynamic Response of Cracked Beams, M. Sc. Thesis, University of Patras, Greece.

Chondros TG (2001) "The Continuous Crack Flexibility Method for Crack Identification", *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 24: 643-650.

Chondros TG ve Dimarogonas AD (1979) "Identification of Cracks in Circular Plates Welded at the Contour", *American Society of Mechanical Engineers Design Engineering Technical Conference*, St. Louis, Paper 79-DET-106.

Chondros TG ve Dimarogonas AD (1980) "Identification of Cracks in Welded Joints of Complex Structures", *Journal of Sound and Vibration* 69: 531-538.

Chondros TG ve Dimarogonas AD (1989) "Dynamic Sensitivity of Structures to Cracks", *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 111: 251-256.

Chondros TG ve Dimarogonas AD (1989) "Influence of Cracks on the Dynamic Characteristics of Structures", *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 111: 251-256.

Chondros TG ve Dimarogonas AD (1998) "Vibration of A Cracked Cantilever Beam", *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of The American Society of Mechanical Engineers*, 120: 742-746.

Chondros TG, Dimarogonas AD ve Yao J (1997) "A Consistent Cracked Bar Vibration Theory", *Journal of Sound and Vibration*, 200(3): 303-313.

Chondros TG, Dimarogonas AD ve Yao J (1998) "A Continuous Cracked Beam Vibration Theory", *Journal of Sound and Vibration*, 215(1): 17-34.

Chondros TG, Dimarogonas AD ve Yao J (1998) "Longitudinal Vibration of A Continuous Cracked Bar", *Engineering Fracture & Mechanics*, 61: 593-606.

Chondros TG, Dimarogonas AD ve Yao J (2001) "Vibration of A Beam with A Breathing Crack", *Journal of Sound and Vibration*, 239: 57-67.

Chowdhury MR ve Ramirez M (1992) "A Comparison of The Modal Responses for Defective versus Non-Defective Concrete Test Beams", *Proceedings of The 10th International Modal Analysis Conference*, San Diego, CA, Pp. 508-515.

Choy FK, Liang R ve Xu P (1995) "Fault Identification in Beams on Elastic Foundation", *Computers and Geotechnical Engineering*, 17(2): 157-176.

Christides S ve Barr AD (1984) "One Dimensional Theory of Cracked Bernoulli-Euler Beam", *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 111: 81-84.

Christides S ve Barr ADS (1984) "One Dimensional Theory of Cracked Bernoulli-Euler Beams", *Journal of Mechanical Sciences*, 26: 639,648.

Christides S ve Barr ADS (1984) “On-Orbit Damage Assesment For Large Space Structures”, American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 26: 1119–1126.

Chu YC ve Shen MHH (1992) “Analysis of Forced Bilinear Oscillators and the Application to Cracked Beam Dynamics”, American Institue of Aeronautics and Astronautics, 30: 2512-2519.

Chun KR (1972) “Free Vibrations of A Beam with One End Spring Hinged and The Other Free”, Transactions of The American Society of Mechanical Engineers, Journal of Applied Mechanics, 39: 1154-1155.

Colengalo VJ ve Heiser FA (1987) Analysis of Metallurgical Failures, 2. Edition, John Wiley & Sons., Inc., NewYork.

Crespo C, Ruotolo R ve Surace C (1996) Nonlinear Modelling of a Cracked Beam, Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference II,1017-1022.

Crohas H ve Lepert P (1982) “Damage Detection Monitoring Method for Offshore Platforms Is Field Tested, Oil and Gas Journal, 80: 94–103.

Curadelli RO, Riera JD, Ambrosini D ve Amani MG (2008) “Damage Detection by means of Structural Damping Identification”, Engineering Structures, 30: 3497-3504.

Çalık A (1997) Dolgu Kaynağı Yapılmış Millerin Yorulma Ömrünün Deneysel Olarak Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.

Çarboğa C (2002) Ç1010 Yapı Çeliğinde Soğuk Çekme İle Sağlanan Deformasyonun Malzemenin Yorulma Davranışına Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Dado MH (1997) “A Comprehensive Crack Identification Algorithm for Beam Under Different End Conditions”, Applied Mechanics 51(4): 381–398.

Değer M (1995) Perlitik-Ferlitik ve Küresel Grafitli Dökme Demirlerin Yorulma Dayanımı Üzerine Mikro yapı ve Yüzey İşlemlerinin Etkisi, Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.

Dentsoras A ve Dimarogonas AD (1983) “Resonance Controlled Fatigue Crack Propagation in A Beam Under Longitudinal Vibrations”, International Journal of Fracture, 23: 15–22.

Dentsoras AJ ve Kouvaritakis EP (1995) “Effects of Vibration Frequency on Fatigue Crack Propagation of a Polymer at Resonance”, Engineering Fracture Mechanics, 50: 467-473.

Dilena M ve Morassi A (2002) “Identification of Crack Location in Vibrating Beams From Change in Mode Positions”, Journal of Sound and Vibration, 255(5): 915–930.

Dimargonas AD (1970) “Dynamic Response of Cracked Rotors”, General Electric Co, Internal Report, New York: Schenectady.

Dimargonas AD (1976) Vibration Engineering, St. Paul: West Publishers.

Dimargonas AD ve Massouros G (1980) “Torsional Vibration of a Shaft with a Circumferential Crack”, Engineering Fracture Mechanics, 15: 439-444.

Dimargonas AD ve Paipetis SA (1983) Analytical Methods in Rotor Dynamics, Elsevier Applied Science, London.

Dimargonas AD (1992) A Brief History of Rotor Dynamics, In Rotordynamics, Vol. 92. Springer, Venice.

Dimargonas AD (1996) “Vibration of A Cracked Structures: A State of The Art Review”, Engineering Fracture Mechanics, 55: 831-857.

Dimargonas AD ve Paipetis SA (1983) “Analytical Methods in Rotor Dynamics, In Applied Science, London, pp. 144-193.

Dimargonas AD ve Papadopoulos CA (1983) “Vibration of Cracked Shafts in Bending”, Journal of Sound and Vibration, 91(4): 583–593.

Dirr BO ve Schmalhorst BK (1988) “Crack Depth Analysis of A Rotating Shaft By Vibration Measurements”, ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 110: 158–164.

Doebbling SW, Farrar CR, Prime MB ve Shevitz DW (1996) “Damage Identification and Health Monitoring of Structural and Mechanical Systems from Changes in Their Vibration Characteristics: A Literature Review”, Report no. LA-13070-MS, National Laboratory, Los Alamos, New Mexico, 100pp.

Dong W, Yinghua L ve Zhihai X (2012) “An Analytical Method for Free Vibration Analysis of Functionally Graded Beams with Edge Cracks”, Journal of Sound and Vibration, 331: 1686-1700.

Doong JJ- Liang ve Chen L-Wen (1984) “Axisymmetric Vibration of an Initially Stressed Bimodulus Thick Circular Plate”, Journal of Sound and Vibration, 94: 461-468.

