

ÇELİK MALZEMELERDEKİ HATALARIN TİTREŞİM
ANALİZİ İLE TESPİTİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bahar EGELİ

Danışman

Doç. Dr. İsa YEŞİLYURT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2008

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÇELİK MALZEMELERDEKİ HATALARIN
TİTREŞİM ANALİZİ İLE TESPİTİ

Bahar EGELİ

DANIŞMAN

Doç. Dr. İsa YEŞİLYURT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran, 2008

ONAY SAYFASI

Doç. Dr. İsa YEŞİLYURT danışmanlığında,
Bahar EGELİ tarafından hazırlanan
“Çelik malzemelerdeki hataların titreşim analizi ile tespiti”
başlıklı bu çalışma, lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri
uyarınca
...../...../2008
tarihinde aşağıdaki jüri tarafından
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek lisans tezi olarak oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Ünvanı, Adı, SOYADI

İmza

Başkan

Üye

Üye

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetin Kurulu'nun
...../...../..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Doç Dr. Zehra Bozkurt
Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÇELİK MALZEMELERDEKİ HATALARIN

TİTREŞİM ANALİZİ İLE TESPİTİ

Bahar EGELİ

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İsa YEŞİLYURT

Malzemelerde görülen veya görülmeyen hataların tespitinde çok farklı muayene yöntemleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada, çubuklarda hata tespiti için boyuna titreşim hareketi ile elde edilen titreşim verileri değişik sinyal işleme yöntemleri yardımıyla incelenerek çelik malzemelerde görülen veya görülmeyen hataların tespitinde frekans analizinin etkin ve hızlı bir biçimde kullanılabilirliği araştırılmıştır. Öncelikle, hatalı ve hatasız çubuk için problemin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Bu model ile titreşim karakteristikleri (doğal frekans, mod şekilleri v.s.) analitik olarak hesaplanmıştır. Kesikli-kütle modellemesi yapılarak çubuk çok serbestlik dereceli bir sistem olarak farz edilmiştir. Bu modellemede çubuk eşit parçalara ayrılmış ve her bir parça birbirine kütsüz yaylarla bağlı olarak düşünülmüştür. Burada yaylar problemin ilerleyen kısmında hata yerini tespit etmek için kullanılacaktır. Kesikli kütle modellemesi yapılan hatasız çubuk için Matlab ortamında program hazırlanmış ve kütle sayısı arttıkça matematiksel modelden elde edilen karakteristik değerlere yaklaşıldığı gözlenmiştir. Aynı şekilde hatalı çubuk için hatanın olduğu noktadaki yayın esneklik sabiti değiştirilerek sistemin son durumdaki doğal frekansı elde edilmiştir. Kullanılan analitik sistem modelinin doğruluğunun tespit etmek için 3 m. boyunda 20.1 mm. çapında her iki ucu serbest çelik çubuk dizayn edilmiştir. Önce bu hatasız çubuk üzerine yerleştirilen ivmemetreler aracılığıyla çubuğun karakteristik özellikleri deneysel olarak tespit edilmiştir. Daha sonra çubuğun farklı noktalarında lokal hatalar oluşturularak öngörülen sinyal işleme yöntemleriyle hatanın yeri tespit edilmiştir. Elde edilen analitik ve deneysel sonuçlar kıyaslandığında sonuçların birbiriyle uyumlu çıkması kullanılan bu tekniğin hata tespiti için uygun bir yöntem olduğunu göstermektedir.

2008, 63 sayfa

Anahtar Kelimeler: Titreşim, çatlak, frekans analizi, çelik çubuk, hata

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

DETECTION OF DEFECTS IN STEEL MATERIALS BY VIBRATION ANALYSIS

Bahar EGELİ

Afyon Kocatepe University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: As.Prof. İsa YEŞİLYURT

A variety of examination methods have been used for detecting seen and unseen defects in materials. In this work, detection of defects in beams is based upon the use of frequency analysis of longitudinal vibration data. First of all, mathematical models and equations of motions for longitudinal vibration of the healthy and defected beams have been created in order to permit the analytical calculations of vibration characteristics (i.e. mode shapes and natural frequencies) of considered beams. During vibration analysis, the beam in question is considered as a multi-degree of freedom system by considering discrete mass model. In this model, the beam is divided into equal pieces and each piece is thought to be connected to each other by massless springs. After that, a computer programme is coded in Matlab which enables calculations of vibration characteristics of a beam for healthy and defected conditions and it is found that the results obtained from the use of discrete mass model converge to analytical results when the number of considered mass is selected reasonably large. To prove accuracy of the analytical results experimentally, a steel beam whose diameter and length are 20.1mm and 3m respectively is used and its free longitudinal vibrations for health and defected conditions are measured under free-free end conditions. It is found when the analytical and experimental results are compared that discrete mass model approximation can reliably be used for revealing the presence of fault in beams.

2008, 63 pages

Keywords: Vibration, crack, frequency analysis, steel beam, fault

TEŞEKKÜR

Sadece tez alıőmamda yardımcı olarak kalmayan aynı zamanda ufkumu genişleten, benden vaktini esirgemeyen ve bilgilerini benimle paylaşan; fikirlerine her zaman değer verdiğim ve her konuda kendisini örnek aldığım değerli hocam Sayın Doç.Dr. İsa YEŞİLYURT'a sonsuz saygılarımı sunarım.

Ayrıca üzerimdeki emeklerini kelimelerle ifade edemeyeceğim anne ve babama Őukran borçluyum.

Bahar EGELİ

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
RESİMLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Durum İzleme	2
1.2 Arıza Tespit Metotları	2
1.3 Titreşim	4
1.4 Kestirimci Bakım	6
1.5 Titreşim Ölçümüne Dayalı Bakım Sistemleri	9
1.6 Titreşim Ölçüm Cihazları	11
1.7 Çatlak	12
1.8 Sinyal İşleme	14
2. GENEL BİLGİLER	15
2.1 Titreşim Analizi	15
2.1.1 Makine Titreşiminin İçerdiği Bilgiler	15
2.2 Titreşim Esaslı Sinyal İzleme Teknikleri	18
2.2.1 Zaman Bölgesi Analizi	18
2.2.1.1 Titreşim Sinyalinin İstatistiksel Özellikleri	19
2.2.2 Frekans Bölgesi Analizi	20
2.3 Sinyal İşleme ve FFT Analizi	21
2.4 Literatür Araştırması	24
2.5 Çalışmanın Amaçları	30
3. METARYAL METOD	31
3.1 Çubuk Elemanların Boyuna Titreşimi	31
3.1.1 Analitik Yaklaşım	31
3.1.1.1 Serbest Çubuğun Hareket Denkleminin Türetilmesi	33

3.1.1.2 Serbest Çubuğun Zorlanmış Titreşimi	34
3.1.2 Kesikli Kütle Modellemesi	35
3.2 Nümerik Uygulamalar	38
3.2.1 Hatasız Çubuk	38
3.2.2 Hatalı Çubuk	41
4. BULGULAR	44
4.1 Veri Toplama Sisteminin Elemanları	44
4.2 Deneysel Verilerin Toplanması ve İncelenmesi	49
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	52
6. KAYNAKLAR	54
7. ÖZGEÇMİŞ	58
EKLER	
ÖRNEK 1. Kuvvet Çekici	59
ÖRNEK 2. Şok İvmemetresi	62

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

1. Simgeler

A	Alan
$A(x)$	Kesit alan
c	Dalga hızı
c	Sönüm
E	Elastisite modülü
k	Rijitlik
L	Uzunluk
m	Kütle
P	Kuvvet
t	Zaman
u	Eksenel yer değiştirme
w	Açısal hız
w_n	Doğal frekans
x	Konum
ρ	Yoğunluk
\bar{x}	Sinyalin ortalama değeri
π	Pi sayısı
σ	Gerilme

2. Kısaltmalar

Dsp	Digital signal processing
F_c	Crest faktörü
Fft	Fast fourier transform
Kr	Kurtosis
Rms	Root mean square

ŞEKİLLER DİZİNİ

		<u>Sayfa No</u>
2.1	Kütle-yay-damper sistemi	17
2.2	Örnekleme işlemi	22
2.3	Downsampling işlemi	23
2.4	Upsampling işlemi	24
2.5	Spektral elman modelleri	29
3.1	Çubukta boyuna titreşim hareketi	31
3.2	N serbestlik dereceli kesikli yay-kütle sistemi	35
3.3 (a)	Birden fazla çatlağa sahip olan çubuk	38
3.3 (b)	Birden fazla çatlağa sahip olan çubuğun kesikli kütle modeli	38
3.4	Serbest çubuğun boyuna ilk 6 titreşim biçimi	39
3.5	Kütle sayısının 3. Titreşim biçimi üzerindeki etkisi	40
3.6	Tek çatlak verilmiş çubuk	41
3.7	Hatalı elemanın mesh yapılmış durumu	42
4.1	Veri toplama sistemi	44
4.2	İşaret örneklendikten sonraki durum	47
4.3	Uyarı kuvveti ve spectrumu	50
4.4	Hatasız ve hatalı durumlar için elde edilen frekans cevap fonksiyonları (FRF)	51

RESİMLER DİZİNİ

		Sayfa No
4.1	Kuvvet çekici	45
4.2	Şok ivmemetresi	46
4.3	Dinamik sinyal güçlendirme kartı	47
4.4	DAQBOARD 2000	48
4.5	Deney düzeneği	49

ÇİZELGELER DİZİNİ

		<u>Sayfa No</u>
3.1	Hatasız serbest çubuğun boyuna titreşimindeki ilk 6 doğal frekansı	39
3.2	Doğal frekansların (Hz) serbestlik derecesine göre değişimi	40
3.3	Hatalı elemanın rijitliğinin hata derinliğine göre değişimi	42
3.4	Hata şiddetinin çubuk elemanın doğal frekanslarında meydana getirdiği değişim	43
4.1	Hata şiddetinin analitik ve deneysel olarak elde edilen 1. doğal frekanslarda meydana getirdiği değişim	51

1.GİRİŞ

Herhangi bir sistemi gözleme ve hatayı en erken aşamada tespit edebilme, özellikle makine, inşaat ve uzay mühendislerinin son yıllarda en çok çalıştıkları ve merak ettikleri konulardan biridir. Bunun neticesinde, matematiksel ve fiziksel prensiplere dayanan birçok arıza tespit metotları geliştirilmiştir.

Bütün dinamik sistemlerin işlevlerini yerine getirebilmesi için dinamik yapılara ihtiyaçları vardır. Sistemler ister çalışma halinde olsunlar ister olmasınlar zamanla eskimekte ve hasara uğramaktadırlar. Yapıların veya aletlerin; örneğin endüstri makineleri (tekstil makineleri, ağır makineler v.s.), araçlar (uçaklar, otomobiller, trenler, gemiler v.s) veya yapılar (bina, köprü, tren rayları v.s.), sabit veya dinamik elemanlarında meydana gelen hasarlar sonu felakete sonuçlanabilecek ayrıca para ve zamanla telafi edilemeyecek zararlara yol açabilirler.

Sistemlerde meydana gelen arızaların tespitinde çok çeşitli metotların kullanılmasına rağmen, titreşim esaslı teknikler sistemlerdeki arızaların tespit edilmesinde önemli bir yer tutmaktadır. Çünkü her arıza fiziksel özelliklerine göre farklı frekanslarda kendini göstermektedir. Sistemlerde meydana gelen titreşimler genellikle o sistemi oluşturan elemanlar üzerine etki eden dinamik kuvvetlerden kaynaklanmaktadır ve bu titreşimler sistem içerisinde bir parçadan diğerine iletilmektedir. Eğer bu parçaların birinde veya birkaçında herhangi bir arıza oluşursa, sistemin titreşim karakteristikleri, bir başka deyişle imzası, değişmekte ve hatanın varlığı anlaşılabilir.

Bu çalışmayı aydınlatılabilmek için ana başlıkları genelden özele doğru sıralarsak; durum izleme, arıza tespit metotları, titreşim, kestirimci bakım, titreşim ölçümüne dayalı bakım sistemleri, titreşim ölçüm cihazları, çatlak ve sinyal işleme şeklindedir.

1.1. Durum İzleme

İş akışının kesintisiz devam edebilmesi için bakım planlamaları yapılmaktadır. İşletmelerdeki bakım çalışmaları; arıza sonrası bakım, önleyici bakım ve kestirimci bakım olmak üzere üç farklı yöntem kullanılarak yapılmaktadır. Arıza sonrası bakımda, mevcut makine ve ekipmanda bir arıza çıkıncaya kadar bakım yapılmayıp, ancak arıza çıktıktan sonra bakım ve tamir çalışmaları yapılmaktadır. Önleyici bakımda ise bakım çalışmaları planlı olarak belirli aralıklarda yapılarak makine ve ekipmanın ömrünü uzatmak hedeflenmektedir. Önleyici bakım yönteminde belirli aralıklarda işletme duruşlarına gidilerek makine ve ekipman bakıma alınmaktadır. Bu aşamada genellikle yağlama, boyama, temizleme, ayarlama, bazı parçaların değiştirilmesi gibi işlemler yapılmaktadır. Son olarak kestirimci bakımda ise sistem veya sistem elemanlarının çalışmaları durdurulmadan, titreşim, sıcaklık, performans v.s. gibi bazı parametreler sürekli veya belirli aralıklarla izlenmekte ve bu parametrelerin değişimleri kıyaslanarak etkin ve doğru bir şekilde hata tespiti yapılmaktadır. Böylece yavaş yavaş gelişen arızalar başlangıç aşamasında tespit edilerek plansız duruşlar asgariye indirilebilmektedir. Bu çalışmanın temel konusu olan titreşim analizi kestirimci bakımın temeli olup bölüm 1.3 ve 1.4'te ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

Özellikle değişik yüklemelere maruz kalan dinamik yapılarda yorulmadan dolayı meydana gelen çatlaklar oluşmaktadır. Bu çatlaklar sistemin işlevini yerine getirmesini engellemektedir. Kiriş şeklinde modellenebilen başlıca yapıları; miller, kranklar ve akslar oluşturmaktadır.

1.2. Arıza Tespit Metotları

- **Penetran sıvı metodu:** Bu yöntem parçadaki yüzey hatalarının araştırılması amacıyla manyetik olmayan ve bu nedenle de manyetik tozla muayene edilmesi mümkün olmayan malzemelerin muayenesinde kullanılır. Bu yöntemde Penetran sıvı parça üzerine püskürtülür ve Penetran sıvı yüzey üzerinde 1 mikron'a kadar aralığa sahip çatlak ve hataların içine kapiler etkiyle girer. Sıvının kendisi genellikle parlak

renklidir ve floresan parçacıklar içerir. Böylece mor ötesi ışığın altında malzeme yüzeyindeki süreksizlikler kolayca görülür.

- **Manyetik alan metodu:** Bu yöntem sadece ferromanyetik malzemelere uygulanır. Muayene yüzeyine bir manyetik akı uygulanması durumunda yüzeyde bulunan süreksizlikler üzerinde, yüzeyde konumlanma durumuna bağlı olarak, kaçak akı oluşur. Bu arada muayene yüzeyine ferromanyetik tozlar serpilirse bu tozlar kaçak akıların tarafına çekilerek süreksizlikler üzerine toplanır böylece süreksizliklerin yeri tespit edilir.
- **Eddy-Current metodu:** Bir sarımdan değişken akım (AC) geçirildiğinde bu sarım etrafında bir manyetik alan meydana gelir. Bu sarım iletken bir malzeme yüzeyine yaklaştırıldığında, sarımın değişken manyetik alanı malzeme yüzeyinde indüksiyon akımları oluşturur. Bu akımlar kapalı bir devre halinde akarlar ve girdap akımları olarak adlandırılırlar. Girdap akımları da kendi manyetik alanlarını oluştururlar. Oluşan bu ikinci manyetik alan ölçülerek yüzey hataları bulunabilir.
- **Radyografi metodu:** Test parçası bir kaynaktan çıkan ışın demeti (X veya gama ışınları) ile ışınlanır. Radyasyon, malzeme içinden geçtikten sonra parçanın arka yüzeyine yerleştirilmiş olan filme ulaşır. Film üzerindeki kararmalar süreksizliklerin belirtisidir. Bu yöntem insan sağlığı için tehlikelidir.
- **Ultrasonik yöntem:** Malzeme içine gönderilen yüksek frekanslı ses dalgaları ses yolu üzerinde bir engele çarparsa yansır. Alıcı proba ulaşan yansıyan sinyal ultrasonik muayene cihazının ekranında bir yankı belirtisi oluşturur. Ekran üzerinde gözlenen yankıların konumları ve genlikleri süreksizliğin bulunduğu yer ve boyutları hakkında bilgi verir.
- **Termal alan metodu:** Termal kamera yardımıyla malzeme üzerindeki termal dağılım belirlenir. Fakat bu yöntem yüksek ısı transfer katsayısına sahip olan malzemeler için etkisiz olabilir.

1.3. Titreşim

Denge konumu etrafında salınım yapan cismin hareketine titreşim denir. Diğer bir ifade ile sistemin dinamik kuvvetlere verdiği cevaptır.