Douka E ve Hadjileontiadis JL (2005) “Time-Frequency Analysis of The Free Vibration Response of A Beam with A Breathing Crack”, NDT&E International, 38: 3-10.

Douka E, Bamnias G ve Trochidis A (2004) “A Method for Determining The Location and Depth of Crack in A Double Cracked Beam”, Applied Acoustics, 65: 997-1008.

Douka SLE ve Hadjileontiadis LJ (2005) “Forced Vibration Behaviour and Crack Detection of Cracked Beams Using Instantaneous Frequency”, NDT & E Int, 38: 411–419.

Dowling NE (1999) Mechanical Behaviour of Materials, Second Edition, Prentice Hall, ABD.

Doyle JF (1995) “Determining Size and Location of Transverse Cracks in Beams”, Experimental Mechanics, 272–280.

Doyle JF, Farris TN ve Martin MM (1995) “Crack Identification in Frame Structures”, In: Aliabadi MH, Editör, “Dynamic Fracture Mechanics”, Southampton: Computational Mechanics Publications, P. 237–83.

El Bikri K, Benamar R ve Bennouna MM (2006) “Geometrically Nonlinear Free Vibrations of Clamped–Clamped Beams with An Edge Crack”, Computers and Structures, 84: 485–502.

Entwistle RD ve Stone B J (1990) “Survey of The Use of Vibration Methods in the Assessment of Component Geometry”, Vib. and Noise-Meas. Pred. and Cont., Inst. of Engng., 90: 210-217.

Entwistle RD ve Stone BJ (1990) “Survey of The Use of Vibration Methods in Assessment of Component Geometry”, Vibration and Noise-Measurement, Prediction and Control, Inst Engineering, 90: 210–217.

Er M (2006) Yüksek Frekanslı, Genlik Ayarlı, Eğilme Yorulması Test Cihazı Tasarımı ve 1100-H14 Alüminyum Levhasının Eğilme Yorulması Davranışının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.

Erkan T (2005) Nokta kaynaklı konstrüksiyonların bilgisayar destekli yorulma ömür hesaplamaları ve deneysel yöntemlerle doğrulanması, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Eryürek İB (1993) Hasar analizi, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Esper FJ ve Sonsino CM (1994) Fatigue Design for P/M Components: Manual for Design And Production Engineers, EPMA, London.

Fan SC, Zheng DY ve Au FTK (2001) “Gibbs Phenomenon Free Fourier Series for Vibration and Stability of Complex Beams”, American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 39(10): 1977–1984.

Faverjon B ve Sinou J (2009) “Identification of An Open Crack in A Beam Using An A Posteriori Error Estimator of The Frequency Response Functions with Noisy Measurements”, European Journal of Mechanics A/Solids, 28: 75-85.

Faverjon B ve Sinou J-J (2008) “Robust Damage Assessment of Multiple Cracks Based On The Frequency Response Function and The Constitutive Relation Error Updating Method”, Journal of Sound and Vibration, (312): 821–837.

Fernández-Sáez J ve Navarro C (2002) “Fundamental Frequency of Cracked Beams in Bending Vibrations: An Analytical Approach”, *Journal of Sound and Vibration*, 256(1): 17–31.

Fernández-Sáez J, Rubio L ve Navarro C (1999) “Approximate Calculation of The Fundamental Frequency for Bending Vibrations of Cracked Beams”, *Journal of Sound and Vibration*, 225(2): 345–352.

Forman RG, Shivakumar V ve Newman JC Jr (1986) *Fatigue Crack Growth Computer Program Nasa/Flagro*, JSC-22267, NASA.

Forman RG, Shivakumar V ve Newman JC Jr. (1994) *Fatigue Crack Growth Computer Program Nasa/Flagro Version 2.0*. JSC-22267A, Johnson Space Center, NASA.

Fox CHJ (1992) “The Location of Defects in Structures: A Comparison of The Use of Natural Frequencies and Mode Shape Data”, *Proceedings of The 10th International Modal Analysis Conference*, San Diego, CA, Pp. 522–528.

Friswell MI ve Penny JET (1992) A Simple Nonlinear Model of A Cracked Beam, In: *Proceedings 10th International Modal Analysis Conference*, San Diego, CA, 516-521.

Friswell MI, Penny JET ve Lindfield G (1995) The Location of Damage from Vibration Data Using Genetic Algorithms, *Proceedings 13th International Modal Analysis Conference*, 1640-1645.

Gasch R (1993) “A Survey of The Dynamic Behavior of A Simple Rotating Shaft with A Transverse Crack”, *Journal of Sound and Vibration*, 160(2): 313–332.

Gomez, A. J. M. A. and Montalvao e Silva, J. M., Theoretical and experimental data on crack depth effects in the dynamic behaviour of free-free beams. *Int. Modal Anal. Conf.*, 1MAC, Vol. 9. Union Coil, Schenectady, NY, U.S.A., 1991, pp. 274-283.

Gouraris G ve Dimarogonas AD (1988) “A Finite Element of A Cracked Beam for Structural Analysis”, *Computer and Structures*, 28(3): 309–313.

Gözütok E (2009) *Paslanmaz Çeliklerin TIG Kaynağında Argon-Hidrojen Gaz Karışımının Birleştirmelerin Mekanik ve Mikroyapı Özelliklerine Etkisi*, Yüksek Lisans Tezi, KBÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.

Greco J, Agnew JR, Erhardt K, Bertilsson J E ve Stys Z S (1978) *Cumberland Steam Plant-Cracked IP Rotor Coupling*, American Power Conference, Chicago.

Green AE ve Mkrtichian JZ (1977) “Torsion and Extension of a Tube with Different Moduli in Tension and Compression”, *Journal of International Mathematics Applications*, 20: 221-226.

Gudmundson P (1982) “Eigenfrequency Changes of Structures Due to Cracks, Notches or Other Geometrical Changes”, *Journal of The Mechanics and Physics of Solids*, 30(5): 339–353.

Gudmundson P (1983) “The Dynamic Behaviour of Slender Structures with Cross-Sectional Cracks”, Journal of The Mechanics and Physics of Solids, 31(4): 329–345.

Gudmundson P (1984) Change in Modal Parameters Resulting from Small Cracks, Proceedings 2nd International Modal Analysis Conference, Orlando, Union College, New York , Volume 2: 690-697.

Gudmunson P (1982) “Eigenfrequency Changes of Structures Due to Cracks, Notches Or Other Geometrical Changes”, Journal of Mechanics and Physics of Solids, 30: 339–353.

Guigne, J. Y., Klein, K., Swemidas, A. S.J. and Guzzwell, J., Modal information from acoustic measurements for fatigue crack detection applications. Proc. Int. Offshore Mech. Arctic Engng Syrup., ASME, 1992, 1,585-593.

Güleç Ş ve Aran A (1983) Çelik ve Dökme Demirlerin Yorulma Dayanımı, TÜBİTAK MBEAE Matbaası, Gebze.

Haas H (1977) “Grossschaden Durch Turbinen-Oder Generatorleufer, Entstanden Im Bereich Bis Zur Schleuderdrehzahl, Maschinenschaden, 50: 195-204.