Titreşimin Olası Nedenleri: Makine titreşimlerinin temelinde aşınmadan, arızadan kötü montaja kadar birçok neden yatabilir. Bunun yanı sıra türbin kanatçıklarının bir aralığı ya da bir açıklığı geçerken gösterdikleri tepki gibi tabii olarak var olan ve önlenemeyen titreşim kaynakları da söz konusudur. Makinenin çalışma hızı ve etkiyen kuvvetlerden birinin frekansı makinenin doğal frekanslarından biriyle çakışırsa ortaya önemli titreşim sorunları çıkar. Bu durum rezonans olarak bilinir ve zorlayıcı kuvvetlerin etkisini artırır. Bir makinenin titreşim sinyallerinin analizinde ilk adım aşağıda sıralanmış olan nedenlerden birine dayanan zorlayıcı kuvvetleri araştırmaktır. Dengesizlik kendini makinenin çalışma hızına eşit sinüzoidal titreşimlerle gösterir. Nedeni makinenin bir elemanının kütle merkezinin titreşim merkeziyle çakışmamasıdır. Dengesizlik tek bir düzlemde olabileceği gibi (statik dengesizlik), iki veya daha fazla düzlemde de olabilir (dinamik dengesizlik). Dönen bir sistemin dengelenmesi özel bir titreşim analizi gerektirir. Dengesizlik dışında yine makinenin çalışma hızına eşit hızda başka tip titreşimler de vardır ve genellikle birbiriyle karıştırılır. Dengesizlik nedenine dayanan titreşimler tüm radyal doğrultularda aynı titreşim genliğine sahiptir ve genlik hızla artar ve tek bir titreşim frekansı söz konusudur, yani harmonikler (yüksek frekans titreşimleri) bulunmaz. Birbirine bağlanan makinelerin mil eksenleri arasındaki kaçıklıktan doğan titreşimlerin frekansı makinenin çalışma hızının iki katıdır ve büyük bir eksenel bileşke içerir. Eğik miller ve iyi oturmamış yataklar da benzer titreşimler oluştururlar. Eksantrik bir makarada kullanılan kayış tahrik mekanizmasında olduğu gibi düzgün olmayan yükleme ve makinenin çalışma hızına eşit hızda titreşimler yaratır. Belirleyici özelliği titreşimin yükle ve doğrultuyla değişmesidir. Mekanik aksamdaki gevşeklik yine makinenin çalışma hızına eşit hızda fakat bu kez yüksek dereceli harmoniklere sahip titreşimlere neden olur. Bu durum makinenin çeşitli yerlerinden hız değerleri alınarak saptanabilir. Küçük makinelerdeki arızaların en başta gelen nedenleri rulman yataklarıdır, iç ya da dış bilezik veya yuvarlanma elemanlarından birindeki bir hata yüksek frekanslı ve alçak enerjili titreşimlere sebep olur. Bu özelliğinden dolayı

rulmanlardaki arızalar ancak gelişmiş ve yüksek duyarlıklı ölçüm aletleriyle bulunabilir, iç ve dış bilezik çapı ve yuvarlanma elemanlarının boyutları verildiğinde rulmandaki arızadan dolayı oluşan titreşimin frekansını tam olarak verebilecek bağıntılar vardır, fakat yine de bu yöntemi dişli kutusu gibi birçok rulman içeren bir makineye uygulamak beceri ve sabır gerektirir. Dişlerin birbirine çarparken çıkardıkları titreşimler de yüksek frekanslı, alçak enerjilidir, kolayca tanınırlar fakat açıklanmaları zordur. Tahmin edileceği gibi frekans, dişlinin açılma hızı ile diş sayısının çarpımına eşittir. Bu titreşim tipi, iyi ya da kötü durumda olsun vardır ve genlik yüke bağlı olarak değişir. Buna karşın dişlideki hatalar, örneğin eksantriklik, dişin karşı diş dibine vurması ve kırık diş gibi, dişli devir sayısına eşit frekansta titreşimlere neden olurlar. Kaymalı yataklarda yağ filmi tarafından taşınan rotorun dengesizliği yağ filmi içinde türbülansa neden olur. Bu dengesizlik makinenin çalışma hızından bağımsız olan titreşim hareketine devamlı enerji çekerek giderek artmasına yol açar. Yağ viskozitesindeki, basınçtaki, yükteki değişimler yağ filminin taşıma yeteneğini azaltabilir. Ender durumlarda yağ filmi artık mili taşıyamaz ve yatak sarar. Türbin veya fan kanatçık geçiş frekansları kolayca hesaplanabilir. Tek bir frekans ya da geçiş frekansı yakınında birçok harmonik ile kendini belli eder. Genlik yüke bağlı olarak değişir, dolayısıyla referans değerleri değişik yüklerde alınmalıdır. Çatlamış ya da kayıp bir kanatçık temel frekansı değiştirmeden harmoniklerin sayısını artırır. Elektrik motorlarında karşılaşılan titreşimlerin nedeni mekanik ya da elektriksel olabilir. Problemin nedeni yüksek duyarlıklı bir ölçme aleti ile anlaşılabilir. Tipik bir hata, makinenin doğal frekansı ile çalışma hızı birbirine çok yakın olduğunda ortaya çıkan rezonans halini dengelemeye çalışmaktır, çünkü bu çözüm sadece geçici bir rahatlama getirir. Bir süre sonra herhangi bir nedenden ötürü yine dengesizlik ortaya çıkar ve titreşim eski düzeyine geri döner. Doğru çözüm bu durumda makinenin titreşim karakteristiğinin değiştirilmesidir. Bu ise aşağıdaki üç yoldan biriyle yapılabilir:

1. Makinenin rijitliği artırılarak doğal frekansı yükseltilir.
2. Doğal frekansı yükseltmek için kütle eklenir.
3. Makineye sönümleyici elemanlar eklenerek titreşim düzeyi azaltılır.

Eğer zorlayıcı frekans doğal frekanstan küçükse sönümleme yapılır, aksi halde kütle artırılır. Önleyici bakım programı araç olarak iş emirlerini, planları, bakım formlarını

ve arşiv kayıtlarını kullanır. Buna karşılık gerekli bilgilerin toplanması söz konusu olan erken uyancı bakım programında ise hassas ölçüm, kayıt ve analiz cihazları yardım eder.

1.4. Kestirimci Bakım

Kestirimci bakım, makine ve ekipmanlardaki arızaların sorun yaratacak hale gelmeden önce, tespiti, analiz ve düzeltilmesi amacıyla seçilen parametreleri, ölçülmesi ve önceden belirlenen sınır değerlerle grafik trendler kullanarak mukayese edilmesidir. Kullanılan yaklaşım, makine ve ekipmanları güncel ve geçmişteki durumlarının izlenmesiyle gelecekteki durumlarının kestirilmesidir.

Bilgisayar ve elektronik teknolojisindeki hızlı değişimler, bakım teknolojisine de yansımıştır. 1970' li yıllara kadar çoğunlukla kullanılan plansız bakım ve koruyucu bakım yöntemleri, yerini elektronik ve bilgisayar sistemlerini kullanan kestirimci bakım yöntemine bırakmıştır. Kestirimci bakım yönteminde, çeşitli elektronik ölçüm cihazları kullanılmaktadır. Kestirimci bakımın kullanıldığı ilk yıllarda oldukça pahalı ve büyük boyutlarda olan bu cihazlar, zamanla elektronik endüstrisindeki gelişmeler sonucunda ucuz ve küçük boyutlara inmiştir. Bu özellikleri sayesinde, bu cihazların kullanımı gün geçtikçe yaygınlaşmıştır. İşletmelerde kestirimci bakımın kullanılması, başlangıçta büyük bir yatırım gerektirmektedir. Çünkü işletmedeki makineler üzerinde, çok sayıda ölçüm cihazları kullanılmaktadır. Fakat işletmede kestirimci bakım yönteminin uygulanması, belli bir süre sonra genel bakım giderlerini azaltmaktadır. Böylelikle bir süre sonra, ilk yatırım maliyetleri de telafi edilmiş olur, İşletmelerde, kestirimci bakım yönteminin kullanılması ile aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkar;

- Bakım süreleri ve dolayısıyla makinelerin duruş süreleri büyük ölçüde azalır.
- Zamanla oluşan küçük bir arızanın büyüyerek makineye zarar vermesine engel olunmakta ve bunun sonucunda makinenin ömrü uzatılmaktadır.
- Makinelerde oluşabilecek önemli arızalar, en alt seviyeye inmektedir.
- İyi durumda çalışan makineler, gereksiz yere durdurulmamış ve bunun neticesinde harcanan zaman ve maliyet de en alt seviyeye indirilmiştir.

- Sürekli üretim yapan tesislerde bu yöntemin kullanılması sonucu bakım nedeniyle oluşan üretim kaybı oldukça azalmıştır.

İleri teknoloji kestirimci bakım uygulamaları;

Kestirimci bakımın temelini ölçüm oluşturmaktadır. Ölçüm teknolojisi mutlak ve tekrarlanabilir parametrelere bağlıdır. Kestirimci bakım uygulamalarında en çok kullanılan parametreler, ısı, ses, yağlayıcıdaki aşınma partikülleri ve titreşimdir. Bu gibi parametreler, çeşitli yöntemler ile analiz edilerek muhtemel arızalar tespit edilir ve arıza oluşmadan bakım ve onarım işlemi yerine getirilir. Kestirimci bakım uygulamalarında değişik parametreleri ölçmek için çeşitli ölçüm cihazları kullanılır. Bu cihazların çoğuna mini bilgisayarlar entegre edilmiştir. Böylelikle çeşitli analiz ve değerlendirmeler yapılabilmektedir. Son yıllarda kullanım alanı genişleyen kestirimci bakım uygulamalarını, kendi aralarında üç gruba ayırmak mümkündür:

1.Termografi

2.Yağlayıcı analizleri

3. Titreşim analizi

- **Termografi:** Termografi, kızıl ötesi ısı ölçüm yöntemi olarak tanımlanabilmektedir. Çeşitli sistemlerdeki sıcak bölgelerin izlenmesi için kullanılan bir yöntemdir. Termografi, sıcak bölgelerin fazla olduğu enerji santralleri, fırınlar ve boyler gibi çeşitli ısıtma sistemlerinde tercihen kullanılır. Sıcaklıklardaki değişimler, ölçüm cihazları ile tespit edilir. Bu değişimlerin eğilim analizleri yapılır. Sistemin çalışmasını engelleyecek ve hasar verecek bir sıcaklık sınır seviyesi önceden tespit edilmektedir. Sıcaklık verilerin bu sınır seviyeye yaklaşması tespit edildiğinde, bir bakım programı hazırlanarak planlanan bir zaman zarfında sisteme müdahale edilir.

- **Yağlayıcı Analizleri:** Hareketli makina parçalarında yağlamanın önemi büyüktür. Temas yüzeyleri arasındaki yağlayıcının analizi, kestirimci bakımda oldukça önemlidir. Yağlayıcı analizleri, kendi aralarında üç gruba ayrılmaktadır:Elementer Analiz, Durum Analizi, Kirliliklerin İzlenmesi ve Ferrografi.

- **Titreşim Analizi:** Titreşim analizi, endüstride çok yaygın olarak kullanılan bir kestirimci bakım uygulamasıdır. Titreşim, hareketli sistemlerin çalışmaları esnasında sistemi oluşturan parçalardaki düzensiz hareketler neticesinde ortaya çıkan bir olgudur. Eksenel kaçıklık, yatak ve dişli hataları, dönen parçalardaki balanssızlık, eğik miller, kavrama ve yataklardaki ayarsızlıklar, hatalı (eksantrik) montajı yapılmış dönen parçalar, zamanla hassasiyetini kaybetmiş yataklar, hidrolik ve aerodinamik kuvvetler belli başlı titreşim doğuran etkenler olarak sıralanabilir. Titreşim, bir makinedeki mekanik arızanın varlığını önemli derecede ifade edebilme özelliğine sahiptir. Kestirimci bakım uygulaması; tespit, analiz, bakım olmak üzere üç ana safhadan oluşmaktadır:

Öncelikle, işletmenin genel yapısı analiz edilir. Daha sonra kestirimci bakımın uygulanacağı makineler ve makineler üzerindeki belli noktalarda hangi ölçümlerin yapılacağı belirlenir. Ölçüm cihazlarınca elde edilen verilerdeki sınır (limit) değerler tespit edilir. Sistem olağan çalışması esnasında sürekli alınan veriler ile sınır değerlerin karşılaştırılması yapılarak tehlikeli bir durum olup olmadığı kontrol edilir. Elde edilen veriler, kaydedilerek eğilimleri (trendi) analiz edilir. Eğilimlerde bir ani değişim tespiti veya sınır değerlerin aşılması durumu ile karşılaşıldığında, bakım ve onarımın gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Yapılacak bir bakım programı ile işletmece uygun bir zaman sürecinde gerekli bakım ve onarımlar yapılır. Etkili bir kestirimci bakım uygulaması için temel prensipler aşağıdaki gibi olmalıdır;

- İşletmede kestirimci bakım dahilinde takip edilecek makineler listelenir ve kritiklik derecesi verilir.
- Her makine için ölçüm türü, ölçüm noktası ve ölçüm yönü belirlenir. Ölçüm noktalarına makine üzerinde işaret konur.
- Her ölçüm için geçerli frekans aralığı, alarm ve arıza limitleri belirlenir.
- Her makinenin basit bir çizimi yapılır ve makine özellikleri belirlenir, varsa o güne kadar makinenin çıkardığı arızalar gözden geçirilir, gerekli notlar alınır.
- Her makinenin temel ölçüm (referans) değerleri alınır.
- Ölçüm periyodu belirlenir.

- Makine isimlendirilip kodlanır. Ölçüm turları düzenlenir

1.5. Titreşim Ölçümüne Dayalı Bakım Sistemleri

Periyodik Titreşim Kontrolü, Sürekli Titreşim Kontrolü, Titreşim Eğiliminin Değerlendirilmesi (Trending), Diyagnostik Kontrol ve Modal Analiz olmak üzere beş grup altında incelenebilir.

- **Periyodik Titreşim Kontrolü:** Fabrika ve güç santrallerinde yer alan makinelerde rutin olarak belirli aralıklarla yapılan titreşim ölçümlerini kapsar. Esas amaç titreşim seviyelerindeki artışları tespit ederek, ihmal edilmesi durumunda aşırı aşınmaya ve sonuçta sistemin durmasına yol açabilecek problemleri başlangıç aşamasında belirlemektir. Titreşim kontrolünde esas parametre titreşim düzeyindeki değişim olduğu için kullanılan aletler görece basit yapıdadır. Önemli olan ölçümlerin düzenli ve doğru olarak kaydedilmesi ve değişimler söz konusu olduğunda uzman personelin dikkatine sunulmasıdır. Bu bilgiler bakım mühendisi tarafından makinenin çalışma durumunu gösteren diğer bilgilerle, örneğin yatak sıcaklığı gibi, birlikte değerlendirilmeli ve önlem alınmalıdır. Günümüzde titreşim ölçüm cihazları üreten bütün firmalar periyodik bakımı kolaylaştıran ve doğru ölçüm yapılmasını sağlayan portatif aletler geliştirmişlerdir. Bu gibi cihazlarla titreşim ölçümleri sayısal olarak yapılabilmekte ve bilgiler aletin belleğinde saklanabilmektedir. Daha sonra bilgisayara ve kağıda aktarılan bilgiler önceden yapılmış olan ölçümlerle anında kıyaslanarak bakım mühendisine aktarılmaktadır.

- **Sürekli Titreşim Kontrolü:** Kritik konumda bulunan pahalı makineler (türbin-jeneratör) sürekli titreşim kontrolü altında bulundurulmalıdır. Bu amaçla portatif titreşim ölçüm aletlerine göre daha pahalı, sürekli ölçüm yapan ve titreşim düzeyi belli bir değeri aşınca alarm yoluyla operatörü uyaran veya sistemi durduran ölçüm cihazları kullanılır. Bu cihazlar; makinelerin yatakları üzerine dıştan monte edilen ve sürekli orada kalan transdüserlerden, kontrol odasına yerleştirilen gösterge panellerinden oluşur. Periyodik kontrol ne kadar dikkatle yapılırsa yapılsın sürekli kontrolün yerini alamaz, çünkü bazı durumlarda (örneğin yabancı bir maddenin türbin içine kaçması gibi) makinenin aniden durdurulması istenir. Bu koşullarda titreşimlerin periyodik

olarak bir sonraki ölçümünü beklemek çok geç olabilir. Buna karşılık sürekli kontrol cihazları sadece önceden belirlenmiş noktalarda ölçüm yapabilirler. Periyodik ölçüm sisteminin esnekliği burada söz konusu değildir. Ama makineler için hem sürekli, hem de periyodik titreşim kontrolü birlikte uygulanmalıdır.

- **Titreşim Eğiliminin Değerlendirilmesi (Trending):** Bu yöntem sürekli titreşim kontrolünün bilgisayar bağlantılı olarak değerlendirilmesi olarak düşünülmelidir, fakat herhangi bir periyodik bakım programının da bütünleyici bir kısmı olabilir. Amaç titreşim düzeyinin değişim hızından makinenin ne kadar süre daha bakım görmeden çalışabileceğinin kestirilmesi olarak özetlenebilir. Belirli oranda risk taşıyan bir yöntemdir; bazı durumlarda örneğin bir yatağın tahrip olmasına az süre kala, titreşimlerin artışı da hızlanabilir. Bu nedenle bilgisayardan elde edilen regresyon eğrisine çok fazla itibar edilmemelidir. Diğer taraftan deneyimli bir titreşim mühendisi eğilimi değerlendirerek makinenin ne zaman durdurulup bakıma gireceğini söyleyebilir.

- **Diyagnostik Kontrol:** Bir makinede aşırı titreşimlere yol açan nedenleri bulmak için titreşim sinyalinin analizi işlemine "diyagnostik kontrol" denir. Bu türden bir analiz, rutin titreşim kontrolünde yapılan ölçümlerden daha kapsamlı titreşim ölçümlerini gerektirir. Genellikle ivme transdüserleri ile alınan titreşim sinyalleri bir magnetik teybe kaydedilir. Daha sonra bu kayıt bir laboratuarda detaylı elektronik işlem ve analize tabu tutulur. Bu yaklaşımlarla makinenin durumu ile ilgili, dengesizlikten eksen kaçıklığına, rulmanlı yataklardaki arızalara kadar geniş bilgi edinmek olasıdır. Titreşim sinyalinin bu şekilde yapılan analizi gelişmiş cihazların kullanımını ve uzman personeli gerekli kılar.

- **Modal Analiz:** Modal analiz makine yapısının doğal ve rezonans frekanslarını belirlemek için kullanılan bir tekniktir. Esas itibarıyla bir tasarım fonksiyonu olan modal analiz tekniği bir makinenin belirli bir frekansta neden aşırı titreşim yaptığını anlamak için kullanılır. Çoğu kez bu titreşimlerin nedeni tahrik frekansının doğal frekanslardan biriyle çakışmasıdır. Böyle bir olayla karşılaşınca çözüm olarak titreşim nedenini ortadan kaldırmak yerine rezonansı yaratan doğal titreşim frekansını değiştirme yoluna gidilir. Modal analiz tekniği kullanılarak ne gibi yapısal değişikliklerin, doğal frekansları nasıl değiştireceği anlaşılır.

1.6. Titreşim Ölçüm Cihazları

Titreşime ait çeşitli parametreleri kullanan titreşim ölçüm cihazları, üç gruba ayrılmaktadır:

a) Spektrum Analizörleri: Bu cihazda, titreşimin genliği, sistemin belli noktalarına yerleştirilen probalar vasıtasıyla voltaj olarak ölçülmektedir. Daha sonra cihaz içinde çeşitli işlemlere tabi tutularak elde edilen veriler, grafik haline dönüştürülmektedir. Cihazın ekranında veya yazıcı ile kağıt üzerine aktarılmış bu grafikler incelenerek olası arızaların tespiti yapılır. Spektrum analizörleri, kullanım açısından portatif ve masa üstü olarak iki tipte bulunmaktadır. Portatif cihazlar 1-2 kg ağırlıkta olup bir çantanın içinde muhafaza edilmekte ve işletme içinde istenilen yere taşınarak ölçüm yapabilmeye özelliğine sahiptir. Portatif cihazların hafızaları 4 MB a kadar çıkabilmektedir. Bu hafıza, ölçüm değerlerinin saklanması için yeterli olmaktadır. Cihazların ekranı üstünde titreşim eğrileri ve spektrumları (dağılımları) görülebilmekte, bir yazıcı ile de bu eğriler kağıda aktarılabilir. Masa üstü cihazlar ise çoğunlukla araştırma laboratuvarlarında kullanılır. Bu cihazların kapasite ve kabiliyetleri iyi olmasına rağmen işletme içinde kullanımı sınırlıdır.

b) RMS Cihazları: RMS cihazları, 10....10000 Hz arasındaki titreşim değerlerini ölçerek RMS seviyelerini hesaplayan bir cihazdır. RMS, bir frekans bandındaki titreşimlerin yarattığı ortalama enerji seviyesini ifade eden bir değerdir. Bu cihazlar çoğunlukla kalem veya hesap makinesi şeklinde olup, küçük bir eksen üzerinde mm/sn ve mm/sn² cinsinden titreşim parametrelerini ifade etmektedir. Bu cihazlar ile problemin varlığı tespit edilebilmekte lakin problemin kaynağı tespit edilememektedir.

c) Rulman Dedektörleri: Bu cihazlar bir tür RMS cihazıdır. Rulman dedektörleri 30000-250000 Hz gibi yüksek frekanslarda çalışabilmektedir. Yüksek hızlarda, rulmanlardaki arızalar daha net olarak tespit edilebilmektedir. Bu cihazlar, titreşim kaynağını ayırt etme özelliğine sahip değildir. Kullanım alanı sınırlıdır. Ölçülen titreşim parametrelerinin incelenebilmesi için öncelikle kayıt edilmeleri gerekmektedir. Cihaz hafızasına kaydedilen bilgiler daha sonra bilgisayarın hafızasına aktarılmaktadır. Hafızadaki bilgiler belli paket programlar kullanılarak çeşitli grafiklere dönüştürülmektedir (İnt. Kyn.6).

1.7. Çatlak

Sistemlerde bulunan arıza çeşididir. Bir sistemde mevcut olan çatlak erken teşhis edilmezse arızalara ve hatta sonu felaketle sonuçlanabilecek kazalara sebep olabilmektedir. Çatlağın varlığı sistemin titreşim karakteristiklerinin (doğal frekans, titreşim biçimi v.s.) değişmesine sebep olmaktadır. Bu bilginin ışığı altında günümüzde çatlak tespiti titreşim esaslı metotlar kullanılarak daha kolay yapılmaktadır. Çatlağın oluştuğu durumlar aşağıda şekilde sınıflandırılabilir.

- **Yorulmadan dolayı oluşan çatlaklar:** Malzemenin tekrarlı gerilmeler veya birim şekil değiştirmeler sonucu kırılmasına yorulma adı verilir. Kırılma olayının gerçekleşmesi için: çatlağın çekirdeklenmesi, deformasyon bandında ilerlemesi ve maksimum çekme gerilmesinin etki ettiği düzlemde ilerlemesi gerekir.
- **Pitting:** Çukurcuk korozyonu olarak da bilinir. Nemle temas eden alaşım yüzeyinde, nemle temas eden anodik ve katodik kısımların varlığıyla oluşur. Metal alaşımı, elektronların taşınması için metal yolu meydana getirir. Pitting alüminyum ve magnezyum alaşımlarında sık rastlanan bir korozyon türüdür. İlk belirtisi yüzeyde toplanan ve kabaran beyaz ve gri tozumsu yığıntılardır. Bu yığıntılar temizlendikten sonra küçük oyuklar ve boşluklar görülebilir. Oyuklar başlangıçta küçük olmasına rağmen zamanla büyür. Pitting korozyonunun oyukçukları parça kalınlığı uygun ise kazınarak temizlenebilir.
- **Sünme:** Bir metale gerilme uygulandığında yüklemeye birlikte oluşan ani deformasyondan sonra, metalin zamana bağlı olarak deformasyona devam etmesi ve sonuçta hasara uğramasıdır. Bu olay mutlak sıfır sıcaklığının üstündeki tüm sıcaklıklarda oluşabilir. Sünmenin ve sünme kırılmasının teknikteki önemi: buhar santralleri, gaz türbinleri, nükleer reaktörler ve kimya endüstrisinde yüksek sıcaklıkta kullanılan çeşitli sistemlerin kullanılmasıyla artmıştır.
- **Korozyondan dolayı oluşan hasarlar:** Çevrenin kimyasal ve elektrokimyasal etkilerinden dolayı oluşan hasara korozyon denir. Başlıca korozyon çeşitleri;

- ✓ **Gerilmeli korozyon çatlaması:** Taneler arası korozyonun özel bir şeklidir. Bir malzemenin korozyonla birlikte, dış yüklerin oluşturduğu statik çekme gerilmelerinin veya kalan çekme gerilmelerinin etkisi altında hasara uğramasıdır. Gerilmeli korozyon çatlaması malzemede çatlaklar oluşturarak dayanımı azaltır.
- ✓ **Yüzeysel korozyon:** En yaygın korozyon türüdür. Yüzeysel korozyon, metal yüzeyi üzerinde birbirine yakın çok sayıda mikro-anot ve mikro-katotlar arasındaki elektrokimyasal etkiyle oluşur.
- ✓ **Galvanik korozyon:** Farklı metallerin ısı ve nem ortamında birbirlerine teması şeklinde meydana gelir. Galvanik korozyona meydan vermemek ve iki farklı metal arasındaki elektron transferini önlemek için ipek bant, amyant, sealink (macun) gibi yalıtım malzemelerini kullanmak gerekir.
- ✓ **Çatlak korozyonu:** Metal yüzeyindeki çatlaklarda, iki metalin birleşme yeri olan dar bir aralıkta ve kabuk altında oluşabilir. İki yapı parçası arasındaki uyuşma çatlağında, geçme deliğiyle civata arasındaki boşlukta veya nokta kaynağı bulunan saçlarda oluşabilir.
- ✓ **Deniz korozyonu:** Rutubetin, sıcaklığın, biyolojik organizmaların v.s. sebep olduğu, boru hatlarında, gemilerde, ısı değiştiricilerinde v.s. görülen korozyon türüdür.
- ✓ **Sünek ve gevrek kırılma:** Kırılma öncesi malzemede plastik deformasyon meydana geliyorsa bu tip kırılmaya sünek kırılma denir. Sünek kırılmayı meydana getirebilmek için uygulanan gerilmenin malzemede plastik deformasyon sağlayacak şekilde olması gerekir. Çok az veya hiçbir plastik deformasyon bırakmadan malzemenin kırılmasına gevrek kırılma denir.
- ✓ **Aşınmayla oluşan hasarlar:** Adhesiy, abrasif ve erozyon aşınması olmak üzere üç çeşittir.

1.8. Sinyal İşleme

Bu aşamada sinyaller bir sayı dizisi ile temsil edilir ve taşıdıkları bilgiler çeşitli metotlarla ortaya çıkarılır. Bu metotlar zaman, frekans, sabit ve değişken çözünürlüklü birleşik zaman-frekans (Vigner-Wille, wavelets gibi) teknikleridir. Genellikle araştırmacılar bu yöntemleri dişli ve rulmanlar gibi makine parçalarına uygulamaktadırlar. Digital signal processing (DSP), ya da Türkçe adıyla sayısal işaret işleme, sayısal sinyaller ve bu sinyallerin işleme metodlarını inceler. Amacı genellikle analog sinyalleri ölçmek ya da filtrelemek olan DSP, bu işlemi yapabilmek için öncelikle bir analog-sayısal dönüştürücü kullanır ve sinyalleri işleyebileceği bir hale getirir. Yapılmak istenen işlemler yapıldıktan sonra da sayısal-analog dönüştürücü kullanılarak tekrar analog sinyal edilir. Bu işlemler bazen digital signal processor ya da türkçe adıyla sayısal işaret işleyici denilen özel tip işlemcileri kullanan bilgisayarlar tarafından gerçekleştirilir.

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Titreşim Analizi

Hareketli parçalar içeren bütün makineler titreşirler. Makinenin belirli bir parçasının titreşimlerinin doğası ve genliği makinenin çalışması hakkında çok değerli bilgiler verebilir. Titreşimler makine içerisinde oluşan zorlama kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Bu kuvvetler makinenin dizaynından veya bazı makine parçalarında oluşan hataların yayılmasından kaynaklanabilir. Hiçbir makine gövdesi mükemmel olarak rijit olmadığından, makine parçaları bu zorlama kuvvetleri tesirinde esneyecek ve belirli bir biçimde hareket edeceklerdir.

Makine gürültüsü bazı titreşen veya çarpışan parçaların sıkışan dalgaları meydana getirmesi ve bu dalgaların katı, sıvı veya gaz ortamlar içerisinde yayılmasıyla meydana gelmektedir. Bu sıkışma dalgaları insan kulağı tarafından işitildiğinde ses veya gürültü olarak adlandırılan olayı meydana getirir ve bunlar genellikle mikrofon gibi akustik aparatlarla tespit edilebilir. Dolayısıyla makinelerde titreşim ve gürültü genellikle aynı kaynaktan doğmaktadır ve her ikisi de makinenin durumu hakkında değerli bilgiler içermektedir. Bununla beraber durum izleme çalışmaları için genellikle titreşim ölçümleri gürültü ölçümlerine göre daha güvenilir ve daha kolay olduğu konusunda herkes hemfikirdir.

2.1.1. Makine Titreşimlerinin İçerdiği Bilgiler

Bir makineyi oluşturan parçaların bazıları sabittir ve bazıları da periyodik olarak hareket eder ve periyodik kuvvetleri doğurur. Bu kışkırtma kuvvetleri parçanın temasta bulunduğu diğer parçaya iletilir ve sonuçta hareketi veya titreşimi meydana getirir. Tek bir parçanın meydana getirdiği kışkırtma kuvvetleri diğer yapısal ve hareketli parçalara iletilir ve bu kuvvetler makinenin titreşimin kaynağı durumundaki parçadan daha uzaktaki parçalarda değişen miktarlarda hissedilir. Titreşime sebep olan kışkırtma kuvvetlerinin başlıca sebepleri;

- Sarsma kuvveti ve momenti (dengesizlik)
- Sürtünmeler
- Çarpmalar
- Aerodinamik kuvvetler
- Akustik kuvvetler
- Hareket zorlaması

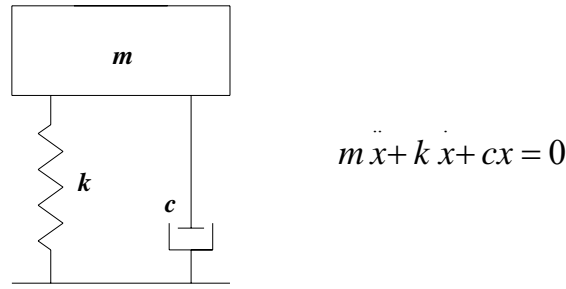
şeklinde sıralanabilir. Bu kaynakların varlığı sitemdeki; hassasiyeti bozar, yataklarda ek zorlamalar meydana getirir, güç kaybına yol açar, gürültü meydana getirir, konforu bozar, malzemede yorulma meydana getirir ve çalışan sistemlerde arızalara neden olur. Bu gibi sebeplerden dolayı titreşim istenmeyen bir olgudur.

Makine titreşimlerinin içerdiği bilginin çeşidini göstermek amacıyla bir makineyi ele alalım ve bu makineyi oluşturan parçalardan bileziklerinin birinde küçük bir oyukçuk hatası olan rulmanı ele alalım. Yuvarlanma elemanı olarak kullanılan bilyanın bu hatalı bölgeden geçişinin her defasında küçük bir impuls kuvveti meydana gelir. Hareketli bileziğin her devrinde tahmin edilebilir sayıdaki yuvarlanma elemanı bu oyukçuğa temas edecektir ve dolayısıyla milin dönme hızının bilinen bazı katlarında impuls kuvvetleri meydana gelecektir. Ölçüm noktasının uygun seçilmesi kaydıyla, ölçülen titreşimler bu bilezik-hata frekansında bir bileşen içerir. Eğer belirli bir zaman sonunda bu bilezik hatası gelişecek ve titreşimin genel seviyesini bu bilezik-hata frekansında arttıran impuls kuvvetlerinin genlikleri de artacaktır. Titreşim seviyesindeki bu artış sırasıyla ölçüm noktasındaki titreşimin genel enerjisini de arttıracaktır.

Benzer olarak, diğer birçok parça hataları da genellikle makinenin çalışma hızının tamsayı katlarında ifade edilebilen bilinen karakteristik titreşim frekansları meydana getirir ve bir parçanın mekanik durumunda meydana gelen kötüleşme parçanın karakteristik frekansında titreşim seviyesini arttırır. Dolayısıyla, titreşimin enerji seviyesinde veya makine titreşimlerinin genel seviyesindeki artış makinenin bir veya birkaç elemanındaki kötüleşmenin bir habercisidir.

Titreşim analizi yapılarak; arızalar henüz başlangıcında yakalanır, bakım giderleri azalır, üretim ve kalite artar, bakım duruşu öncesi, arızaların önemine göre bakım sıralaması yapılabilir, sürpriz arızalar ortadan kalkar, arızaya müdahale ederken, bir

kerede doğru arızayı onarmaya çalışılır ve emekten, zamandan ve paradan tasarruf edilir. Özellikle kritik mekanik parçalarda hasar tespiti için farklı yöntemler uygulanmaktadır. Mekanik parçaya zarar vermeden parça içinde oluşmaya başlayan çatlakları saptamakta kullanılan yöntemlerin önemli bir grubunu titreşim analizi ve ölçümüyle çatlak tespiti oluşturmaktadır. Bu gruptaki yöntemler, çatlak nedeniyle doğal frekansların ya da dinamik esneklik, serbest titreşim biçimleri gibi modal özelliklerin değişmesi esasına dayanmaktadır. Titreşim analizinin temeli sistemin, kütle (m), yay sabiti (k) ve sönüm sabiti (c) şeklinde modellenerek incelenmesine dayanır.



Şekil 2.1. Kütle-yay-damper sistemi

Titreşim şekli çeşitli makine parçalarıyla ilgili frekans spectrumlarını içerdiğinden, frekans bölgesi analizleri durum izleme çalışmalarında çok yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. Frekans bölgesi analizlerinde titreşim cevabının genliği frekansa karşı temsil edilmektedir ve titreşimin frekans içeriğinin bulunmasında Fourier transformu kullanılmaktadır. Bir makinenin titreşim cevabı makineyi oluşturan parçaların, zemin bağlantılarının ve çalışma şartlarının bir fonksiyonudur. Dolayısıyla, herhangi bir makinenin titreşim cevabı o makinenin kendisine özgüdür ve kışkırtma kuvvetinin sabit olması kaydı ile ölçülen titreşim seviyesinde de fazla değişiklikler olmayacaktır. Bu sebepten dolayıdır ki bir makinenin titreşimin spektrumu genellikle o makinenin imzası olarak adlandırılır. Eğer bir makine içersinde bir arıza meydana gelir ve bu arıza zamanla gelişirse, makinenin titreşim seviyesi ve sonuç olarak da titreşim spektrumunun da şekli değişecektir. Makinenin hatasız durumdaki spectrumu ile arızalı durumdaki spectrumunun kıyaslanmasıyla makinedeki arıza tespit edilebilir.

Sistemlerde titreşim ölçümü ve analizinin temelini titreşimin elektriksel sinyale dönüştürülmesi oluşturur. Elde edilen elektriksel işaret titreşim esaslı sinyal izleme teknikleri ile işlenerek sistemin frekans cevabı elde edilir ve bu cevaba göre sistem için yorum yapılır.

2.2. Titreşim Esaslı Sinyal İzleme Teknikleri

Bu bölümde hata tespitinde kullanılan titreşim esaslı zaman ve frekans bölgesi metotları özetlenmektedir. Mekanik yapılarda veya sistemlerde oluşabilecek bütün hata biçimlerini tanımlayabilen veya belirten tek bir durum izleme yöntemi mevcut değildir. Çünkü her arızanın veya hatanın kendine özgü belirtileri vardır ve dolayısıyla kendine has hata tespit metodunun uygulanması gerekir. Sistemlerdeki dinamik değişiklikler (kütle, rijitlik ve sönüm) meydana gelen titreşim karakteristiklerini etkiler. Dolayısıyla günümüzde mühendisler hata tespiti için, hatayı karakterize eden rijitlik değişiminin etkilerini gözlemlemek için titreşim izleme ve analiz çalışmalarına büyük önem vermektedirler.

2.2.1. Zaman Bölgesi Analizi

Zaman bölgesi incelemelerinde titreşimin tepe değeri, enerjisi, etki süresi, istatistiksel özellikleri, millerde dönü yörüngeleri (shaft orbit) ve modülasyonlar gibi özelliklerini tespit edilmesinde titreşimin zamana göre değişimi dikkate alınmaktadır. Bu parametrelerden, istatistiksel özelliklerin kullanımı hata tespit çalışmalarında önemli bir yer tutmaktadır [Yeşilyurt Ph. D. Thesis].

2.2.1.1. Titreşim Sinyalinin İstatistiksel Özellikleri

Her ne kadar durum izleme çalışmalarında yüksek genlikli bir titreşim önemli bir gösterge olmasına rağmen, titreşim seviyesinin zamana göre değişim miktarı daha büyük önem taşımaktadır. Bazı sistemler çalışmaları sırasında normal olarak yüksek seviyeli titreşimler sergileyebilirler. Böyle sistemlerde zamanla gelişen bir hata (a progressive fault) meydana geldiğinde, oluşan titreşim seviyesi zamanla artacaktır fakat titreşim seviyesinde meydana gelen bu artımlar küçük olabilir. Eğer hata belirtisinin gelişim hızı az ise titreşim biçimine bakarak hata belirtilerini net olarak tespit etmek zor olabilir.

Bir sistemin çalışmasını karakterize eden yer değiştirme, ivme, gerilme, basınç, v.s. gibi özellikleri zamana göre tahmin edilebiliyorsa, böyle sistemlere kararlı sistemler denir. Bununla beraber çoğu gerçek sistemlerin davranışlarını zamana göre tahmin temek zordur. Rastgele veya kararsız olarak isimlendirilen bu tür sistemlerin davranışlarını zamana göre kesin olarak tahmin etmek zordur. Fakat bu davranışlar istatistiksel özelliklerin kullanılmasıyla tahmin edilebilir ve bu istatistiksel özellikler hatanın gelişimini belirtmede de etkin bir biçimde kullanılabilir. Titreşim esaslı durum izleme çalışmalarında sıklıkla kullanılan istatistiksel parametreler aşağıda verilmiştir.