Haisty BS ve Springer WT (1985) The Longitudinal Vibration Characteristics of a Uniform Beam Containing Two Symmetric Discontinuities, Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Spring Conference, Las Vegas, 389-395.

Haisty BS ve Springer WT (1988) “A General Beam Element for Use in Damage Assessment of Complex Structures”, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 110: 389-394.

Han Y, Misra AK ve Mateescu D (2005) “A Method for Crack Detection in Structures Using Piezoelectric Sensors and Actuators. In: Proceedings of The 2005 International Conference on MEMS, NANO and Smart Systems (ICMENS’05).

Happawana GS, Bajaj AAK ve Nwokah DI (1991) “A Singular Perturbation Perspective on Mode Localization”, Journal of Sound and Vibration 147, 361-365.

Hasan WM (1995) “Crack Detection from The Variation of Eigenfrequencies of A Beam on Elastic Foundation”, Engineering Fracture Mechanics, 52: 409–421.

Hu J ve Liang RY (1993) “An Integrated Approach to Detection of Cracks Using Vibration Characteristics”, Journal of the Franklin Institute, 330: 841-853.

Hu J ve Liang RY (1993) “An Integrated Approach to Detection of Cracks Using Vibration Characteristics”, Journal of The Franklin Institute, 330(5): 841–853.

Hu J ve Liang RY (1993) “An Integrated Approach To Detection of Cracks Using Vibration Characteristics”, Journal of The Franklin Institute, 330 (5): 841–853.

Hutchings FR ve Unterveiser PM (1981) Failure Analysis, The British Engine Technical Reports, American Society for Metals, ABD.

Ibrahim A, Ismail F ve Martin HR (1987) “Modelling of The Dynamics of a Continuous Beam Including Nonlinear Fatigue Crack”, *International Journal of Analytic and Experimental Modal Analysis*, 2: 76-82.

Irwin GR (1957) “Analysis of Stresses and Strains Near the End of a Crack Traversing a Plate”, *Journal of Applied Mechanics*, 24: 361-364.

Irwin GR (1958) *Fracture, Handbuch der Physik*, Heidelberg: Springer-Verlag, 6: 551-590.

Isalik AM (1967) “Free Vibrations of Reinforced Concrete Bars with Crack in Flexure”, *Soy. appl. Mech.*, 3: 71-73.

Jack AR ve Patterson AN (1976) *Cracking in 500 MW LP Rotor Shafts*, 1st Mechanical Engineering. Conference, The Influence of the Environment on Fatigue.

Jaureguizahar LF ve Chapetti MD (2008) *Desarrollo De Metodologías Experimentales Para La Detección Y Monitoreo De Propagación Subcrítica De Fisuras Superficiales*, In: 2nd Meeting of Young Researchers in Materials Science and Technology, Materials Society of Argentina.

Joshi A ve Madhusudhan S (1991) “A Unified Approach to Free Vibration of Locally Damaged Beams Having Various Homogeneous Boundary Conditions”, *Journal of Sound and Vibration*, 147: 475-488.

Ju FD, Akgun M, Paez TL ve Wong ET (1982) “Diagnosis of Fracture Damage in Simple Structures”, Bureau of Engineering Research, Report No. CE-62(82) AFOSR-993-1, University of New Mexico, Albuquerque, NM.

Ju FD ve Mimovich M (1986) “Experimental Diagnosis of Fracture Damage in Structures By The Modal Frequency Method”, *ASME Transactions*, 110: 456-463.

Ju FD ve Mimovich M (1988) “Experimental Diagnosis of Fracture Damage in Structures by The Modal Frequency Method”, *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 110: 456-463.

Ju FD ve Mimovich M (1986) “Modal Frequency Method in Diagnosis of Fracture Damage in Structures”, *Proc. 4th Int. Modal Analysis Conf.*, Vol. 2. Los Angeles, Union College, New York, U.S.A., Pp. 1168-1174.

Kam TY ve Lee TY (1992) “Detection of Cracks in Structures Using Modal Test Data”, *Engineering Fracture Mechanics*, 42(2): 381–387.

Kaouk M ve Zimmerman DC (1994) “Structural Damage Assessment Using a Generalized Minimum Rank Perturbation Theory”, *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, 32: 836–842.

Kayalı ES, Ensari C, Dikeç E (1983) *Metalik Malzemelerin Mekanik Deneyleri*, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul.

Ke LL, Yang J ve Kitipornchai S (2009) “Postbuckling Analysis of Edge Cracked Functionally Graded Timoshenko Beams Under End Shortening”, Composite Structures, 90: 152-160.

Ke LL, Yang J, Kitipornchai S ve Xiang Y (2009) “Flexural Vibration and Elastic Buckling of A Cracked Timoshenko Beam Made of Functionally Graded Materials”, Mechanics of Advanced Materials and Structures, 16: 488-502.

Khachatryan AA (1967) “Longitudinal Vibrations of Prismatic Bars Made of Different-Modulus Materials”, Mechanics of Solids, 2: 140-145.

Khiem NT ve Lien TV (2001) “A Simplified Method For Natural Frequency Analysis of A Multiple Cracked Beam”, Journal of Sound and Vibration, 245(4): 737–751.

Khiem NT ve Lien TV (2002) “The Dynamic Stiffness Matrix Method in Forced Vibration Analysis of Multiple Cracked Beam”, Journal of Sound and Vibration, 254(3): 541–555.

Khiem NT ve Lien TV (2004) “Multi Crack Detection for Beam By The Natural Frequencies”, Journal of Sound and Vibration, 273: 175-184.

Kılıç, E (2006) Kompozit malzemeden yapılan yaprak yayların analizi, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, İzmir.

Kirmsher PG (1944) “ The Effect of Discontinuities on the Natural Frequency of Beams”, Proceedings of American Society of Testing and Materials, 44:897-904.

Kikidis, M. L. and Papadopoulos, C. A., Slenderness ratio effect on cracked beam. J. Sound Vibration, 1992, 155, 1-11.

Kim JT ve Stubbs N (1995) “Model Uncertainty and Damage Detection Accuracy in Plate-Girder Bridges”, American Society of Civil Engineers Journal of Structural Engineering, 121: 1409–1417.

Kim JT ve Stubbs N (2003) “Crack Detection in Beam-Type Structures Using Frequency Data”, Journal of Sound and Vibration, 259(1): 145-160.

Kim JT, Ryu YS ve Stubbs N (1998) “Experimental Verification of Crack Detection Model Using Dynamic Modal Characteristics in Structures”, Fifth Pacific Structural Steel Conference, Seoul, Korea, 1205–1210.

Kim M-B ve Zhao M (2004) “Study on Crack Detection of Beam Using Harmonic Responses”, In: Proceedings of The 2004 International Conference on Intelligent Mechatronics and Automation, Chengdu, China, P.72–76.

Kirmsher PG (1944) The Effect of Discontinuities on The Natural Frequency of Beams, Proceedings of the American Society of Testing and Materials 44, 897-904.