Root mean square (*rms*) değeri titreşim sinyalinin güç içeriğini göstermek için kullanılan önemli bir göstergedir ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$rms = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} x^2(t)dt} \quad (2.1)$$

Crest faktörü ve Kurtosis parametreleri titreşim sinyalinin lokal keskinliğini ifade etmek amacıyla kullanılırlar ve aşağıdakiler gibi tanımlanmaktadır.

$$F_c = \frac{P_p}{rms} \quad (2.2)$$

$$Kr = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} [x(t) - \bar{x}]^4 dt}{rms^4} \quad (2.3)$$

Burada P_p sinyalin maksimum ve minimum noktaları arasındaki farkı ifade eden tepeden tepeye değeridir ve \bar{x} ise sinyalin ortalama değerini ifade eder. Sinyalin P_p ve \bar{x} parametrelerinin matematiksel ifadeleri aşağıda verilmektedir.

$$P_p = \max(x) - \min(x) \quad (2.4)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad (2.5)$$

2.2.2. Frekans Bölgesi Analizi

Frekans bölgesi analizlerinde titreşimin genliği frekansa göre ifade edilmektedir ve bu amaç için Fourier dönüşümü kullanılır. Bir sistemin titreşim cevabı bu sistemi oluşturan parçalar, montaj ve çalışma hızı gibi faktörler tarafından belirlenir. Bu sebeplerden dolayı bir makinenin titreşim cevabı tamamen o makineye özgüdür ve çalışma kuvvetleri sabit kalmak şartıyla ölçülen titreşim seviyesi de sabit kalır. Dolayısıyla oluşan titreşim spektrumu genellikle o makinenin imzası olarak isimlendirilir. Eğer sistem bir şekilde arızalanmaya başlarsa titreşim düzeyi ve sonuç olarak frekans spektrumu değişir. Hasarlı durumdaki sistemin frekans spektrumuyla aynı sistemin imzası kıyaslanarak hasarın veya kötüleşmenin varlığı tespit edilebilir.

Frekans bölgesi analizi hata tespiti için önemli bir temel teşkil etmesinin yanında, titreşim sinyalinde olabilecek modülasyonlar ve harmonik içeriğin belirlenmesi gibi önemli sinyal özelliklerinin anlaşılmasında çok önemli bir yer tutar. $x(t)$ zaman sinyalinin Fourier dönüşümü aşağıdaki biçimde ifade edilir:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (2.6)$$

burada f frekans değişkenidir. Bir zaman sinyalinin belirli bir zamanda ve birim frekans için spektral yoğunluğu $|X(f)|^2$ olarak ifade edilir. Frekans bölgesinde ifade edilen sinyalin toplam enerjisi, spektral yoğunluk fonksiyonunun bütün frekanslardaki toplamından ibarettir. Parseval teoremine göre zaman ve frekans bölgelerinde hesaplanan toplam sinyal enerjileri birbirlerine eşittirler. Yani

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{\infty} |X(f)|^2 df \quad (2.7)$$

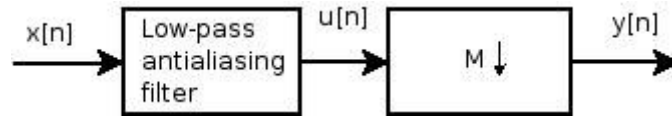
2.3. Sinyal İşleme ve FFT Analizi

Sinyaller sürekli zaman sinyali ve kesikli zaman sinyali olmak üzere iki çeşittir. Sürekli zaman, sinyalleri her zaman yani sürekli olarak bir değere sahip olurken kesikli zaman sinyalinin ise sadece bazı zamanlarda değer aldığı düşünülebilir. Kesikli (discrete) sinyal sonsuz farklı değer alabilirken dijital sinyal sadece bizim belirlediğimiz değerleri alabilmektedir. Şöyle ki bir ayrık sinyalin genlik değeri 2,132136431 olabilirken dijital de böyle bir değer kullanılmak istenmez. Onun yerine daha çok 2,00 ya da 2,25 gibi değerler alır. Daha teknik bir deyişle kesikli sinyalin alabildiği değerler sürekli olabilirken sayısal sinyal hem zamanda hem genlikte süresizdir.

Sürekli zaman sinyalinin kesikli zaman sinyaline dönüştürülmesi işlemine örnekleme denir. Örnekleme, kısaca sürekli zaman sinyalinin bir impuls fonksiyonu dizisiyle çarpılması ve çıkan sinyalin kesikli zamana dönüştürülmesi ile yapılmaktadır. Söz konusu impuls fonksiyonu dizisinin sıklığı örnekleme frekansını verir yani saniye başına geçen impuls sayısı örnekleme frekansıdır. Sürekli zaman sinyaliyle bu sinyalin çarpımı, genlikleri o anki sürekli zaman sinyalinin genliğine eşit olan impuls fonksiyonları dizisini verir. Ama elde edilen bu sinyal kesikli zaman sinyali değildir. Zira sinyalin impuls dışı da değerleri vardır ve bunlar sıfırdır.

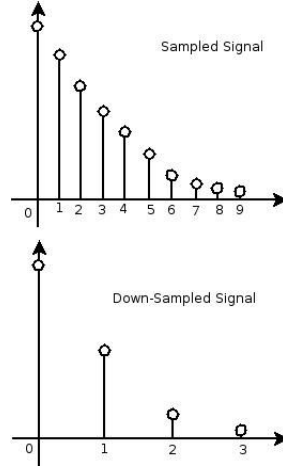
Örnekleme yapılırken dikkat edilmesi gereken önemli bir konu aliasing'dir. Aliasing, örneklenen sürekli zaman sinyalinin yüksek frekans bileşenlerinin, düşük frekans bileşeniymiş gibi görünmesi ve sonuç olarak sinyalin tekrar oluşturulmasında oluşan hatadır. Eğer örnekleme frekansı örneklenen sinyalin en yüksek frekans bileşeninin iki katından fazla değilse bu olay meydana gelmektedir. Aliasing'in engellenmesi için örneklenecek sinyal örnekleme yapılmadan önce anti-aliasing süzgecinden geçirilmelidir. Böylece yüksek frekans bileşenleri elenerek düzgün bir örnekleme ve dolayısıyla düzgün bir yeniden oluşturma yapılmalıdır.

Downsampling ya da decimation işlemi örneklemiş sinyalin bazı örneklerinin atılması yoluyla elimizdeki veriyi küçültmektir. Bu sayede örneklediğimiz sinyal hakkında daha az bilgiye sahip oluruz ancak sinyalimiz küçüleceği için iletimde daha az bir bant genişliği kullanabiliriz. İşlem aşağıdaki diyagramda gösterilmiştir.



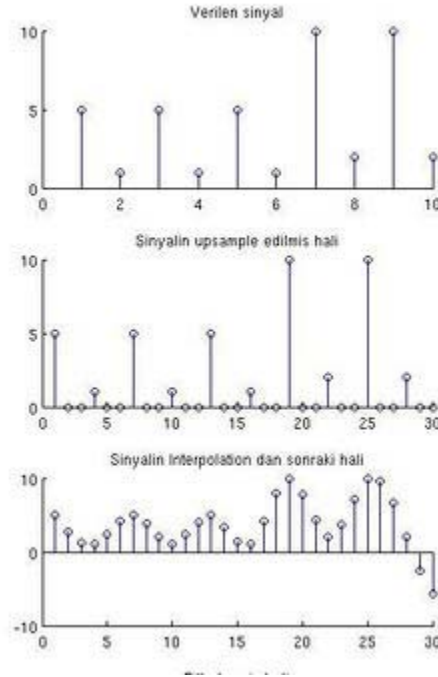
Şekil 2.2. Örnekleme işlemi (İnt.Kyn.1)

Diyagramdaki M harfi decimation dan ve aşağı doğru olan ok da işlemin örnekleme oranını azaltmasını temsil etmektedir. M harfi ise örnekleme azaltma oranını göstermektedir. Decimation işlemi de bu sayıya göre yapılır. İşlem asıl örneklenen sinyalin sıfırdan başlayarak her M inci örneğinin alınması diğerlerinin ise göz ardı edilmesi ile yapılmaktadır. Örneğin M = 3 ise örneklenen sinyalin 1. örneği alınır 2 ve 3. örneği alınmaz 4. örneği alınır 5 ve 6. örneği alınmaz 7. örneği alınır. Şekil 2.3.'te şematik olarak gösterilmiştir. Unutulmaması gereken önemli bir nokta, her örnekleme işleminde aliasing sorunu vardır ve örnekleme yapmadan önce kesinlikle engellenmesi gerekmektedir. Downsampling işlemi Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3. Downsampling işlemi(Int.Kyn.1)

Upsampling;Örnekleme oranının arttırılması anlamına gelen bu işlem interpolation dan gelen L harfi ve yukarı doğru ok ile temsil edilir. Interpolation decimation'ın tersi olarak düşünülebilir. Yapılan işlem örneklenmiş sinyalin örnekleri arasına ek sıfırlar koymak ve bunları örneklenen sinyalin oradaki olası değerine çekmektir. Bu yüzden süzgeç up-sampling işleminden sonra gelir. Bu filtre ideal ise (sinc), örneklenmiş sequence'in tüm örneklerinin, yeni konulacak örneğe olan etkisini hesaplayıp örneği bu şekilde olası değerine çeker. Bu oluşturulmuş değer gerçekten de ilk örneklenen sürekli zaman sinyalinin o andaki değerini verecektir. Ama tabii ki bu ideal durumdur ve gerçekleşmesi imkânsızdır. Bu işlemin gerçek hayattaki örneği filmlerde sıklıkla karşılaşılan düşük çözünürlüklü bir fotoğrafın çözünürlüğünün bu şekilde artırılarak istenilen bilginin (bir arabanın plakası ya da arka plandaki bir kişinin yüzü) okunmasıdır. Upsampling işlemi ve işlemde kullanılan filtre Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4. Upsampling işlemi (İnt.Kyn.1)

2.4. Literatür Araştırması

Buraya kadar yazılanlardan da anlaşılmaktadır ki malzemelerde görülen çoğu hasar çatlakla sebep olmakta ve erken teşhis edilmezse büyük arızalara sebep vermektedir. Sistemin herhangi bir elemanında var olan çatlak, sistemin rijitliğini azaltmakta ve sönümünü arttırmaktadır ayrıca sistemin doğal frekanslarında azalma ve titreşimin biçiminde değişimler gözlenmektedir. Sonuç olarak bir yapıda mevcut olan çatlak o yapının titreşim karakteristiklerini belirgin olarak etkilemektedir. Bu sebeple çoğu araştırmacı çatlak ve çatlakların yerini tespit etmek için titreşime dayalı metotlar kullanmakta ve geliştirmektedirler. Çatlak tespiti yapılırken uygulanan temel kural, oluşan çatlakla birlikte sistemin titreşim cevabının değişmesi ve bu değişime göre çatlakların yerinin ve büyüklüğünün belirlenmesidir. Çatlak tespitinde başarıya ulaşmak için, sistemin uygun bir şekilde modellenmesi ve buna bağlı olarak çatlakların uygun bir şekilde tanımlanması oldukça önemlidir. Bu sebeple araştırmacılar çok farklı yöntemler kullanmaktadırlar. Günümüze kadar yapılan araştırmaları başlıcaları aşağıda özetlenmektedir;

Adams (1978), yapılardaki hata tespitinde frekans değişimlerini gösterge olarak kullanan ilk kişidir. Deneysel sonuçları; düzgün prizmatik çubuklar, trapez çubuklar, eksantrik mili gibi farklı yapılardan elde etmiştir.

West (1984), hasar tespitinde sonlu elemanlar yöntemini kullanmadan sadece titreşim biçimlerinden yola çıkarak hatanın yerinin tespit edilebileceğini göstermiştir.

Morgan and Osterle (1985), sönüm katsayılarındaki anormal artışın yapıdaki hasarın göstergesi olduğunu deneylerinde sönüm esaslı metotlar kullanarak göstermişlerdir.

Çatlağın yerinin ve büyüklüğünün doğal frekanslara etkisi basitleştirilmiş (yalınlaştırılmış) yöntemlerle değerlendirilebilir. Bu metotların içinde; Christides ve Barr (1984), tarafından geliştirilen, çatlaklı Euler-Bernoulli kirişi için sürekli titreşim teorisi, Shen and Pierre (1990) tarafından kullanılan Rayleigh-Ritz metodu ve Galerkin metodudur. Bu metotlar kullanılarak çatlaklı kiriş için kapalı-form çözümü yapılır.

Çatlağın var olduğu diğer durumlarda rijitlikteki azalma kırılma mekaniği teorisi ile ilişkilendirilerek doğrusal yaylarla modellenir. Bu yöntem; basit, konsol ve her iki ucu sabit olan kirişlerde başarıyla uygulanmaktadır.

Doğal frekanslar kolay ölçülebilmeleri ve deneysel gürültüden en az düzeyde etkilenmelerinden dolayı hasar tespitinde en çok kullanılan göstergedir. En önemli dezavantajı ise; bazı durumlarda belirgin çatlakların doğal frekanslarda küçük değişiklikler meydana getirmesi ve bundan dolayı fark edilmemiş ölçme hatalarının olabilmesidir.

Kumar ve Sujith (1997), yaptıkları çalışmalarında üniform kesite sahip olmayan çubuklar için boyuna titreşim hareketinin kesin analitik çözümü üzerinde çalışmışlardır. Uygun dönüşümler kullanılarak, farklı kesit alanlarına sahip olan çubukların aksenal titreşimlerinin hareket denklemleri analitik olarak çözülebilen diferansiyel eşitliklere indirgenmiştir. Çözümleri geliştirirken, çubuk için polinomal alan varyasyonundan ve sinüs çubuğundan yararlanılmıştır. Bu çözümlerin hesaplanmasında Bessel ve Neumann

gibi özel fonksiyonlar ve bilinen trigonometrik fonksiyonlar kullanılmıştır. Farklı son durumlara sahip olan üniform olmayan çubuklar için doğal frekanslar hesaplanmış ve doğal frekansların kesiti sona doğru daralan çubuklardaki etkisi incelenmiştir.

Rizos, Aspragathos, Dimarogonas (1990) ve Kim, Stubbs (2002) gibi birçok araştırmacı bu sıkıntıyı ortadan kaldırmak için titreşim biçimlerindeki değişimlere odaklanmışlardır. Titreşim biçimleri, sisteme özgü geometriye sahiptir ve hasar, yapının geometrisindeki değişmeye bağlı olarak doğrudan belirlenebilir. Ancak dikkat edilmesi gereken bir husus, genellikle titreşim testlerinde düşük modların ölçülmesi böylece çatlağın etkisinin belli olmayabilmesi ve titreşim şekillerinin deneysel gürültüden oldukça etkilenmesidir.

Viola, Federici, Nobile (2001) çatlaklı Timoshenko kirişi üzerinde yaptıkları çalışmada Hamilton prensibini baz almışlardır. Hareketin denklemleri Hamilton prensibi kullanılarak elde edilmiştir. Bu prensibe göre, kinetik enerji, gerilim enerjisi ve yapılan işin toplamı sıfır olmalıdır. Belirlenen sınır şartlarında denklem yazılmış ve sonlu elemanlar metoduyla analiz edilmiştir.

Patil ve Maiti (2002), yaptıkları çalışmada transfer matris metodunu (TTM) kullanılmıştır. Araştırmacının isteğine bağlı olan sayıda kiriş parçalara bölünmüş, bölünen her bir parça hasar parametresi olarak dikkate alınmıştır. Bu prosedür kirişin değişen doğal frekansları ve hasar parametreleri arasındaki bağıntıyı vermektedir. Hasar parametreleri elde edildikten sonra parçada bulunan çatlağın yeri ve boyutu belirlenebilmektedir.

Dilena ve Morassi (2002), çalışmalarında çatlağın olduğu nokta sistemi iki parçaya bölmüş ve çatlak kütsüz lineer yay olarak modellenmiştir. Hasarlı sistemin tanımlanabilmesi için esneklik sabiti K ve çatlağın kesiti s 'nin bilinmesi durumunda hasar tespiti için sistemin özdeğerlerinin kıyaslanmasının yeterli olduğunu savunmuşlardır. L ipin uzunluğu olmak üzere $2m$. ve m . özdeğerler arasındaki oranı $S = \cos(2m\pi s)/L$ şeklinde ifade etmişlerdir.

Ruotolo ve Surace (2003), çalışmalarında smooth function metodunu kullanmışlardır. Kirişte birden fazla simetrik çatlak olduğu durumlarda boyuna titreşim hareketinden yola çıkarak hata tespiti yapmışlardır ve her türlü son durum için, $\Delta_i = EA c_i u'(x_i)$ olmak üzere;

$$\Delta_i = EA \lambda c_i [-\alpha \sin(\lambda x_i) + \beta \cos(\lambda x_i) - \sum_{j=1}^n \Delta_j \sin \lambda(x_i - x_j)] \text{ denklemini geliştirmişlerdir.}$$

Hwang ve Kim (2003), yapılarıdaki hasarın sıklığını ve yerini tanımlamak için frekans cevap fonksiyonunu (FRF) kullanmışlardır. İlk başta problemin çözümü için en küçük kareler yöntemi kullanılmış ancak problemin çözümü esnasında esneklik matrisinin tersi hesaplanırken tekrar eden elemanlar için tatmin edici çözüme ulaşılamamıştır. Burada temel alınan esas nokta farklı frekanslardaki FRF değerlerinin FRF kümesinin alt kümesinin vektörlerini oluşturmasıdır. Uygulanan yöntemin kullanılabilirliği için konsol kiriş ve helikopter pervanesi modellenmiştir.

Khiem ve Lien (2003), konsol kirişlerde çoklu çatlak tespitini doğal frekanslardan yola çıkarak tespit etmişlerdir. Problemin çözümünde sistem non-linear kabul edilmiştir. Çatlak, yay olarak modellenmiş ve dinamik rijitlik matrisinde tekli, ikili ve üçlü çatlak için değerler yazılarak yüzde cinsinden ölçme hataları tespit edilmiştir.

Yan, Hao ve Yam (2004), sandviç plakada, kenarında boyuna çatlak, kenarında enine çatlak ve iç kısmında enine çatlak olmak üzere üç farklı çeşit çatlak oluşturmuşlardır. Çalışmalarında plakalarda oluşan %10'dan küçük ve %20'den büyük çatlakların tespitinde doğal frekansların kullanılmasının uygun olmadığını gözlemlemişler ve hata tespiti için enerji spektrumunun ve titreşim şekillerinin kullanılmasının etkin olduğunu ve doğru sonuçlar verdiğini yaptıkları deneylerle ispatlamışlardır.