Kisa M ve Brandon J (2000) “The Effects of Closure of Cracks On The Dynamics of A Cracked Cantilever Beam”, Journal of Sound and Vibration, 238(1): 1-18.

Kisa M ve Brandon JA (2000) “Free Vibration Analysis of Multiple Open-Edge Cracked Beams By Component Mode Synthesis”, *Structural Engineering & Mechanics*, 10(L): 81–92.

Kisa M ve Gurel MA (2007) “Free Vibration Analysis of Uniform and Stepped Cracked Beams with Circular Cross Sections”, *International Journal of Engineering Science*, 45: 364–380.

Kitipornchai S, Ke LL, Yang J ve Xiang Y (2009) “Nonlinear Vibration of Edge Cracked Functionally Graded Timoshenko Beams”, *Journal of Sound and Vibration*, 324: 962-982.

Klein K, Guigned JY ve Swamidas ASJ (1994) Monitoring Change in Modal Parameters with Fatigue, *Proceedings of The 12th International Modal Analysis Conference*, 1792-1800.

Klompas N (1983) Effects of Anomalous Rotor Joints on Turbomachine Dynamics, *J. Engng Power*, 105: 927-935.

Kottke JK ve Menning RH (1981) Detection of a Transverse Crack in a Turbine Shaft--the Oak Creek Experience, *ASME, Paper 81-JPGC-Pwr-19*.

Kraemer E, Haapala E VE Paavola M (1989) “Betriebserfahrungen Mit Gerissenen Rotoren. Operating Experience with Cracked Rotors, Maschinenschaden, 1989, 62, 211-216.

Krawczuk M ve Ostachowicz WM (1993) “Transverse Natural Vibrations of A Cracked Beam Loaded with A Constant Axial Force”, *Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of The ASME*, 115(4): 524–528.

Krawczuk M ve Ostachowicz WM (1994) “Forced Vibrations of A Cantilever Timoshenko Beam with A Closing Crack”, *Proceedings of ISMA 19, Leuven, Belgium*, 3: 1067-1078.

Krawczuk M, Palacz M ve Ostachowicz W (2003) “The Dynamic Analysis of Cracked Timoshenko Beams By Spectral Element Method”, *Journal of Sound and Vibration*, 264: 1139–1153.

Krawczuk M ve Ostachowicz WM (1992) “Parametric Vibrations of Beam with Crack”, *Ing. Arch.*, 62: 463-473.

Krawczuk M (1993) “Natural Vibration of Cracked Rotating Beams”, *Acta Mechanica*, 99: 35-48.

Ku DM ve Chen LW (1992) “Dynamic stability of a shaft disk system with flaws”, *Computers &. Structures*, 43: 306-311.

Kujath MR (1988) “Detection of Sudden Changes of Modal Parameters in Machinery”, *Proc. 6th Int. Modal Analysis Conf., Vol. 2. Kissimee FL Union College, New York, U.S.A., pp. 1253-1259.*

Kujath MR (1986) "Identification of Fractures in Rotors", Proc. Int. Conf. on Rotordynamics JSME, Tokyo, pp. 379-383.

Kujath M ve Li J (1986) "Diagnosis of Fractures in Machinery", Proc. 4th Int. Modal Analysis Conf., Vol. 1. Los Angeles, Union College, New York, U.S.A., pp. 611-616.

Kukla S (1991) "Free Vibration of A Beam Supported on A Stepped Elastic Foundation", Journal of Sound and Vibration, 149(2): 259–265.

Kumar S ve Petroski HJ (1985) "Plastic Response to Impact of a Simply Supported Beam with a Stable Crack", International Journal of Impact Engineering, 3: 27-40.

Lam HF, Ng CT ve Veidt M (2007) "Experimental Characterization of Multiple Cracks in A Cantilever Beam Utilizing Transient Vibration Data Following A Probabilistic Approach", Journal of Sound and Vibration, 305: 34-49.

Lamonaca BG, Valente C ve Brancaloni F (1997) Crack Identification in Nonlinear Vibrating Beams, Proceedings of The 15th International Modal Analysis Conference, 1808-1814.

Lee HP ve Lim SP (1993) "Vibration of Cracked Rectangular Plates Including Transverse Shear Deformation and Rotary Inertia", Computers and Structures, 49: 715-718.

Lee HP ve Ng TY (1994) "Natural Frequencies and Modes for The Flexural Vibration of A Cracked Beam", Applied Acoustics, 42: 151–163.

Lee J (2009a) "Identification of Multiple Cracks Using Natural Frequencies", Journal of Sound and Vibration, 320(3): 482–490.

Lee U ve Shin J (2002) "A Frequency–Domain Method of Structural Damage Identification Formulated from The Dynamic Stiffness Equation of Motion", Journal of Sound and Vibration, 257(4): 615–634.

Lele SP ve Maiti SK (2002) "Modeling of Transverse Vibration of Short Beams for Crack Detection and Measurement of Crack Extension", Journal of Sound and Vibration, 257(3): 559-583.

Lenkov VF ve Tolokonnikov LA (1969) "Axisymmetric Strains in Materials with Different Moduli", Tula Polytechnic Institute, (Translated from Prikladnaya) 5: 119-122.

Léonard F, Lantaigne J, Lalonde S ve Turcotte Y (2001) "Free Vibration Behaviour of a Cracked Cantilever Beam and Crack Detection", Mechanical Systems and Signal Processing, 15(3): 529-548.

Leung AYT (1987) "Dynamic Stiffness and Response Analysis", Dynamics and Stability of System 2, 125–137.

- Leung AYT (1993) *Dynamic Stiffness and Substructures*, Springer, London, P. 242.
- Leung AYT (2001) “Dynamic Stiffness for Structures with Distributed Deterministic or Random Loads”, *Journal of Sound and Vibration*, 242(3): 377–395.
- Li QS (2000) “Dynamic Behaviour of Multistep Cracked Beams with Varying Cross Section”, *Acoustical Society of America*, 109(6): 3072–3075.
- Li QS (2001) “Vibration Characteristics of Multi-Step Beams with An Arbitrary Number of Cracks and Concentrated Masses”, *Applied Acoustics*, 62: 691–706.
- Li QS (2002) “Free Vibration Analysis of Non-Uniform Beams with An Arbitrary Number of Cracks and Concentrated Masses”, *Journal of Sound and Vibration*, 252(3): 509–525.
- Liang RY, Choy FK ve Hu J (1991) “Detection of Cracks in Beam Structures Using Measurements of Natural Frequencies”, *Journal of The Franklin Institute*, 328 (4): 505–518.
- Liang RY, Hu J ve Choy F (1992a) “Theoretical Study of Crack-Induced Eigenfrequency Changes on Beam Structures”, *Journal of Engineering Mechanics*, 118: 384-396.
- Liang RY, Hu J ve Choy F (1992b) “Quantitative NDE Techniques for Assessing Damages in Beam Structures”, *Journal of Engineering Mechanics*, 118(7): 1468-1487.
- Liebowitz H ve Claus WD (1968) “Failure of Notched Columns”, *Engineering Fracture Mechanics*, 1: 379-383.
- Liebowitz H, Vandervelt H ve Harris DW (1967) “Carrying Capacity of Notched Column”, *International Journal of Solids and Structures*, 3: 489-500.
- Lien TV ve Khiem NT (2002) “Static Diagnosis of Multiple Cracked Beam”, *Vietnam Journal of Mechanics, NCNS&T of Vietnam*, 23(4): 224–233.
- Liew KM, Hung KC ve Lim MK (1994) “A Solution Method for Analysis of Crack Plates Under Vibration”, *Engineering Fracture Mechanics*, 48: 393-404.
- Lin HP (2004) “Direct and Inverse Methods on Free Vibration Analysis of Simply Supported Beams with A Crack”, *Engineering Structures*, 26: 427–436.
- Lin HP ve Perkins NC (1995) “Free Vibration of Complex Cable/Mass System: Theory and Experiment”, *Journal of Sound and Vibration* 179: 131–149.
- Lin HP, Chang SC ve Wu JD (2002) “Beam Vibrations with An Arbitrary Number of Cracks”, *Journal of Sound and Vibration*, 258(5): 987-999.
- Lin YK ve Donaldson BK (1969) “A Brief Survey of Transfer Matrix Techniques with Special Reference To Analysis of Aircraft Panels”, *Journal of Sound and Vibration*, 10: 103-143.