Lee, Sun ve Cheng (2004), wavelet transform metodunu kullanarak çatlak tespiti yapmışlardır. Öncelikle uzaysal wavelet metodu kullanılarak yer değiştirme cevabının dönüşümü yapılmıştır. Bayesian yaklaşımından yola çıkılarak çatlak büyüklüğü ve farklı bölgelerdeki çatlak büyüklüğü hesaplanmıştır.

Loutridis, Douka ve Hadjileontiadis (2004), çalışmalarında çatlağa sahip olan bir kirişteki çatlak tespiti ve zorlanmış titreşim davranışı anlık frekans ve deneysel mod ayrıştırma metodu kullanılarak tespit edilmişlerdir. Bir konsol kirişin harmonik zorlama altındaki dinamik davranışı hem teorik hem de deneysel olarak incelenmiştir. Kirişin dinamik davranışını incelemek için tek serbestlik dereceli sistem modellenmiştir. Hem modelden hem de deneylerden alınan cevapların verilerine deneysel mod ayrıştırması ve Hilbert transformu uygulanarak asal modların anlık frekansları elde edilmiştir. Asal modlar kullanılarak sinusoidal cevap hesaplanmış, çatlağın derinliği arttıkça anlık frekans değerinin ve harmonik bozulmaların arttığı gözlenmiştir. Burada bahsedilen deneysel mod ayrıştırma tekniği, EMD (empirical mode decomposition), sinyalin basit serilere açılmasıdır. Metodun temelinde ise bir sinyalin titreşimin temel modlarından meydana gelmesidir. Bu yöntem bir sinyal izleme tekniğidir ve non-lineer veri analizi için uygundur. Böylece sinyal, frekanslar üst üste binmeyecek şekilde bileşenlerine ayrılabilir.

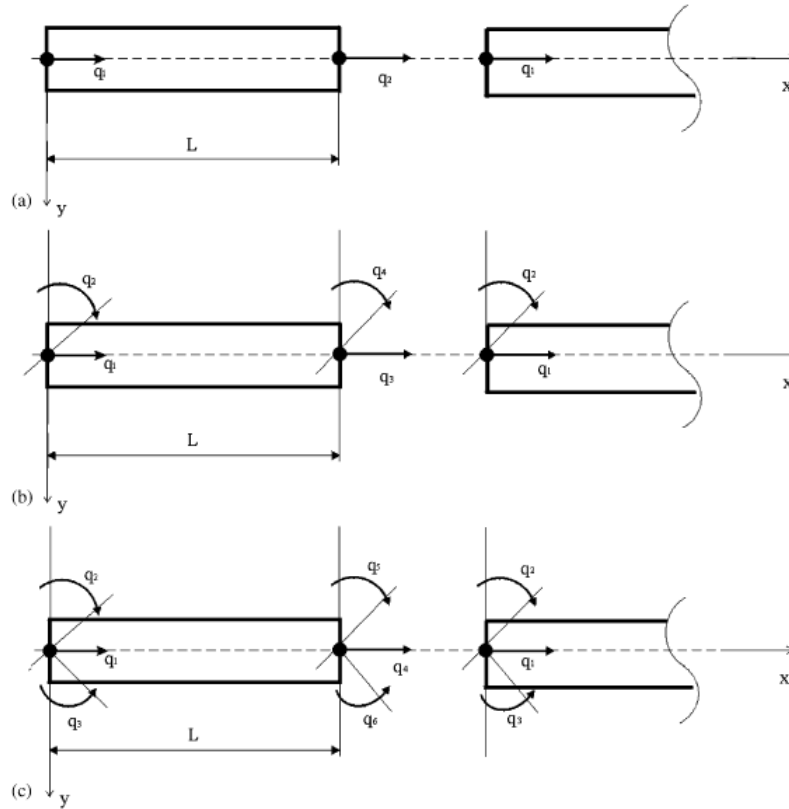
Douka, Hadjileontiadis ve Trochidis (2005), konsol kirişlerde çatlak tespiti için kurtosis yöntemini kullanmışlardır. Konsol kirişte titreşimin temel modu analiz edilmiş, sistem cevabındaki ani değişimlerle çatlağın yeri belirlenmiş, büyüklüğü ise kurtosis ile ilişkilendirilerek tahmin edilmiştir.

Dilena ve Morassi (2005), farklı son durumlardaki (konsol, her iki ucu serbest) kirişlerde tek çatlak olduğunu farz ederek genel denklemleri elde etmişlerdir. Sistemi N sayıda eşit kütleden oluşan, birbirine ağırlıksız yaylarla bağlı bir sistem olarak düşünmüşlerdir.

Nahvi ve Jabbari (2005), lineer kırılma mekaniği teorisinden yola çıkmışlardır. Hem deneysel hem de analitik sonuçları kıyasladıklarında çatlağın yerinin ve büyüklüğünün özellikle birinci ve ikinci doğal frekansları etkilediğini gözlemlemişler ve sabit uca yaklaşıldıkça doğal frekansların belirgin bir şekilde düştüğünü gözlemlemişlerdir.

Krawczuk, Grabowska, Palacz (2005), boyuna dalga yayılımını incelemişlerdir. Bu araştırmalarını dört farklı teoride geliştirmişlerdir. Bu teoriler: Ementery, Love,

Mindlin-Herrmann ve three-mode'dur. Ementery Teorisi, kesit alanı boyunca eksen çizgisinin üzerindeki tüm noktadaki deformasyonların aynı olduğunu ve enine yer değiştirmelerin önemsiz olduğunu anlatmaktadır. Love Teorisi, çubuk boyunca her bir noktanın enine hızının olduğunu kabul eder. Bunun anlamı kinetik enerjinin eklenen her durumda etkilendiğidir. Bununla birlikte gerilme enerjisi ve yer değiştirme bölgesi Ementery Teorisinde kabul edildiği gibidir. Mindlin-Herrmann Teorisi'nin diğer adı (two-mode) teorisi. Bundan önce açıklanan iki teorinin yanında bunlara ek olarak şekil 1'b de de görüldüğü gibi sistemde 2 nod ve her bir nodun iki serbestlik derecesi vardır (boyuna yer değiştirme ve dönme). Three-Mode Teorisinde ise sistemde 2 nod ve her bir nodun üç serbestlik derecesi vardır (boyuna yer değiştirme ve iki dönme).



Şekil 2.5. Spektral eleman modelleri

Şekil 2.5'te spektral eleman modellerini göstermektedir. Şekilde (a) Ementery ve Love Teorisini (b), Mindlin-Herrman Teorisini ve (c) Three Mode Teorisini göstermektedir. Bu çalışmalarında dalga yayılımı davranışlarındaki kesin farklılıkların analiz edilen modelden kaynaklandığını gözlemlemişlerdir. Düşük uyarmalar altında elde edilen

frekans değerlerinin birbirine çok yakın olduğu ve Love teorisinin bu durumlar için yeterli olduğu gözlemlenmiştir. Yüksek frekanslarda ise gözle görülen farklılıkların olduğu ve sadece Mindlin-Herrmann ve three-mode teorilerinin doğru sonuçlar verdiğini tespit etmişlerdir.

2.5. Çalışmanın Amaçları

Malzemelerde görülen veya görülmeyen hataların tespiti için çok farklı muayene yöntemleri uygulanmaktadır. Bu çalışmada, hata tespiti titreşim esaslı metotlar kullanılarak tespit edilmiştir. Titreşim esaslı metotların kullanılmasının nedeni ise titreşim sinyallerinin yapının fiziksel özellikleri hakkında bilgi vermesidir. Buradan yola çıkarak,

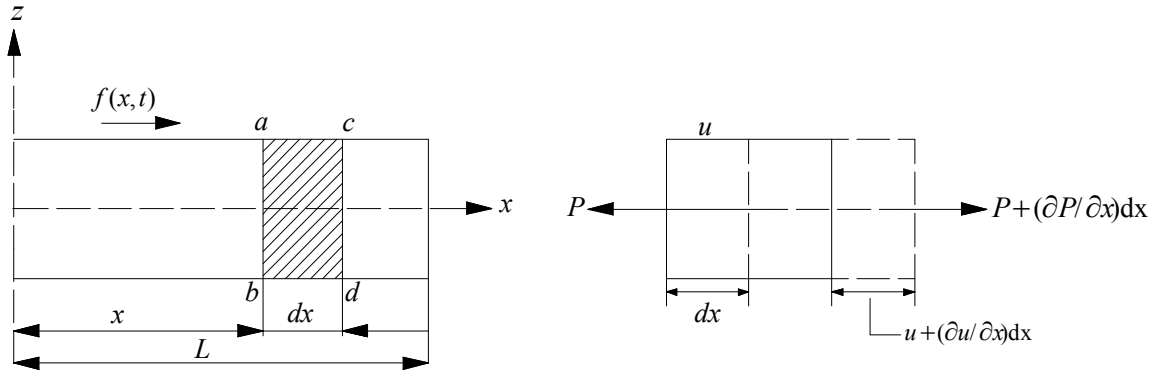
- Boyuna titreşim hareketi yapan hatasız çubuklar için sistemin matematiksel modelinin oluşturulması ve titreşim parametrelerinin belirlenmesi.
- Üzerindeki bir noktaya hata verilmiş çubuğun boyuna titreşiminin matematiksel modelinin oluşturulması ve sistem parametrelerinin belirlenmesi.
- Hatalı ve hatasız çubuklar için yapılan deneyler sonucunda elde edilen sistem parametrelerinin matematiksel modelden elde edilen sistem parametreleriyle kıyaslanarak kullanılan matematiksel modelin uygunluğunun belirlenmesi.
- İleride bu alanda yapılacak çalışmalar için zemin oluşturmak ve katkıda bulunmak.

3. MATERYAL METOD

3.1. Çubuk Elemanların Boyuna Titreşim Analizi

3.1.1. Analitik Yaklaşım

Şekil 3.1’de boyu L , kesiti $A(x)$ olan elastik bir çubuğun boyuna titreşim hareketi esnasında herhangi bir kesitinde meydana gelen kuvvetler ve yer değiştirmeler gösterilmektedir.



Şekil 3.1 Çubukta boyuna titreşim hareketi

Kesitte meydana gelen kuvvet ve gerilme ilişkisi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$P = \sigma A = EA \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.1)$$

Burada σ kesitteki normal gerilmeyi, E elastisite modülünü, u aksenal yer değiştirmeyi ve $\partial u / \partial x$ ise aksenal deformasyonu ifade eder. Eğer çubuk üzerindeki birim uzunluğa etki eden dış zorlama $f(x,t)$ olarak ifade edilirse, boyuna yer değiştirme yönündeki kuvvetlerin toplamı, Denklem 3.1’de dikkate alınarak boyuna titreşimin hareket denklemi türetilebilir.

$$EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(x,t) + f(x,t) = \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}(x,t) \quad (3.2)$$

Burada ρ çubuğun yoğunluğu temsil etmektedir. Serbest titreşim analizi için dış zorlama kuvveti $f(x,t)=0$ olduğu dikkate alınarak serbest titreşimin hareket denklemi aşağıdaki biçimde yazılabilir.

$$c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(x,t) = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}(x,t) \quad (3.3)$$

Burada c çubuk içerisinde yayılan dalga hızını temsil eder ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.4)$$

Denklem 3.3'te verilen hareket denklemi değişkenlerin ayrıştırılması metodu ile çözülebilir. Bu metotta çözüm fonksiyonu, $u(x,t)$, sadece x 'in fonksiyonu olan $U(x)$ ve sadece t 'nin fonksiyonu olan $T(t)$ 'nin çarpımı biçiminde yazılarak elde edilir.

$$U(x,t) = U(x)T(t) \quad (3.5)$$

3.5 numaralı denklem, Denklem 3.3' te yerine yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{c^2}{U} \frac{d^2 U}{dx^2} = \frac{1}{T} \frac{d^2 T}{dt^2} \quad (3.6)$$

Denklem 3.6'nın sol tarafı sadece x 'e ve sağ tarafında sadece t 'ye göre değiştiğinden, bunların ortak değeri $a=-w^2$ gibi bir sabite eşittir. Bunun sonucunda Denklem 3.6'dan aşağıdaki eşitlikler türetilir.

$$\frac{d^2 U}{dx^2} + \frac{w^2}{c^2} U = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{d^2T}{dt^2} + w^2T = 0 \quad (3.8)$$

Denklem 3.7 ve Denklem 3.8'in çözüm fonksiyonları aşağıdaki gibidir.

$$U(x) = A \cos \frac{\omega}{c}x + B \sin \frac{\omega}{c}x \quad (3.9)$$

$$T(t) = C \cos \omega t + D \sin \omega t \quad (3.10)$$

Denklem 3.10'daki ω titreşim frekansını ifade eder ve A, B, C, D sabitleri de sisteme ait başlangıç ve sınır şartları dikkate alınarak hesaplanır. Çubuğun boyuna titreşimini konuma ve zamana göre karakterize eden hareket denklemi $U(x,t)$ aşağıdaki gibidir.

$$U(x,t) = U(x)T(t) \equiv (A \cos \frac{\omega}{c}x + B \sin \frac{\omega}{c}x) (C \cos \omega t + D \sin \omega t) \quad (3.11)$$

3.1.1.1. Serbest Çubuğun Hareket Denkleminin Türetilmesi

Her iki ucu serbest olan çubuk için $\frac{\partial u}{\partial x}(0,t) = \frac{\partial u}{\partial x}(L,t) = 0$ sınır şartları geçerlidir. Bu sınır şartları Denklem 3.9'a uygulandığında sırasıyla frekans eşitliği ve titreşim biçimini ifade eden fonksiyonlar aşağıdaki gibi bulunur.

$$\sin \frac{w}{c}L = 0 \text{ veya } w_n = \frac{n\pi c}{L} \quad (n = 0,1,2,\dots) \quad (3.12)$$

$$U_n(x) = A_n \cos \frac{n\pi x}{L} \quad (3.13)$$

$$U(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos \frac{n\pi x}{L} [C_n \cos w_n t + D_n \sin w_n t] \quad (3.14)$$

3.1.1.2. Serbest Çubuğun Zorlanmış Titreşimi

Zorlama etkisi çubuk üzerine Denklem 3.2’de de ifade edildiği gibi yayılı veya çubuğun herhangi bir noktasından tekil olarak da etki edebilir. Sürekli ortamların zorlanmış titreşimleri mod ayrıştırma metoduyla analiz edilebilir. Bunun için çubuğun boyuna titreşimini ifade eden ve konuma ve zaman bağlı $U(x,t)$ fonksiyonu aşağıdaki gibi kabul edilebilir:

$$u(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} U_n(x) q_n(t) \quad (3.15)$$

Buradaki $U_n(x)$ fonksiyonu Denklem 3.7’yi sağlayan n . biçim veya karakteristik fonksiyondur ve $q_n(t)$ ise aynı biçim numarası için genelleştirilmiş koordinatı ifade eder. Eğer Denklem 3.15, Denklem 3.7’de yerine yazılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\sum_{n=0}^{\infty} \frac{d^2 q_n(t)}{dt^2} U_n(x) + w_n^2 \sum_{n=0}^{\infty} q_n(t) U_n(x) = \frac{1}{\rho A} f(x,t) \quad (3.16)$$

Denklem 3.16’nın her iki tarafı $U_n(x)$ fonksiyonu ile çarpılıp ortogonalite şartı da dikkate alınarak $[0, L]$ aralığında integral alınır,

$$\frac{d^2 q_n(t)}{dt^2} + w_n^2 q_n(t) = \frac{1}{\rho A b} Q_n(t) \quad (3.17)$$

Denklem 3.17 elde edilir. Burada $Q_n(t)$ fonksiyonu, $q_n(t)$ genelleştirilmiş koordinatı için genelleştirilmiş kuvveti temsil eder ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Q_n(t) = \frac{1}{\rho A} \int_0^L f(x,t) U_n(x) dx \quad (3.18)$$

b sabiti ise aşağıdaki gibidir.

$$b = \int_0^L U_n^2(x) dx \quad (3.19)$$

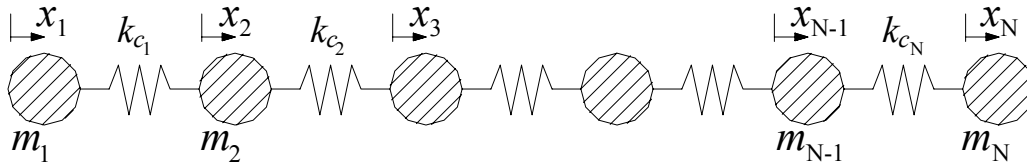
Denklem 3.17, sönümsüz tek serbestlik dereceli bir sistemin hareket denklemi ile aynıdır ve çözümü Duhamel (konvolüsyon) integrali yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$q_n(t) = (A_n \cos w_n t + B_n \sin w_n t) + \left(\frac{1}{\rho A b w_n} \int_0^t Q_n(\tau) \sin w_n(t - \tau) . d\tau \right) \quad (3.20)$$

Denklem 3.20’de yazılan birinci ifade başlangıç şartları altında oluşan geçici veya serbest titreşim hareketini, ikincisi ise zorlama etkisiyle oluşan zorlanmış titreşim hareketini ifade eder.

3.1.2. Kesikli Kütle Modellemesi

Bölüm 3.1’de çubuk eleman sürekli ortam olarak düşünülerek boyuna titreşimin hareket denklemleri elde edilmiştir. Aynı çubuk eleman Şekil 3.2’de gösterildiği gibi N parçaya bölünerek n serbestlik dereceli kesikli bir sistem olarak modellenebilir Dilena, Morassi, (2005). Buradaki her bir parça elemanın orta noktasında topraklanmış ve bu kütlelerin birbirlerine kütlesiz yaylarla bağlandığı kabul edilmektedir.



Şekil 3.2 n serbestlik dereceli kesikli yay-kütle sistemi.

Şekil 3.2’de, x_1, x_2, \dots, x_N her bir kütlenin genelleştirilmiş koordinatını, $k_{c1}, k_{c2}, k_{c3} \dots$ değerleri ise sisteme ait esneklik katsayılarını göstermektedir ($k_{cN} = EA_n/L_n$). Sisteme ait sönüm faktörünün oldukça küçük olduğu kabul edilip, her bir kütle için Newton’un 2. yasası uygulandığında sisteme ait hareket denklemi aşağıda verilen matris formunda elde edilir.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{0} \quad (3.21)$$

Bu denklemde $\mathbf{M} = \text{diag}(m_1, m_2, \dots, m_N)$ sisteme ait kütle matrisini, $\mathbf{X} = [x_1, x_2, \dots, x_N]^T$ kesikli kütlelere ait genelleştirilmiş koordinatları ve \mathbf{K} sisteme ait simetrik rijitlik matrisini ifade eder ve aşağıdaki gibidir.