Loutridis S, Douka E ve Hadjileontiadis JL (2005) “Forced Vibration Behavior and Crack Detection of Cracked Beams Using Instantaneous Frequency”, *NDT&E International*, 38: 411-419.

Loya JA, Rubio L ve Fernandez-Saez J (2006) “Natural Frequencies for Bending Vibrations of Timoshenko Cracked Beams”, *Journal of Sound and Vibration*, 290: 640-653.

Lu, Y. and Ju, F. D., Structural damage configurations subject to modal oscillations. *A. S.M.E.*, 1991, DE38, 1-7.

Lu, Y.-M. and Ju, F. D., Probabilistic distribution of multiple cracks structures due to random modal oscillations. *Int. J. Anal. Exp. Modal Anal.*, 1991, 6, 25-34.

Lynn PP ve Kumbasar N. (1967) *Developments in Mechanics*, Vol. 4. In: *Proc. Tenth Midwestern Mechanics Conference*, Colorado State University, 911–928.

Mabie HH ve Rogers CB (1964) “Transverse Vibrations of Tapered Cantilever Beams with End Loads”, *The Journal of The Acoustical Society of America*, 36(3): 463–469.

Mares C ve Surace C (1996) “An Application of Genetic Algorithm to Identify Damage in Elastic Structures”, *Journal of Sound and Vibration*, 195: 195-215.

Marur PR (1998) “Eigenanalysis of an Edge-Cracked Free-Free Timoshenko Beam”, *Mechanics Research Communications*, 25(4): 473-478.

Matveev VV ve Bovsunovsky AP (2002) “Vibration-Based Diagnostics of Fatigue Damage of Beam-Like Structures”, *Journal of Sound and Vibration*, 249(1): 23–40.

Mazanoglu K ve Sabuncu M (2010) “Vibration Analysis of Non-Uniform Beams Having Multiple Edge Cracks Along The Beam’s Height”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 52: 515-522.

Mazanoglu K, Yesilyurt I ve Sabuncu M (2009) “Vibration Analysis of Multiple-Cracked Non-Uniform Beams”, *Journal of Sound and Vibration*, 320: 977-989.

Mazanoglu K, Yesilyurt I ve Sabuncu M (2009) “Vibration Analysis of Multiple-Cracked Non-Uniform Beams”, *Journal of Sound and Vibration*, 320: 977-989.

Meneghetti U ve Maggiore A (1994) “Crack Detection By Sensitivity Analysis”, *Proceedings of The 12th International Modal Analysis Conference*, 1292-1298.

Mercer CA ve Seavey C (1967) “Prediction of Natural Frequencies and Normal Modes of Skin- Stringer Panel Rows”, *Journal of Sound and Vibration*, 6: 149-162.
Metals Handbook (1992) *Failure Analysis and Prevention*, Yayın No:11, 314-450.

Meyers M ve Chawla KK (1999) *Mechanical Behavior of Materials*, Prentice Hall, ABD.

Miles JW (1956) Vibration of Beams On Many Supports, Proceedings of The American Society for Civil Engineers, Engineering Mechanics Division, 82: 1-9.

Mohiuddin MA ve Khulief YA (1998) “Modal Characteristics of Cracked Rotors Using A Conical Shaft Finite Element”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 162: 223–247.

Moon DH ve Choi MS (2000) “Vibration Analysis for Frame Structures Using Transfer of Dynamic Stiffness Coefficient”, Journal of Sound and Vibration, 234(5): 725–736.

Morassi A (1993) “Crack-Induced Changes in Eigenfrequencies of Beam Structures”, Journal of Engineering Mechanics, 119: 1768-1803.

Morassi A (2001) “Identification of A Crack in A Rod Based on Changes in A Pair of Natural Frequencies”, Journal of Sound and Vibration, 242: 577–596.

Naguleswaran S (1994) A Direct Solution For The Transverse Vibration of Euler–Bernoulli Wedge and Cone Beams”, Journal of Sound and Vibration, 172(3): 289–304.

Nahvi H ve Jabbari M (2005) “Crack Detection in Beams Using Experimental Modal Data and Finite Element Model”, International Journal of Mechanical Sciences, 47: 1477-1497.

Nandwana BP (1997) On Foundation For Detection of Crack Based on Measurement of Natural Frequencies, Phd Dissertation, Mechanical Engineering Department, Indian Institute of Technology, Bombay.

Nandwana BP ve Maiti SK (1997a) “Detection of The Location and Size of A Crack in Stepped Cantilever Beams Based on Measurements of Natural Frequencies”, Journal of Sound and Vibration, 203 (3):435–446.

Nandwana BP ve Maiti SK (1997b) “Modelling of Vibration of Beam in Presence of Inclined Edge Or Internal Crack for Its Possible Detection Based on Frequency Measurements”, Engineering Fracture Mechanics, 58 (3): 193–205.

Narkis Y (1993) “Identification of Cracks Location in Vibrating Simply Supported Beams”, Journal of Sound and Vibration, 172: 549-558.

Nezu K ve Kidoguchi H (1980) “A New Damage Detecting Method by Mechanical Impedance Measurement”, Bull. JSME, 23: 2125-2131.

Nikolakopoulos PG, Katsareas DE ve Papadopoulos CA (1997) “Crack Identification in Frame Structures”, Computers & Structures, 64 (1–4): 389–406.

Nobile L (2000) “Mixed Mode Crack Detection and Propagation in Beams with Edge Crack”, Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 33: 107–116.

Okamura H, Liu HW, Chu CS ve Liebowitz H (1969) “A Cracked Column Under Compression”, Engineering Fracture Mechanics, 1: 547-564.

Okamura H, Watanabe K ve Takano T (1973) “Applications of Compliance Concept in Fracture Mechanics, in: J.G. Kaufman (Ed.), Progress in Flaw Growth and Fracture Toughness Testing”, Vol. 536, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, Pp. 423–438.

Orhan S (2007) “Analysis of Free and Forced Vibration of a Cracked Cantilever Beam”, NDT&E International, 40: 443-450.

Ostachowicz WM ve Krawczuk M (1990) “Vibration Analysis of A Cracked Beam”, Computers and Structures, 36: 245–250.

Ostachowicz WM ve Krawczuk M (1991) “Analysis of the Effect of Cracks on the Natural Frequencies of a Cantilever Beam”, Journal of Sound and Vibration, 150:191-201.

Ostachowicz WM ve Krawczuk M (1992) “Coupled Torsional and Bending Vibrations of A Rotor with An Open Crack”, Archive of Applied Mechanics, 62: 191–201.

Otegui J, Mohaupt U ve Burns D (1991) “A Strain Gauge Technique for Monitoring Small Fatigue Cracks in Welds”, Engineering Fracture Mechanics, 40(3): 549–569.

Owolabi GM, Swamidas ASJ ve Seshadri R (2003) “Crack Detection in Beams Using Changes in Frequencies and Amplitudes of Frequency Response Functions”, Journal of Sound and Vibration, 265 (1): 1–22.

Pafelias T (1974) Dynamic Behaviour of A Cracked Rotor, General Electric Co., Technical Information Series, No. DF-74-LS-79.

Pakdil M (2001) Difüzyon Kaynağı İle Birleştirilmiş Ti-Alaşımlarının Kırılma Davranışlarının İncelenmesi, Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Antakya.

Pandey AK, Biswas M ve Samman MM (1991) “Damage Detection from Changes in Curvature Mode Shapes”, Journal of Sound and Vibration, 145(2): 321– 332.

Paolinelis SG, Paipetis SA ve Theocaris PS (1979) “Three-Point Bending at Large Deflections of Beams with Different Moduli of Elasticity in Tension and Compression”, Journal of Testing and Evaluation (JTEVA), 7: 177-182.

Papadopoulos CA ve Dimaragonas AD (1987) “Coupled Longitudinal and Bending Vibrations of A Rotating Shaft with An Open Crack, Journal of Sound and Vibration, 117(1): 81–93.

Papadopoulos CA ve Dimargonas AD (1987) “Coupling of Bending and Torsional Vibrations of a Cracked Timoshenko Shaft”, Ingenieur Archiv, 57: 257-266.

Papadopoulos CA ve Dimarogonas AD (1988) "Coupled Longitudinal and Bending Vibration of A Cracked Shaft", Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of The ASME, 110: 1–8.

Papadopoulos CA ve Dimarogonas AD (1992) "Coupled Vibration of Cracked Shafts", Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of The ASME, 114: 461–467.

Papaeconomou N ve Dimarogonas AD (1989) "Vibration of Cracked Beams", Computational Mechanics, 5: 88–94.

Paris PC ve Erdogan F (1963) "A Critical Analysis of Crack Propagation Laws", Journal of Basic Engineering Transactions on ASME, Series D 85: 528-534.

Patil DP ve Maiti SK (2001) Modelling of Geometrically Segmented Beams to Facilitate Crack Detection Using Frequency Measurements, In: Proceedings of 18th Canadian Congress of Applied Mechanics, Memorial University of Newfoundland, Canada, Vol. 1, P. 75–76.

Patil DP ve Maiti SK (2003) "Detection of Multiple Cracks Using Frequency Measurements", Engineering Fracture Mechanics, 70: 1553-1572.

Pektaş SH (2006) Fren Mekanizması Yorulma Testinin FEA Metoduyla Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, DEÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.

Perchard DR ve Swamidas ASJ (1994) "Crack Detection in Slender Cantilever Plates Using Modal Analysis", Proceedings of The 12th International Modal Analysis Conference, Honolulu, HI, 1769–1777.

Petroski HJ (1981) "Simple Static and Dynamic Models for the Cracked Elastic Beam", Int. J. Fracture, 17, R71- R76.

Petroski HJ ve Glaszik JL Jr (1980) "The Response of Cracked Cylindrical Shells", J. appl Mech., 47: 444 446.

Petroski HJ ve Verma A (1985) "Plastic Response of Cantilevers with Stable Cracks", Journal of Engineering Mechanics, 111: 839- 853.

Petroski HJ (1984) "On the Cacked Bell", Journal of Sound and Vibration, 96: 485-493.

Petroski HJ (1985) "Simple Models for the Stability of a Crack in a Cantilever Beam Subject to Impact", Engineering Fracture Mechanics, 21: 377-381.

Petroski HJ (1984) "Stability of a Crack in a Cantilever Beam Undergoing Large Plastic Deformation After Impact", International Journal of Pressure Vessels and Piping, 16: 285-295.

Petroski HJ (1983) "Structural Dynamics of Piping with Stable Cracks: Some Simple Models", International Journal of Pressure Vessels and Piping, 13: 1-18.

Petroski HJ (1984) "The Permanent Deformation of a Cracked Cantilever Struck Transversely at Its Tip", *Journal of Applied Mechanics*, 51: 329-334.

Petroski HJ (1984) "Worst-Case Cracks in Ductile Cantilever Struck Transversely at the Tip", *International Journal of Fracture*, 26, 29-31.

Prime MB ve Shevitz DW (1996) Linear and Nonlinear Methods for Detecting Cracks in Beams, *Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference II*, 1437-1443.

Pugno N ve Surace C (2000) "Evaluation of The Non-Linear Dynamic Response To Harmonic Excitation of A Beam with Several Breathing Cracks", *Journal of Sound and Vibration*, 235(5): 749–762.

Qian GL, Gu SN ve Jiang JS (1990) "The Dynamic Behaviour and Crack Detection of a Beam with a Crack", *Journal of Sound and Vibration*, 138:233-243.

Raizenne MD, Lalonde S, Wallace W ve Dickson I (1987) The Fatigue and Corrosion Fatigue Behaviour of A1 7475 T 7351 and Al 7091 At Low Growth Rates, *New Materials and Fatigue Resistant Aircraft Design, Proceedings of The 14th Symposium of The International Committee on Aeronautical Fatigue*, 177-193.

Ramamurti V ve Neogy S (1998) "Effect of The Cracks on The Natural Frequency of Cantilevered Plates-A Rayleigh –Ritz Solution", *Mechanics of Structures and Machines*, 26: 131-143.

Ratcliffe CP (1997) "Damage Detection Using A Modified Laplacian Operator on Mode Shape Data", *Journal of Sound and Vibration*, 204(3): 505–517.

Reddy JN (1982) "Transient Response of Laminated, Bimodular-Material, Composite Rectangular Plates", *Journal of Composite Materials*, 16: 139-152.

Rezaee M ve Hassannejad R, (2010) "Free Vibration Analysis of Simply Supported Beam with Breathing Crack Using Perturbation Method", *Acta Mechanica Solida Sinica*, 23: 459-470.