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & k_{N-2} + k_{N-1} & -k_{N-1} \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & -k_{N-1} & k_{N-1} \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

Her bir kütlenin $x_i = A_i \cos(\omega_n t)$ şeklinde harmonik olarak yer değiştirdiği düşünüldüğünde Denklem 3.21 aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\mathbf{X} = \mathbf{0} \quad (3.23)$$

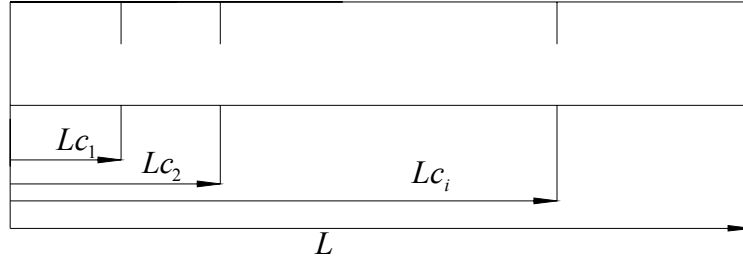
Sistemlerde hatanın varlığı rijitlikte azalmaya, bunun sonucunda sistemin doğal frekanslarında azalmaya ve titreşim biçimlerinde değişime sebep olur. Şekil 3.3 (a) üzerinde j adet çatlak bulunan çubuğu ve Şekil 3.3 (b)’de bu çubuğun kesikli-kütle modelini göstermektedir. Hataların mevcudiyeti kesikli-kütle modelindeki kütle miktarlarını değiştirmemekle beraber, hata pozisyonlarına karşılık gelen esneklik değerlerini azaltacaktır. Eğer k_i , çatlaksız çubukta Lc_i ($i = 1, 2, 3, \dots, j$) konumundaki

rijitliği ifade ederse çatlaklı durumda aynı konumdaki rijitlik aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

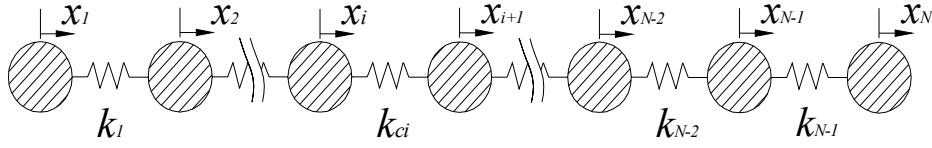
$$kc_i = k - \Delta kc_i \quad (3.24)$$

Burada Δkc_i , i . çatlakın hatasız duruma göre rijitliğindeki azalmayı gösterir. Örneğin i . ve $(i+1)$. kesikli kütleleri birbirlerine bağlayan i . yayda yapısal bir çatlaktan dolayı Δkc_i kadar rijitlikte bir azalma olduğu kabul edilirse; sadece sisteme ait rijitlik matrisi aşağıdaki gibidir.

$$\tilde{\mathbf{K}} = \begin{array}{cccccccccc} & & & & i & i+1 & & & & & \\ \left[\begin{array}{cccccccccc} k_1 & -k_1 & . & . & 0 & 0 & . . & 0 & 0 & & \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & . & 0 & 0 & . . & 0 & 0 & & \\ 0 & -k_2 & k_2+k_3 & . & 0 & 0 & . . & 0 & 0 & & \\ . & . & . & . & . & . & . . & . & . & & \\ 0 & 0 & 0 & . & k_{i-1}+k_i-\Delta kc_i & -k_i+\Delta kc_i & . . & 0 & 0 & i & \\ 0 & 0 & 0 & . & -k_i+\Delta kc_i & k_i-\Delta kc_i+k_{i+1} & . . & 0 & 0 & i+1 & \\ . & . & . & . & . & . & . . & . & . & & \\ . & . & . & . & . & . & . . & . & . & & \\ 0 & 0 & 0 & . & 0 & 0 & . . & k_{N-2}+k_{N-1} & -k_{N-1} & & \\ 0 & 0 & 0 & . & 0 & 0 & . . & -k_{N-1} & k_{N-1} & & \end{array} \right] & \end{array} \quad (3.25)$$



Şekil 3.3 (a) Birden fazla çatlığa sahip olan çubuk



Şekil 3.3 (b) Birden fazla çatlığa sahip olan çubuğun kesikli-kütle modeli

3.2. Nümerik Uygulamalar

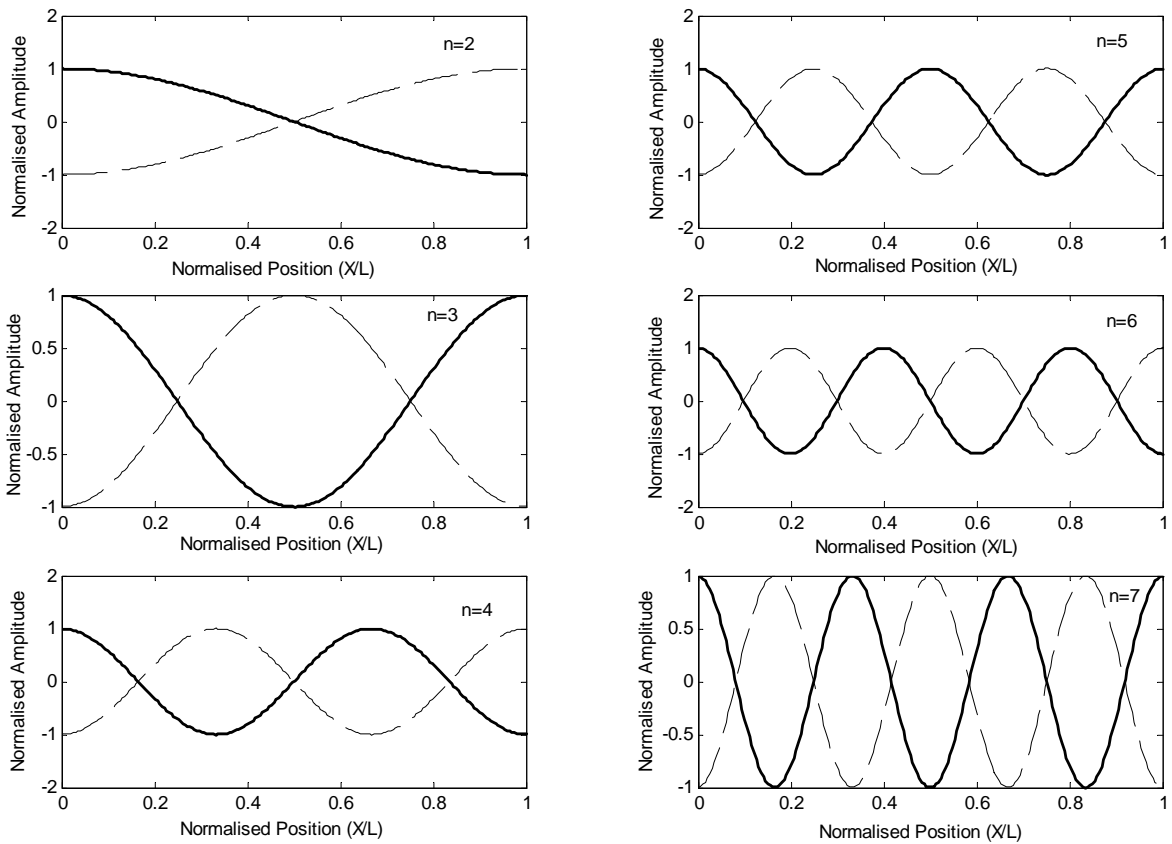
3.2.1. Hatasız Çubuk

Bu bölümde, yukarıdaki bölümlerde detaylandırılan serbest sınır şartları altında bir çubuğun serbest boyuna titreşimleri incelenmektedir. Söz konusu olan çubuğun boyu 3.003m, çapı 20.1mm dairesel kesitli çelik malzeme olarak dikkate alınmıştır. Çelik malzemenin yoğunluğu $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$ ve elastisite modülü $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ olduğu dikkate alındığında Denklem 3.4'e göre çubuk içerisinde gelişen boyuna dalganın hızı $c = 5169 \text{ m/s}$ olarak hesaplanır. Denklem 3.12'ye göre analitik olarak hesaplanan hatasız çubuğun doğal frekansları Çizelge 3.1'de ve titreşim biçimleri de Şekil 3.4'te verilmiştir.

Çizelge 3.1 Hatasız serbest çubuğun boyuna titreşimindeki

ilk 6 doğal frekansı

n	w_n (Hz)
0	0
1	860.6
2	1721.3
3	2581.9
4	3442.5
5	4303.2



Şekil 3.4 Serbest çubuğun boyuna ilk 6 titreşim biçimi

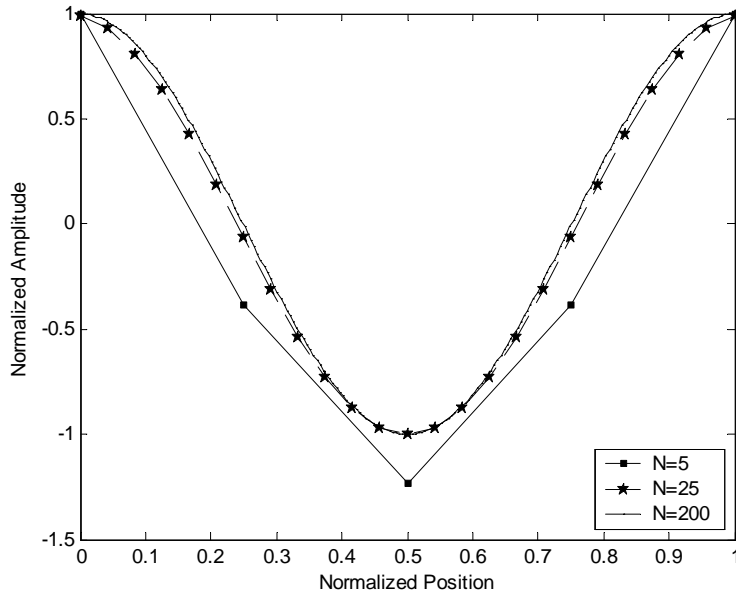
Söz konusu çubuk için doğal frekanslar ve titreşim biçimleri kesikli kütle modeli kullanılarak da bulunabilir. Çizelge 3.1 dikkate alınan çelik çubuğun doğal frekanslarının serbestlik derecesine göre değişimi verilmektedir. Çizelgede gösterilen değerlerin kütle sayısı artırıldığında analitik sonuçlara yaklaştığı ve kütle sayısı 200

seçildiğinde elde edilen analitik ve kesikli model sonuçları arasında çok iyi bir korelasyon olduğu gözlenmektedir.

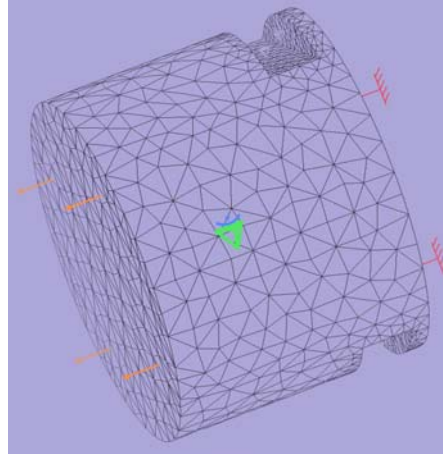
Şekil 3.5 dikkate alınan kütle sayısının (veya serbestlik derecesinin) 3. titreşim biçimi üzerindeki etkisini göstermektedir Şekilden de görülmektedir ki dikkate alınan kütle sayısı arttırıldığında elde edilen titreşim biçimi Çizelge 3.2’de gösterilen analitik sonuca yakınsayarak iyi bir benzeşim sergilemektedir.

Çizelge 3.2 Doğal frekansların (Hz) serbestlik derecesine göre değişimi

n \ N	5	10	25	50	100	200
0	0	0	0	0	0	0
1	846.5	857.1	860.1	860.5	860.6	860.6
2	1610.2	1693.1	1716.7	1720.1	1721.0	1721.2
3	2216.3	2487.4	2566.6	2578.0	2580.9	2581.6
4	2605.4	3220.4	3406.4	3433.4	3440.2	3441.9
5	—	3874.2	4233	4285	4298.7	4302.0



Şekil 3.5 Kütle sayısının 3. titreşim biçimi üzerindeki etkisi



Şekil 3.7 Hatalı elemanın sonlu elemanlar modeli yapılmış durumu

Çizelge 3.3 Hatalı elemanın rijitliğinin hata derinliğine göre değişimi

Durum	Rijitlik - kc_i (N/m)	Rijitlik Kaybı - Δkc_i (%)
Hatasız	4.425×10^9	0.0
2mm	3.838×10^9	13.26
4mm	3.038×10^9	31.34
6mm	2.220×10^9	49.8

Hata şiddetinin söz konusu çubuğun serbest titreşimlerinin 1. doğal frekansı üzerindeki etkisi kesikli kütle modeli ($N=200$) kullanılarak hesaplanmış, bulunan sonuçlar CATIA analiz programından elde edilen sonuçlarla Çizelge 3.4'te kıyaslanmaktadır ve hata şiddetiyle 1. doğal frekansın azaldığı tespit edilmiştir. Buradan anlaşılmaktadır ki kesikli kütle modeli ile elde edilen sonuçlarının analiz programından elde edilen sonuçların birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Dolayısıyla kesikli kütle modelinin hatalı çubukların boyuna titreşimlerinin incelenmesinde hassas bir biçimde uygulanabileceği anlaşılmaktadır.

Çizelge 3.4 Hata şiddetinin çubuk elemanın doğal frekanslarında
Çizelge 3.4 (devam) meydana getirdiği değişim

Durum	1. Doğal Frekanslar (Hz)	
	Kesikli Kütle Modeli	CATIA Sonuçları
Hatasız	860.14	860.18
2 mm	860.017	860.380
4 mm	858.83	859.51
6 mm	856.80	856.75

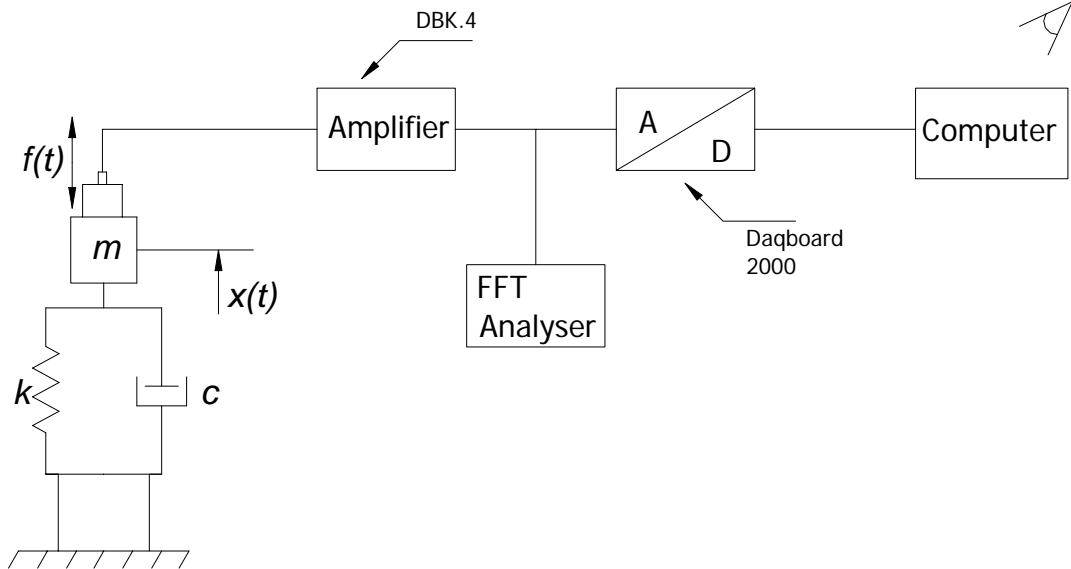
4. BULGULAR

Bu bölümde titreşim izleme yöntemi için gerekli olan cihaz ve ekipmanların tanıtımının yanında, hatasız ve hatalı durumlar için boyuna titreşim hareketine maruz kalan çelik bir çubuktan deneysel olarak elde edilen titreşim verilerinin incelenmesi sunulmaktadır.

4.1. Veri Toplama Sisteminin Elemanları

Titreşim verilerinin elde edilmesine olanak sağlayan veri toplama sisteminin şeması Şekil 4.1’de gösterilmiştir ve kullanılan başlıca elemanlar aşağıda verilmektedir.

1. İmpus çekici
2. Şok İvmemetresi
3. Yükseltici (amplifier)
4. A/D Çevirici
5. FFT analiz cihazı
6. Bilgisayar



Şekil 4.1. Veri toplama sistemi

1. İmpuls Çekici (kuvvet çekici): Malzeme üzerinde bir noktaya bir çarpma etkisi uygulandığında, çekiç ucuna monte edilmiş bir kuvvet sensörü yardımıyla çarpma kuvvetinin ölçülmesine olanak sağlar. Kuvvet ve meydana gelen titreşim ölçümleri esnasında, çekiç ucundaki çarpma ucu ve çekiç kütlesi, yapılacak titreşim analizindeki frekans aralığını ve sisteme aktarılan enerjiyi belirler. Genel olarak sisteme aktarılan enerji çekiç hareketinin momentumu (kütle \times çarpma hızı) ve çekiç tarafından kışkırtılan titreşimlerin aralığı ise temas yüzeyinin rijitliği ve çekiç kütlesiyle kontrol edilmektedir ($\sqrt{\text{temas rijitligi}/\text{çekiç kütlesi}}$). Çekiç ucu yapıya çarptığında, titreşim analizinin üst frekans limitini (f_c) belirleyen ve etki süresi T_c olan bir impuls kuvveti meydana gelir. Örnekleme (sampling) teorisine göre, impuls kuvvetinin etki süresi ve etkili frekans aralığı arasında $f_c=1/2T_c$ şeklinde direk bir ilişki mevcuttur. Eğer titreşim analizinin frekans aralığı arttırılmak istenirse, etki süresi daha az olan bir impuls uygulanmalıdır. Bunu başarmanın yolu ise ya temas rijitliği daha yüksek bir çarpışma meydana getirmek veya daha hafif bir çekiç kullanmaktır.