Rezaee M ve Hassannejad R, (2011) "A New Approach to Free Vibration Analysis of A Beam with Breathing Crack Based on Mechanical Energy Balance Method", *Acta Mechanica Solida Sinica*, 24: 185-194.

Rice JR ve Levy N (1972) "The Part-Through Surface Crack in an Elastic Plate", *Journal of Applied Mechanics*, 39: 185-194.

Richardson MH (1980) "Detection of Damage in Structures from Changes in Their Dynamic (Modal) Properties", A Survey, NUREG/CR-1431, US, Nuclear Regulatory Commission, Washington, DC.

Rizos PF, Aspragathos N ve Dimarogonas AD (1990) "Identification of Crack Location and Magnitude in A Cantilever Beam from The Vibration Modes", *Journal of Sound and Vibration*, 138(3): 381–388.

Ruotolo R ve Surace C (1997) “Damage Assessment of Multiple Cracked Beams: Numerical Results and Experimental Validation”, *Journal of Sound and Vibration*, 206(4): 567–588.

Ruotolo R ve Surace C (2004) “Natural Frequencies of A Bar with Multiple Cracks”, *Journal of Sound and Vibration*, 272: 301–316.

Ruotolo R, Surace C ve Mares C (1996) Theoretical and Experimental Study of The Dynamic Behaviour of a Double-Cracked Beam, *Proceedings of 14th International Modal Analysis Conference*, 1560-1564.

Ruotolo R, Surace C ve Mares C (1997) Damage Identification Using Simulated Annealing, *Proceedings 15th International Modal Analysis Conference*, 954-960.

Ruotolo R, Surace C, Crespo P ve Storer D (1996) “Harmonic Analysis of The Vibrations of A Cantilevered Beam with A Closing Crack”, *Computers & Structures*, 61(6): 1057–1074.

Rytter A (1993) *Vibration Based Inspection of Civil Engineering*, Ph.D. Dissertation, University of Aalborg, Denmark.

Saatçi GE ve Tahralı N (2003) “Birikimli Hasar Teorileri ve Yorulma Çatlağına Göre Ömür Değerlendirmeleri”, *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, Cilt 1 Sayı 2, 33-39.

Saavedra PN ve Cuitino LA (2001) “Crack Detection and Vibration Behavior of Cracked Beams”, *Computers and Structures*, 79: 1451–1459.

Salane, H. J. and Baldwin, J. W., Changes in modal parameters of a bridge during fatigue testing. *Exp. Mech.*, 1990, 30, 109-113.

Salawu OS (1997) “Detection of Structural Damage Through Changes in Frequency: A Review”, *Engineering Structures*, 19(9): 718–723.

Savaşkan T (1999) *Malzeme Bilgisi ve Muayenesi*, Derya Yayınevi, Trabzon.

Schlums DH ve Dual J (1997) “High Resolution Crack Growth Measurements in Vibrating Beams”, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 20(7): 1051–1058.

Schmerling JM ve Hammon JC (1966) “Investigation of the Tennessee Valley Authority Gallatin Unit No. 2 Turbine Rotor Burst”, *American Power Conference Chicago*.

Sekhar AS (1999) “Vibration Characteristics of A Cracked Rotor with Two Open Cracks”, *Journal of Sound and Vibration*, 223(4): 497–512.

Sekhar AS ve Prabhu BS (1992) “Crack Detection and Vibration Characteristics of Cracked Shafts”, *Journal of Sound and Vibration*, 157(2): 375–381.

Shen M ve Pierre C (1994) “Free Vibrations of Beams with a Single-Edge Crack”, *Journal of Sound and Vibration*, 170: 237-259.

Shen MH ve Pierre C (1990) “Natural Modes of Bernoulli–Euler Beams with Symmetric Cracks”, *Journal of Sound and Vibration*, 138(1): 115–134.

Shen MHH ve Chu YC (1992a) “Vibrations of Beams with a Fatigue Crack”, *Computers and Structures*, 45:79-93.

Shen MHH ve Taylor JE (1991) “An Identification Problem for Vibrating Cracked Beams”, *Journal of Sound and Vibration*, 150:457-484.

Shifrin EI ve Ruotolo R (1999) “Natural Frequencies of a Beam with an Arbitrary Number of Cracks”, *Journal of Sound and Vibration*, 222(3): 409-423.

Shim MB ve Suh MW (2002) “A Study on Multiobjective Optimization Technique for Inverse and Crack Identification Problems”, *Inverse Problems in Engineering*, 10: 441–465.

Shim MB ve Suh MW (2003) “Crack Identification Using Evolutionary Algorithms in Parallel Computing Environment”, *Journal of Sound and Vibration*, 262: 141–160.

Sih GC (1973) “Some Basic Problems in Fracture Mechanics and New Concepts”, *Engineering Fracture Mechanics*, 5: 365–377.

Silva JM ve Gomes AJL (1994) “Crack Identification of Simple Structural Elements Through The Use of Natural Frequency Variations: The Inverse Problem”, 12th International Modal Analysis Conference, Honolulu, HI, 1728–1735.

Silva JMM ve Gomes AJMA (1994) “Experimental Dynamic Analysis of Cracked Free–Free Beams”, *Experimental Mechanics*, 30: 20–25.

Silva JMM ve Gómez AJMA (1990) “Experimental Dynamic Analysis of O Cracked Free-Free Beams”, *Experimental Mechanics*, 30: 20–25.

Silva JMM, Maia NMM, Sampaio RPC ve Ribeiro AMR (1998) Can We Identify Cracks By Considering Them as A Structural Components?, *Proceedings of The 16th International Modal Analysis Conference*, 1338-1345.

Sinha JK ve Friswell MI (2002) “Simulation of The Dynamic Response of A Cracked Beam”, *Computers & Structures*, 80: 1473–1476.

Smith WF (1986) *Principles of Materials Science and Engineering*, International Edition, Chong Moh Offset Printing Ltd. , Singapore.

Socie DF (1977) “Prediction of Fatigue Crack Growth in Notched Members Under Variable Amplitude Loading Histories”, *Engineering Fracture Mechanics*, 9: 849-865.

Solecki R (1983) “Bending Vibrations of a Simply Supported Rectangular Plate with a Crack Parallel to One Edge”, *Engineering Fracture Mechanics*, 18: 1111-1118.

Springer WT, Lawrence KL ve Lawley TJ (1978) "The Effect of A Symmetric Discontinuity on Adjacent Material in A Longitudinally Vibrating Uniform Beam", *Experimental Mechanics*, 27: 168–171.

Stahl B ve Keer LM (1972) "Vibration and Stability of Cracked Rectangular Plates", *International Journal of Solids and Structures*, 8: 69-91.

Stubbs N ve Osegueda R (1990) "Global Nondestructive Damage Evaluation in Solids", *International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis*, 5: 67–79.

Stubbs N, Kim JT ve Topole K (1991) "The Effect of Model Uncertainty on The Accuracy of Global Nondestructive Damage Detection in Structures", *Computational Stochastic Mechanics* (P. D. Spanos and C.A. Brebbia, Editors), Pp. 125–136. London: Elsevier Applied Science.