Deneyle esnasında Resim 4.1’de gösterilen PCB Piezotronics firmasının 086C04 model nolu impuls çekici kullanılmıştır. Söz konusu kuvvet çekici için üretici firmanın verdiği duyarlılığı 1.1 mV/N, frekans alanı 5 kHz ve rezonans frekansı 22 kHz’dir. Çekicinin kalibrasyonu $F = m \times a$ eşitliği uygulanarak yapılmış olup duyarlılığı 1.17mV/N olarak hesaplanmıştır. Çekice ait teknik özellikler Ek-1’de verilmiştir

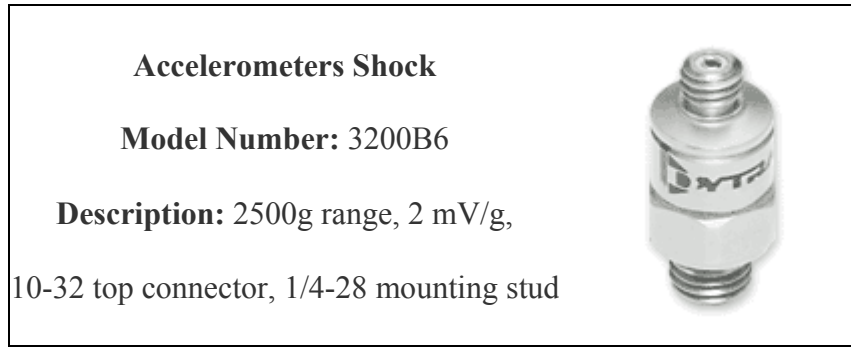


Resim 4.1. Kuvvet çekici

2. Şok İvmemetresi: İvmemetreler, genel amaçlı mutlak hareket ölçümlerinde, şok ve titreşim ölçümlerinde kullanılırlar. Bir yapının ya da bir makinanın ömrü, çalışma sırasında maruz kaldığı ivmenin şiddeti ile orantılıdır. Bir yapının çeşitli noktalarındaki titreşimin genliği ve fazı, bir modal analiz yapılabilmesine izin verir. Yapılacak olan bu analiz sonucunda dinamik olarak çalışacak parçaların çalışma

modları belirlenerek tüm sistemin dinamik karakteri ortaya konabilmektedir. Sensörün bir çeşidi olan ivmemetreler veri toplama sisteminin başlangıç noktasıdır ve sistemden elde edilen fiziksel büyüklüklerin doğrudan elektriksel sinyallere dönüştürülmesine olanak sağlarlar.

Deneyle sırasında kullanılan ivmemetre ve özellikleri Resim 4.2’de gösterilmiştir. İvmemetreye ait teknik özellikler Ek-2’de verilmiştir.



Resim 4.2 Şok ivmemetresi

3. Kuvvetlendirici (Amplifier): En genel tanımı ile bir kuvvetlendirici, zayıf (küçük) bir giriş işaretini, kuvvetlendirerek büyük ve daha anlamlı ve yine işlenebilir hale dönüştürmek amacıyla oluşturulan elektronik sistemlerdir. Sensörler genel olarak, fiziksel büyüklüklerden, zayıf veya küçük elektriksel işaretler üretirler. Bu işaretlerin işlenebilmesi için belli bir seviyeye çıkartılmaları gereklidir ki bu işlemi kuvvetlendiriciler yapar. Kuvvetlendiriciler, her zaman kuvvetlendirme işlemi yapmak durumunda değildir ayrıca zayıflatma işlemi de yapabilmektedirler. Bu noktada tasarımcı, elektronik sistemini, giriş işaretini ne, benim bu işaret üzerinde şu işlemi yapabilmem için benim ihtiyacım olan (çalışmam gereken) gerilim veya akım seviyeleri ne sorularına cevap vererek tasarımını yapmalıdır. Bu yüzden bazen giriş işaretinin zayıflatılması gerekebilir. Bu noktada da kuvvetlendiriciler kullanılır. Bu kuvvetlendiricilerin kazançları 1’den küçüktür. Kazanç, yükte mevcut olan gerilim, akım veya gücün, kaynak tarafından sağlanan gerilime, akıma veya güce oranı olarak ifade edilir. Sırasıyla bu oranlar, gerilim kazancı, akım kazancı ve güç kazancı olarak isimlendirilir. Tüm ivmemetrelerde bir sismik kütle, yay ve damper sistemi vardır. Deneyle sismik kütle üzerine etkiyen atalet kuvvetinin yarattığı ivme ölçülerek

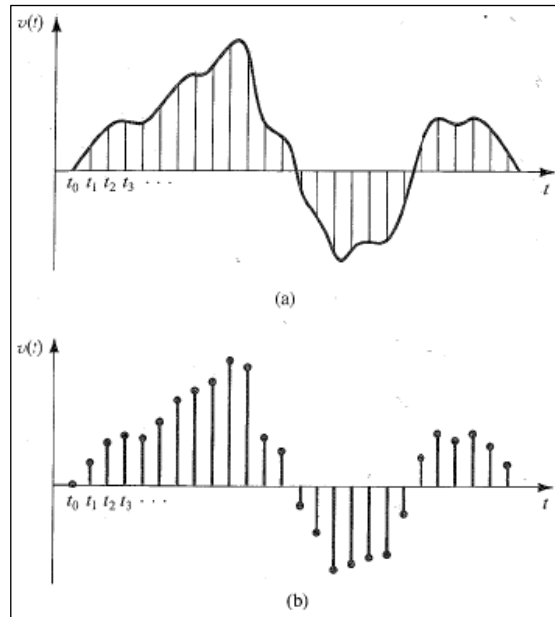
alınan titreşim cevabı IOTECH Inc tarafından üretilen ve Resim 4.3'te gösterilen iki kanallı DBK 4 isimli dinamik sinyal güçlendirme ünitesine aktarılmıştır.



Resim 4.3 Dinamik sinyal güçlendirme kartı (DBK 4)

4. A/D Dönüştürücü:

Analog işaretler, x eksenindeki her değer için y ekseninde herhangi bir değere karşılık gelen işaretler olarak tanımlanabilir. Analog işaretler, digital işaretlere dönüştürülürken, önce x ekseninden belli bir sıklıkla (tasarımcı tarafından belirlenir) örnekler alınır. Bu aşamada işarete örneklenmiş işaret adı verilir (Şekil 4.2).



Şekil 4.2 İşaret örneklendikten sonraki durum

Analog işareti, dijital işarete dönüştürmek için gereken ikinci adım ise, örneklenmiş işareti quantalanmış işaret haline dönüştürmektir. Quantalama işlemi esas olan, genlik bilgilerini belli sayıda digit kullanarak ifade etmektir. Quantalama işlemi sonrasında, elde ettiğiniz işaret artık dijital bir işarettir. Günümüzde bilinen ismiyle ADC (analog to digital converter), değişik yaklaşımlar kullanarak (trend örnekleme ve quantalama teknikleri) işlevlerini yerine getirmektedirler. Girişine analog işareti kabul eden ve çıkışında sayısal (digital) işaret üreten bir ADC yapısına ilişkin gösterim Şekil 4.2’de gösterilmiştir.

Yapılan deneyler sırasında elde edilen sinyaller IOTECH Inc’in üretmiş olduğu Resim 4.4’te gösterilen A/D dönüştürücü (DAQBOARD 2000) kullanılmıştır.



Resim 4.4 DAQBOARD 2000

5. FFT Analiz Cihazı: FFT analiz cihazı, elde edilen titreşimlerin frekansa karşı genliklerini göstermek için kullanılır. Bununla beraber FFT cihazının kullanımı aliasing probleminden kaçınmak için örnekleme frekansının seçiminde yol gösterir. Dolayısıyla aliasing probleminden kaçınmak için analog filtreleme yapılıyor ise frekanslarının seçiminde çok büyük öneme sahiptir.

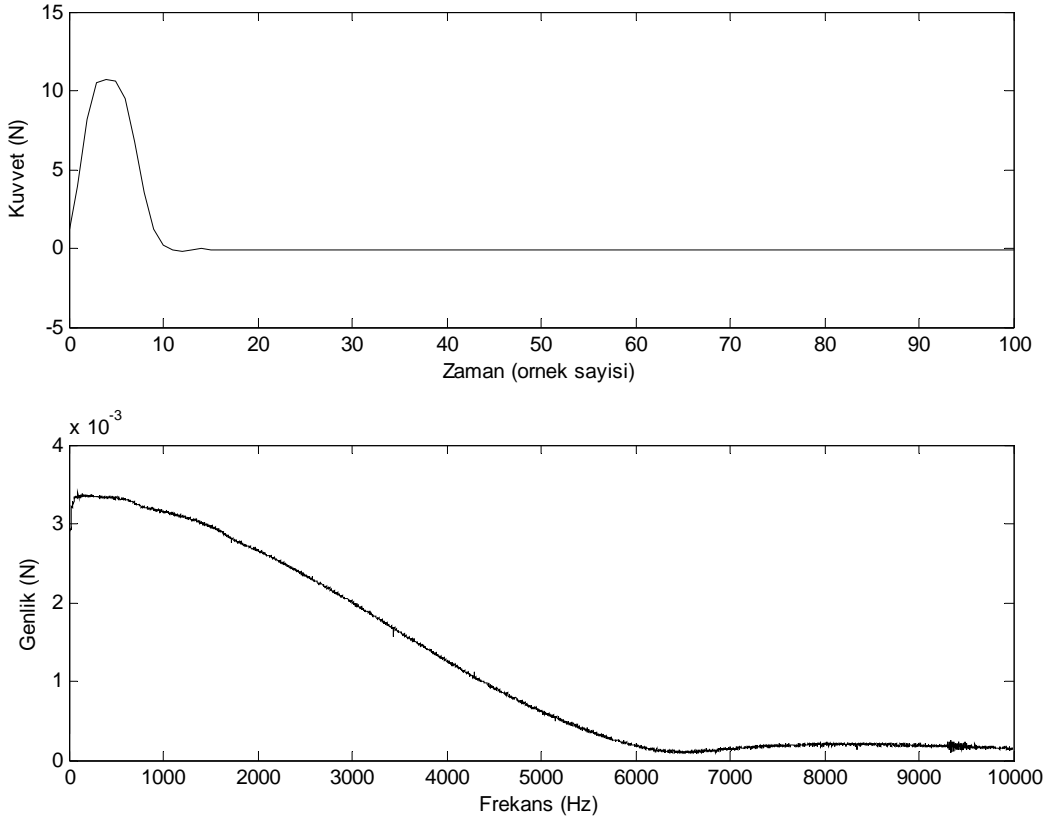
4.2. Deneysel Verilerin Toplanması Ve İncelenmesi

Deneysel sırasında boyu 3.003m ve çapı 20.1mm olan dairesel kesitli çelik çubuğa ait boyuna titreşimler serbest-serbest sınır şartları altında elde edilmiştir. Söz konusu çubuk elastik bantlar yardımıyla Resim 4.5'deki gibi elastik bantlar asılarak kuvvet çekici yardımıyla bir ucundan impuls şeklinde bir kuvvetle uyarılmış, meydana gelen boyuna titreşimler çubuğun diğer serbest ucuna tutturulmuş bir adet şok ivmemetresi yardımıyla elde edilmiştir. Çubuğa verilen hatalar serbest uçtan 1197mm içeride ve her iki taraftan simetrik olarak yapılmıştır. Elde edilen kuvvet ve titreşim sinyalleri 40 kHz örnekleme frekansıyla örneklenecek bilgisayara kaydedilmiştir. Her bir durum (hatasız ve hatalı) için 8 ayrı veri toplandıktan sonra rastgele ve ölçüm hatalarını azaltmak amacıyla bunların ortalamaları dikkate alınmıştır.



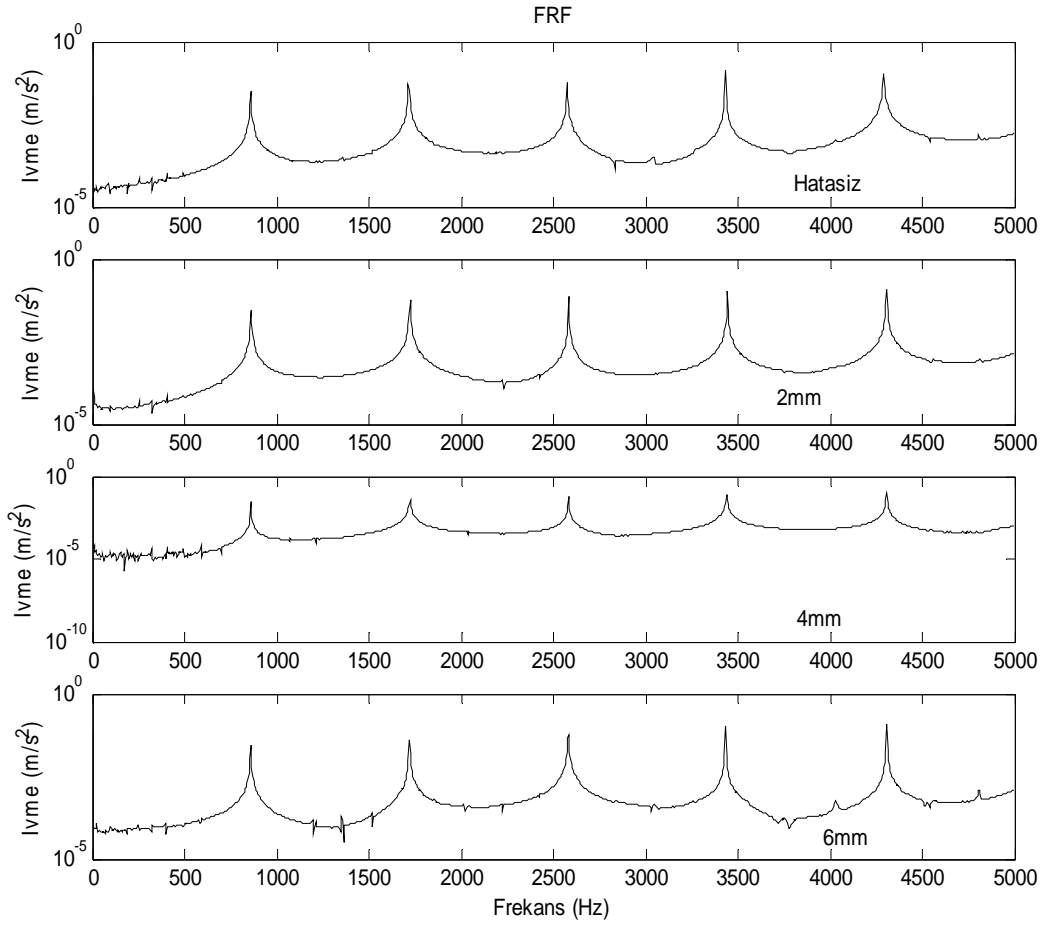
Resim 4.5 Deneysel düzenek

Şekil 4.3'te hatasız çubuğa uygulanan impuls kuvvetini ve spektrumunu göstermektedir. Buradan da görülmektedir ki çarpma anında malzeme üzerine genliği yaklaşık 10N civarında ve etki süresi yaklaşık 11 örnek noktası (yaklaşık 0.275ms) olan bir kuvvet uygulanmaktadır. Spektrumdan anlaşılacağı üzere analizlerde dikkate alınacak frekans bant genişliği yaklaşık 6 kHz civarındadır. Bu frekans üzerinde sisteme enerji transferi mümkün olmamaktadır. Bu sebepten dolayı frekans incelemesinde üst frekans limiti 5kHz olarak sabitlenmiştir.



Şekil 4.3 Uyarı kuvveti ve spectrumu

Şekil 4.4, söz konusu çubuğun hatasız ve hatalı durumlar (hata derinlikleri 2mm, 4mm ve 6mm) için elde edilen frekans cevap fonksiyonlarını göstermektedir. Titreşimlerin 1. doğal frekanslarının Çizelge 3.4’te verilen kesikli kütle modeli ve Catia analiz sonuçları ile kıyaslaması Çizelge 4.1 de verilmektedir. Bu tablodan da görülmektedirki deneysel olarak elde edilen sonuçlar analitik olarak elde edilenlerden çok azda olsa büyük olmakla beraber sonuçlar oldukça uyumludur. Hatasız ve 2mm derinlik için elde edilen deneysel sonuçlar arasında farkın gözükmemesi düşük hata siddetine sahip olan hataların boyuna titreşimleri dikkate alarak tespit edilmesinin oldukça zor olduğunu ortaya koymaktadır. Hata şiddetinin artması sistemin rijitliğini azaltmakta ve 1. doğal frekansları üzerinde hızlı bir azalmaya neden olmaktadır.



Şekil 4.4: Hatasız ve hatalı durumlar için elde edilen frekans

Şekil 4.4 (devam) cevap fonksiyonları (FRF)

Çizelge 4.1 Hata şiddetinin analitik ve deneysel olarak elde edilen 1. doğal frekanslarda

Çizelge 4.1 (devam) meydana getirdiği değişim

Durum	1. Doğal Frekanslar (Hz)		
	Kesikli Kütle Modeli	CATİA Sonuçları	Deneysel Sonuçlar
Hatasız	860.14	860.18	860.50
2 mm	860.017	860.380	860.50
4 mm	858.83	859.51	859.25
6 mm	856.80	856.75	858.00

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada çubuk üzerinde mevcut hataların titreşim izleme yöntemi ile tespit edilebilirliği sunulmaktadır. Çalışmanın amacı ana hatlarıyla;

- Boyuna titreşim hareketi yapan hatasız çubuklar için sistemin matematiksel modelinin oluşturulması ve titreşim parametrelerinin belirlenmesi.
- Üzerindeki bir noktaya hata verilmiş çubuğun boyuna titreşiminin matematiksel modelinin oluşturulması ve sistem parametrelerinin belirlenmesi.
- Hatalı ve hatasız çubuklar için yapılan deneyler sonucunda elde edilen sistem parametrelerinin matematiksel modelden elde edilen sistem parametreleriyle kıyaslanarak kullanılan matematiksel modelin uygunluğunun belirlenmesi.
- İleride bu alanda yapılacak çalışmalar için zemin oluşturmak ve katkıda bulunma,

olarak özetlenebilir. Yapılan bu çalışmanın organizasyon şekli ve elde edilen bulgular aşağıda detaylandırılmaktadır.

1.Bölümde kullanılan mevcut bakım planlamaları durum izleme başlığı altında anlatılmıştır ve durum izlemede kullanılan arıza tespit metotları açıklanmıştır. Çalışmanın temelini oluşturan titreşim analizi ile hasar tespit metodunun araştırılmasında kullanılan çatlağın nasıl oluştuğu, çatlağın varlığının sistemin imzasını değiştirdiği ve bu değişikliğin sinyal işleme yöntemleri ile nasıl tespit edildiği konularına kısaca değinilmiştir.

2.Bölümde titreşim ve sinyal işleme konuları hakkında daha detaylı bilgiler verilmiştir.

3.Bölümde deneysel sonuçların teyidi için analitik yaklaşımla deneyde kullanılan çubuk elemanın boyuna titreşim hareketi incelenerek çubuğun hareket denklemleri elde edilmiştir. Aynı çubuğa kesikli kütle modellemesi uygulanarak çubuk keyfi olarak belirlenen sayılarda parçalara ayrılmıştır. Her parçanın birbirine kütlesiz yaylarla bağlı

olduğu varsayılarak öncelikle hatasız çubuk için sistem sırasıyla; 5, 10, 25, 50, 100 ve 200 kütleyle bölünmüş ve kütle sayısının artırılmasının analitik sonuca çok yakın bir değer elde etmek için gerekli olduğu tespit edilmiştir. Aynı işlem, çatlak derinliği kademeli olarak arttırılan hatalı çubuk içinde uygulanmıştır. Hatasız durumda kütleleri birbirine bağlayan kütsüz yaylar hatalı durum için çatlağın bulunduğu noktada rijitlik kaybının göstergesidir. Hatalı durum için CATIA™ analiz programından elde edilen sonuçlar ve kesikli kütle modellemesinden elde edilen sonuçların birbiri ile korelasyon içinde olması hatalı çubuk içinde kesikli kütle modellemesinin yapılabileceğinin göstergesi olmuştur.

4. bölümde, nümerik uygulamalardan ve analiz programından elde edilen değerler, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. 3 m uzunluğunda ve 20.1 mm çapındaki çelik çubuğun titreşimleri serbest-serbest sınır şartları altında ve serbest uçtan bir impuls kuvvetiyle uyarılarak meydana gelen boyuna titreşimleri elde edilmiştir. Hata çubuğun serbest ucundan 1197 mm içeride ve derinliği 2, 4 ve 6 mm olacak şekilde simetrik olarak uygulanmıştır. Hatasız ve hatalı durumlar için titreşimlerin frekans cevap fonksiyonları dikkate alınmış ve hatanın varlığı titreşimlerin 1. doğal frekansları'nda meydana gelen değişimlerle yansıtılmıştır. Deneysel sonuçlardan anlaşılacağı üzere hatasız ve 2 mm derinlik durumlarında 1. doğal frekanslarda bir değişim gözlenmemiştir. Ancak hata şiddeti arttırıldığında hata şiddetine bağlı olarak 1. doğal frekans değerlerinde bir düşüş gözlemlenmiştir. Bununla beraber, deneysel sonuçlar ile analitik sonuçlar arasında çok iyi bir korelasyon olduğu gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak; nümerik uygulamalardan, analiz programlarından ve deneysel sonuçlardan elde edilen verilerin uyum içinde olması hasar tespitinde titreşim analizinin uygulanabilir etkin bir yöntem olduğunu göstermiştir.

6. KAYNAKLAR

- Adams, R.D., Cawley, P., Pye, C.J., Stone B.J., 'A vibration technique for non-destructive assessing the integrity of structures', *Journal of Mechanical Engineering Science*, 20(2), 1978, 93-100
- Broch ,T.J., 'Application of the B&K Equipment to Mechanical Vibration and Schock Measurements', *Bruel&Kjaer*, 1973
- D.P. Patil, S.K. Maiti, 'Detection of multiple cracks using frequency measurements' *Engineering Fracture Mechanics* 70 (2003) 1553–1572
- Dyer,D. And Stewart R.M., 'Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis', *Transactions of The ASME, Journal of Mechanical Design*, Vol.100, pp.229-235,1978
- H.F. Lam, Y.Y. Lee, H.Y. Sun, G.F. Cheng, X. Guo, 'Application of the spatial wavelet transform and Bayesian approach to the crack detection of a partially obstructed beam Thin-Walled Structures' 43 (2005) 1–21
- H. Nahvi, M. Jabbari, 'Crack detection in beams using experimental modal data and finite element model', *International Journal of Mechanical Sciences* 47 (2005) 1477–1497
- H.Y. Hwang, C. Kim, 'Damage detection in structures using a few frequency response measurements' *Journal of Sound and Vibration* 270 (2004) 1–14
- Krawczuk M., Grabowska J., Palacz M., 'Longitudinal wave propagation', *Journal of Sound and Vibration* 295 (2006) 461–478

- Kumar B.M., Sujith R.I., 'Exact solutions for the longitudinal vibration of non-uniform rods', *Journal of Sound and Vibration* (1997) 207(5),721-729
- Leontios J. Hadjileontiadis, Evanthia Douka, Athanasios Trochidis, 'Crack detection in beams using kurtosis' *Computers and Structures* 83 (2005) 909–919
- Lyon R.H., 'Machinery Noise and Diagnostics', Butterworths Publishers, Boston, 1987
- Martin H.R., 'Detection of Gear Damage by Statistical Vibration Analysis', *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers*, Part-C, p.p. 395-401,1992
- Michele Dilena, Antonino Morassi, 'Damage detection in discrete vibrating systems' *Journal of Sound and Vibration* 289 (2006) 830–850
- Morgan, B.J., Osterle, R.G., 'On-site modal analysis-a new powerful inspection technique', 2nd International Bridge Conference, 108-114, 1985, Pittsburgh
- N.T. Khiem, T.V. Lien, 'Multi-crack detection for beam by the natural frequencies' *Journal of Sound and Vibration* 273 (2004) 175–184
- Randal, R.B., 'Frequency Analysis', Bruel & Kjaer, 1987
- Rizos PF, Aspragathos N, Dimarogonas AD., 'Identification of crack location and magnitude in a cantilever beam from the vibration modes' *J Sound and Vibration* 1990;138(3):381–8.
- S. Loutridis, E. Doukab, L.J. Hadjileontiadis, 'Forced vibration behaviour and crack detection of cracked beams using instantaneous frequency' *NDT&E International* 38 (2005) 411–419

Syed, A.A., Brown, J.D., Oliver, M.J., and Hills, S.A., ‘The Cepstrum: A Viable Method for the Removal of Ground Reflection’, Journal of Sound and Vibration, Vol. 71(2), pp. 299-313, 1980

Viola E.,Federici L.,Nobile L., ‘Detection of crack location using cracked beam element method for structural analysis’ Theoretical and Applied Fracture Mechanics , Volume 36, Number 1, July 2001 , pp. 23-35(13)

Y.J. Yan, H.N. Hao L.H. Yam, ‘Vibration-based construction and extraction of structural damage feature index’ International Journal of Solids and Structures 41 (2004) 6661–6676

West, W.M., ‘Illustration of the use of modal assurance criterion to detect structural changes in an orbiter test specimen’,Air force Conference on Aircraft Structural Integrity, 1-6, 1984

Kitap ve tez

Singiresu Rao S. ,1995 ‘Mechanical Vibrations’, Addison Wesley Publishing Company, 3. Edition, 920 pages

Uğur Arifoğlu, 2005, ‘Simulink ve Mühendislik Uygulamaları’Alfa Yayınları, İstanbul 1088 sayfa

İsa Yesilyurt. ‘Gearbox Fault Detection and Severity Assessment Using Vibration Analysis’, Ph.D. Thesis, University of Manchester, 1997.

İnternet Kaynakları

1-<http://buckmin-dsp.blogspot.com>, 10.11.2007

2-<http://www.iotech.com/>

3-<http://www.mathworks.com/>

4-<http://www.sciencedirect.com/>

5-<http://www.dytran.com>

6- <http://titresimanalizi.com>

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı	Bahar EGELİ
Doğum Yeri	Bolvadin
Doğum Tarihi	15.01.1981
Medeni Hali	Bekar
Yabancı Dili	İngilizce
	Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)
Lise	Afyon Süleyman Demirel Fen Lisesi/1999
Lisans	Selçuk Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü/2005
Yüksek Lisans	
	Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl Aralığı
Tez Isı- Makine Ltd. Şti.	2005-2007
Kara Kuvvetleri Komutanlığı	2007-



Model 086C04
Impact Hammer
Installation and Operating Manual

**For assistance with the operation of this product , contact the Vibration
Division of PCB Piezotronics, Inc.**

Division toll-free 888-684-0015
24-hour SensorLineSM 716-684-0001
Fax 716-685-3886
E-mail vibration@pcb.com



PCB PIEZOTRONICSTM
VIBRATION DIVISION

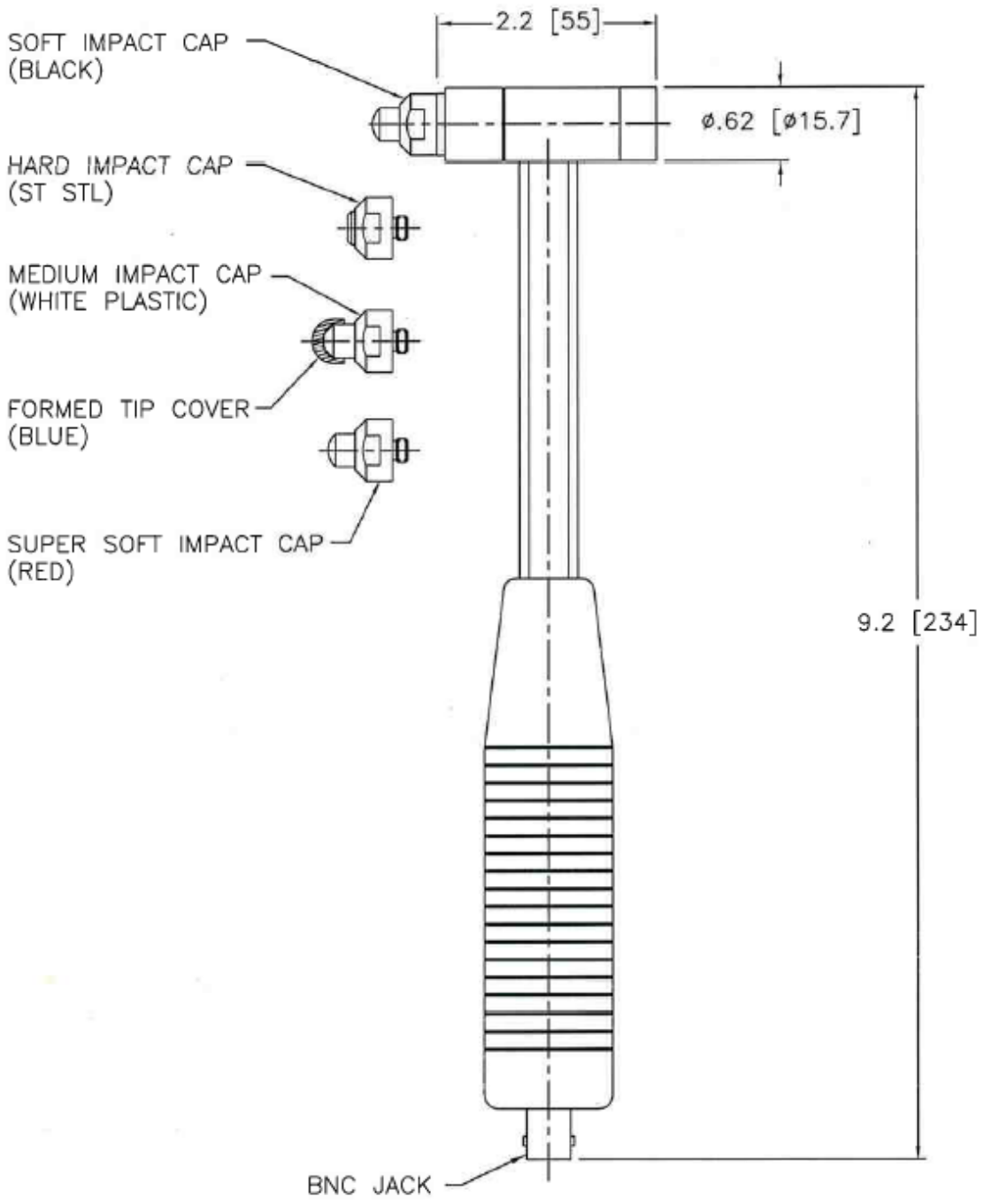
Model Number 086C04	ICP® IMPACT HAMMER		Revision: G ECN #: 25626	
Performance Sensitivity(± 15 %) Measurement Range Frequency Range(-10 dB)(Hard Tip) Frequency Range(-10 dB)(Medium Tip) Frequency Range(-10 dB)(Soft Tip) Resonant Frequency Non-Linearity Electrical Excitation Voltage Constant Current Excitation Output Impedance Output Bias Voltage Discharge Time Constant Physical Sensing Element Sealing Hammer Mass Head Diameter Tip Diameter Hammer Length Electrical Connection Position Extender Mass Weight Electrical Connector	ENGLISH 5 mV/lbf ± 1000 lbf pk 8 kHz 2.5 kHz 375 Hz 200 Hz ≥ 22 kHz ≤ 1 % 18 to 30 VDC 2 to 20 mA <100 ohm 8 to 12 VDC ≥ 2000 sec Quartz Epoxy 0.34 lb 0.62 in 0.25 in 8.5 in Bottom of Handle 2.6 oz BNC Jack	SI 1.1 mV/in ± 4400 N pk 8 kHz 2.5 kHz 375 Hz 200 Hz ≥ 22 kHz ≤ 1 % 18 to 30 VDC 2 to 20 mA <100 ohm 8 to 12 VDC ≥ 2000 sec Quartz Epoxy 0.16 kg 1.57 cm 0.63 cm 21.6 cm Bottom of Handle 75 gm BNC Jack	OPTIONAL VERSIONS Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used. T - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE P1451.4 NOTES: [1] Typical. [2] Varies depending on test structure. These values are from hitting a stiff steel mass. Hammer did not have extender mass attached. SUPPLIED ACCESSORIES: Model 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (2) Model 084A08 Extender - Steel, 0.6" Diameter (1) Model 084B03 Hard Tip- Hard (S.S) (1) Model 084B04 Hammer Tip- Medium (White Plastic) (1) Model 084C05 Hammer Tip- Soft (Black) (2) Model 084C11 Hammer Tip- Supersoft (Red) (2) Model 085A10 Vinyl Cover For Medium Tip (Blue) (2) Model HCS-2 Calibration of Series 086B to 086D instrumented hammers only (1)	Entered: <i>BJS</i> Engineer <i>CCB</i> Sales: <i>CSA</i> Date: <i>4-24-07</i> Date: <i>4-24-07</i> Date: <i>4/24/07</i> Approved: <i>CS</i> Spec Number: 15274
ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc. All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.		PCB PIEZOTRONICS™ VIBRATION DIVISION 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043 Phone: 716-684-0001 Fax: 716-685-3886 E-Mail: vibration@pcb.com		

086-3020-95

PCB Piezotronics Inc. claims proprietary rights in the information disclosed hereon. Neither it nor any reproduction thereof will be disclosed to others without written consent of PCB Piezotronics Inc.

REVISIONS

REV	DESCRIPTION	ECN	DATE	APP'D
E	REVISED PER ECN	22370	6/22/05	DM
F	UPDATED NOTES	25626	4/6/07	FB461



UNLESS SPECIFIED TOLERANCES		DRAWN				MFG		PCB PIEZOTRONICS™	
DIMENSIONS IN INCHES	DIMENSIONS IN MILLIMETERS [IN BRACKETS]	8255	4/12/07	4/23/07	MY	4/23/07	3425 WALDEN AVE. DEPEW, NY 14043	(716) 684-0001 EMAIL: SALES@PCB.COM	
DECIMALS XX ±.03 XXX ±.010	DECIMALS X ±0.8 XX ±0.25	ECB	4/23/07	ENGR	CCR	4/23/07	CODE IDENT. NO. 52681		
ANGLES ±2 DEGREES	ANGLES ±2 DEGREES	APP'D	SB	4/23/07	SALES	LSA	4/23/07	DWG. NO. 086-3020-95	
FILLETS AND RADII .003 - .005	FILLETS AND RADII [0.07 - 0.13]	TITLE OUTLINE DRAWING MODALLY TUNED IMPULSE HAMMER						SCALE: .75x SHEET 1 OF 1	
DD011 REV. C 01/21/03									



**SPECIFICATIONS, MODEL SERIES 3200B, 3200BT & 3200BM [1]
LIVM HIGH SHOCK ACCELEROMETERS**

SPECIFICATIONS BY MODEL

MODELS	RANGE F.S. (G's)	MAXIMUM SHOCK (G's)	SENSITIVITY (NOM) [2] (mV/G)	ELECTRICAL NOISE (G's)	NATURAL FREQUENCY (kHz)
3200B , BT & BM	80,000	100,000	0.05	0.014	130
3200B2, B2T & B2M	50,000	100,000	0.1	0.007	130
3200B3, B3T & B3M	20,000	100,000	0.25	0.0028	130
3200B4, B4T & B4M	10,000	50,000	0.5	0.0014	130
3200B5, B5T & B5M	5000	50,000	1.0	0.0007	130
3200B6, B6T & B6M	2500	50,000	2.0	0.0035	100

COMMON SPECIFICATIONS

SPECIFICATION	VALUE	UNITS
DISCHARGE TIME CONSTANT, NOM.	1.0	SECOND
LOW FREQUENCY -3db POINT, NOM.	.16	Hz
LOW FREQUENCY -5% POINT	.50	Hz
LINEARITY [3]	±1	% F.S.
TRANSVERSE SENSITIVITY, MAXIMUM	3.0	%
OUTPUT IMPEDANCE, NOM.	100	OHMS
OUTPUT VOLTAGE BIAS, NOM.	+11	VDC
SUPPLY CURRENT RANGE [4]	2 to 20	mA
COMPLIANCE (SUPPLY) VOLTAGE RANGE [4]	+18 to +30	VDC
OPERATING TEMPERATURE RANGE	-80 to +250	°F
SIZE (HEX x HEIGHT) [5]	3/8 x .64	INCHES
WEIGHT	6	GRAMS
CONNECTOR, TOP MOUNTED	10-32	MICRO-COAXIAL
MATERIAL, HOUSING/CONNECTOR	17-4 PH	STAINLESS STEEL
MOUNTING PROVISION, 3200B/3200BT/3200BM	1/4-28/10-32/M6 x 1.0	INTEGRAL STUD
ENVIRONMENTAL SEAL	EPOXY	
ISOLATION, CASE TO MOUNTING SURFACE	10	MEGOHMS

- [1] Model series 3200B features 1/4-28 mounting stud, series 3200BT features 10-32 stud, series 3200BM has a m6 x 1.0 metric mounting stud. All other characteristics are identical.
 [2] Measured by impacting against calibrated force sensor. NIST traceable.
 [3] Percent of full scale or any lesser designated full scale range, zero-based best fit straight line method.
 [4] Power only with Dytran or Dytran approved current source type power unit. Do not supply power without current limiting. You will destroy the integral electronics. This will void the warranty.
 [5] Height measured from mounting surface to top of connector. Integral mounting studs are .20 in. long.