Suh MW, Yu JM ve Lee JH (2000) "Crack Identification Using Classical Optimization Technique", *Key Engineering Materials*, 183–187: 61–66.

Sundermeyer JN ve Weaver RL (1993) "On Crack Identification and Characterization in A Beam By Nonlinear Vibration Analysis", TAM Report No. 74, UILU-ENG-93–604, University of Illinois.

Şık A (2002) Otomobil saclarının MIG/MAG kaynağında gaz karışımlarının bağlantının mekanik özelliklerine etkisi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Tada H (1973, 1985) *The Stress Analysis of Crack Handbook*, Del Research Corporation, Hellertown, Pennsylvania.

Thambiratnam D ve Zhuge Y (1996) "Free Vibration Analysis of Beams on Elastic Foundation", *Computers & Structures*, 60(6): 971–980.

Tharp T (1987) "A Finite Element for Edge-Cracked Beam Columns", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 24: 1941–1950.

Thomson WJ (1943) "Vibration of Slender Bars with Discontinuities in Stiffness", *Journal of Applied Mechanics*, 17: 203-207.

Thomson WT ve Madsion W (1949) "Vibration of Slender Bars with Discontinuities in Stiffness", *Journal of Applied Mechanics*, 17: 203-207.

Tian J, Li Z, ve Su X (2003) "Crack Detection in Beams in Wavelet Analysis of Transient Flexural Waves", *Journal of Sound and Vibration*, 261: 715-727.

Tran AD ve Bert CW (1982) "Bending of Thick Beams of Bimodulus Materials", *Computers and Structures*, 15: 627-642.

Tsai TC ve Wang YZ (1996) “Vibration Analysis and Diagnosis of A Cracked Shaft”, Journal of Sound and Vibration, 192(3): 607–620.

Tsai TC ve Wang YZ (1997) “The Vibration of A Multi-Crack Rotor”, International Journal of Mechanical Sciences, 39(9): 1037–1053.

Ünlü BS (2005) “Bazı Metal Malzemelerin Yorulma Dayanımlarının Belirlenmesi”, Metal Makine Dergisi, SAYI 156.

Ünsalan S (2006) Eksternal Fiksator Schanz Vidalarında, Yorulma, Çekme-Çıkarma ve Sıkma-Çözülme Torklarının Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.

Vandiver J K (1975) Detection of Structural Failures on Fixed Platforms By Measurement of Dynamic Responses, Proceedings of the 7th Annual Offshore Technology Conference, Houston, TX, Paper 2267.

Wang J ve Qiao P (2007) “Vibration of Beams with Arbitrary Discontinuities and Arbitrary Conditions”, Journal of Sound and Vibration, 309): 12–27.

Wauer J (1990) “On The Dynamics of Cracked Rotors: A Literature Survey”, Applied Mechanics Reviews, 43(1): 13–17.

Weaver RL ve Sundermeyer JN (1995) “Nonlinear Vibration of Cracked Beams”, Report, University of Illinois, Army Research Office Grant Number DAAH04-94-G-0193.

Wedig, W. and Brsutigam, H., Schadensfrüherkennung beim angerissenen biegeschwinger-rissidentifikation durch spektralanalyse zweier resonanzen. VDI-Berichte, 1980, 381, 45-52, VDI, Dusseldorf.

Wendtland D (1972) A nderung Der Biegeeigen Frequenzen Einer Idealisierten Schaufel Durch Risse, Dr.Ing Thesis, University of Karlsruhe.

Wu X, Ghaboussi J ve Garrett JH (1992) “Use of Neural Networks in Detection of Structural Damage”, Computers and Structures, 42: 649–659.

Yang XF, Swamidas ASJ ve Seshadri R (2001) “Crack Identification in Vibrating Beams Using The Energy Method”, Journal of Sound and Vibration, 244 (2): 339–357.

Yap KC ve Zimmerman DC (1998) “The Effect of Coding on Genetic Algorithm Based Structural Damage Detection, Proceedings 16th International Modal Analysis Conference, 165-171.

Yaşar M (2007) “Dizel Otomobil Pompa Milinin Yorulma Kırılması Analizi”, 8th International Fracture Conference, 7-9 November 2007, İstanbul.

Yayla P (2007) Kırılma Mekaniği, Birinci Baskı, Çağlayan Basımevi, İstanbul.

Yokoyama T ve Chen MC (1998) “Vibration Analysis of Edge-Cracked Beams Using A Line Spring-Model”, Engineering Fracture Mechanics, 59(3): 403–409.

Yuan J ve Dickinson SM (1992) “The Flexural Vibration of Rectangular Plate Systems Approached By Using Artificial Springs in The Rayleigh-Ritz Method”, Journal of Sound and Vibration, 159: 39-55.

Yuen MM (1985) “A Numerical Study of The Eigenparameters of A Damaged Cantilever”, Journal of Sound and Vibration, 103(3): 301–310.

Zhang H ve Billings SA (1993) “Analysing Non-Linear Systems in The Frequency Domain-I. The Transfer Function”, Mechanical Systems and Signal Processing, 7(6): 531–50.

Zhang W ve Testa RB (1999) “Closure Effects On Fatigue Crack Detection”, Journal of Engineering Mechanics, 125: 1125-1132.

Zheng DY ve Fan SC (2001a) “Natural Frequencies of A Non-Uniform Beam with Multiple Cracks Via Modified Fourier Series”, Journal of Sound and Vibration, 242(4): 701–717.

Zheng DY ve Fan SC (2001b) “Natural Frequency Changes of A Cracked Timoshenko Beam By Modified Fourier Series”, Journal of Sound and Vibration, 246(2): 297–317.

Zheng DY ve Kessissoglou NJ (2004) “Free Vibration Analysis of A Cracked Beam By Finite Element Method”, Journal of Sound and Vibration, 273: 457-475.

Zimmerman DC ve Yap KC (1997) Evolutionary Approach for Model Refinement, Proceedings 15th International Modal Analysis Conference, 551-557.

Zuidema J ve Blaauw HS (1988) “Slant Fatigue Crack Growth in AI 2024 Sheet Material”, Engineering Fracture Mechanics, 29: 401-413.

(1) <http://kalitemetalurji.com.tr/urunlerimiz/islah-celikleri/4140-islah-celigi/>-Nisan-2015.

(2) [http://www.ayhandemir.com.tr/Urunler/Islah-Celikleri/17225-\(4140\)-\(42crmo4\)-Mayıs-2015](http://www.ayhandemir.com.tr/Urunler/Islah-Celikleri/17225-(4140)-(42crmo4)-Mayıs-2015).

10. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Habibullah BİLGE

Doğum Yeri ve Tarihi : Gerede, 07.07.1987

Lisans Üniversite : Selçuk Üniversitesi

Elektronik Posta : habibullahbilge@hotmail.com

İletişim Adresi : Abant İzzet Baysal Üniversitesi Mühendislik
Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü

Yayın Listesi : -

Ödüller : -