

**DAİRESEL VE PRİZMATİK MAKİNE
ELEMENLARINDA OLUŞAN ÇATLAK
BÜYÜKLÜĞÜNÜN DENEYSEL MODAL ANALİZ
YÖNTEMİYLE BELİRLENMESİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Lütfiye DAHİL

DANIŞMAN

Yrd.Doç.Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE EĞİTİMİ

OCAK 2011

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DAİRESEL VE PRİZMATİK MAKİNE ELEMANLARINDA OLUŞAN
ÇATLAK BÜYÜKLÜĞÜNÜN DENEYSEL MODAL ANALİZ YÖNTEMİYLE
BELİRLENMESİ

Lütfiye DAHİL

DANIŞMAN

Yrd.Doç.Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE EĞİTİMİ

OCAK 2011

ONAY SAYFASI

Yrd. Doç. Dr. Abdurrahman KARABULUT danışmanlığında,

Lütfiye DAHİL tarafından hazırlanan

“Dairesel ve Prizmatik Makine Elemanlarında Oluşan Çatlak Büyüklüğünün Deneysel Modal Analiz Yöntemiyle Belirlenmesi” başlıklı bu çalışma, lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca

07 / 01 / 2011

tarihinde aşağıdaki jüri tarafından

Makine Eğitimi Anabilim Dalında

Yüksek Lisans tezi olarak oybirliği ile kabul edilmiştir.

	Ünvanı, Adı, SOYADI	İmza
Başkan	Doç.Dr. Şükrü TAKTAK	
Üye (Danışman)	Yrd.Doç.Dr. Abdurrahman KARABULUT	
Üye	Yrd.Doç.Dr. İsmail UCUN	

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetin Kurulu'nun

...../...../ 2011 tarih ve

..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Doç. Dr. Rıdvan ÜNAL
Enstitü Müdürü

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER	i
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	v
SİMGELER VE KISALTMALAR	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1.GİRİŞ	1
1.1 Çalışmanın Amacı	4
2. LİTERATÜR TARAMASI	5
3. MATERYAL METOD	19
3.1 Deney Düzenegi Elemanları	20
3.1.1 Çekiç	20
3.1.2 İvme Ölçer	23
3.1.3 Sinyal Şartlandırıcı	25
3.1.4 USB Bilgi toplama Kartı	26
3.1.5 Bağlantı Elemanları	27
3.1.6 LabVIEW	28
3.1.7 Kullanılan Numunelerin Özellikleri	29
3.2 Modal Analiz	34
3.3 Matematiksel Model	36
3.4 Deneysel Modal Analiz Ölçümü	38
3.5 Sönüm Oranının Hesaplanması	41
4. BULGULAR	45
4.1 Dairesel Kesitli Numune	45
4.2 Prizmatik Kesitli Numune	48
4.3 Nümerik Hesaplamalar	50

4.3.1 Dairesel Kesitli Sağlam Parçanın Mod Şekillerinin Bulunması	50
4.3.2 Dairesel Kesitli Hasarlı Parçanın Mod Şekillerinin Bulunması	57
4.3.3 Prizmatik Kesitli Hasarlı Parçanın Mod Şekillerinin Bulunması	64
4.3.4 Prizmatik Kesitli Sağlam Parçanın Mod Şekillerinin Bulunması	70
5. SONUÇ	78
6. KAYNAKLAR	80
6.1 İnternet Kaynakları	82
7.ÖZGEÇMİŞ	83

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Dairesel ve Prizmatik Makine Elemanlarında Oluşan Çatlak Büyüklüğünün Deneysel Modal
Analiz Yöntemiyle Belirlenmesi

Lütfiye DAHİL

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Abdurrahman KARABULUT

Bu çalışmada, deneysel moda analiz kullanılarak iş parçası üzerindeki titreşim ölçülmüştür. Titreşim ölçümünde frekansa bağlı grafikler elde edilmiştir. Bu grafikler, frekans cevap fonksiyonu (FRF) diye isimlendirilmiştir. Grafikler kullanılarak Rezonans frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleri elde edilmiştir.

İki tip iş parçası kullanılmıştır. Birincisi daire kesitli, ikincisi prizmatik kesitlidir. İş parçalarının frekans grafiklerinin aynı olmadığı görülmüştür. Çatlak oluşturulmuş parçanın rezonans frekans değerleri diğerinden küçük aynı zamanda genlik değeri de düşüktür.

Tasarımda önemli görülen parçaların frekansları, sönüm oranları nümerik olarak da hesaplanmıştır.

Ocak 2011, 82 Sayfa

Anahtar Kelimeler: Titreşim, modal analiz, frekans, sönüm oranı, mod şekilleri.

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

Circular and Prizmatik Machine Part of The one That Is Crack Size Experimental Modal Analysis
Method With Determine.

Lütfiye DAHİL

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Mechanical Education Program

Supervisor: Yrd. Doç. Dr. Abdurrahman KARABULUT

In this study, the vibration on the work piece is measured with the experimental modal analysis. Frequency dependent graphs were obtained from measurements of vibration. This graphs are called (FRF) response frekans function. Resonans frequencies, damping ratio, and mode shapes were obtained.

Two work piece types are used. First one is diametrical, the second one is quadrical. Each type is one normal and one cracked. The frekans graphs of the work piece wasn't the same. Resonans frequencies of cracked parts are smaller and at the same time magnitude values are low too.

Frequency , damping ratios of important parts on desing are also calculated numerical.

January 2011, 82 Page.

Key Words: Vibration, modal analysis, frekans, damping ratio, mode shape

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca tecrübelerinden ve yardımlarından faydalandığım, kariyer basamağımın ilerlemesinde çok değerli katkılarda bulunan danışman hocam sayın Yrd.Doç.Dr. Abdurrahman KARABULUT'a, laboratuvar çalışmalarımda bana destek ve yardımlarını esirgemeyen AKÜ Elektrik Eğitimi Bölümü sayın Arş.Grv Mahmut ÇINAR'a, numune özelliklerinin irdelenmesi yönünden bana çok yardımcı olan bölümümüz değerli öğretim üyelerinden sayın Doç.Dr.Yılmaz YALÇIN'a, MATLAB programı çalışmalarım sırasında desteğini esirgemeyen sayın Doç.Dr.Muhammed YÜRÜSOY'a numunelerin işlenmesinde yardımcı olan İscehisar Göral Makine AŞ'ne, numunelerde çatlak oluşturmada desteğini esirgemeyen Kocaşaban Makine'ye, çalışmalarımda maddi ve manevi desteğini esirgemeyen makine öğretmeni değerli eşim sayın İsmet DAHİL'e teşekkürlerimi sunarım.

Lütfiye DAHİL

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

1. Simgeler

ζ	Sönüm Oranı
ω	Tabi Frekans
k	Yay Katsayısı
m	Kütle
$x(t)$	Yerdeğiştirme
$[M]$	Kütle Matrisi
$[K]$	Rijitlik Matrisi
$\ddot{x}(t)$	İvme
$\dot{x}(t)$	Hız
C	Sönüm Sabiti
r	Modal Koordinat
S	Matris Dönüşümü
P	Özdeğer Vektörleri matrisi
$\tilde{K}$	Hayali Matris
P^T	Özdeğer Vektörler Matrisinin Transpozu
ϑ	Vektörel Büyüklük
H_ω	Frekans Davranış Fonksiyonu
U_i	Mod Şekli
a_i	Mod Şeklinin Koordinatları
$A_i\omega$	Çıkış Noktasının Frekansı
$F_j\omega$	Giriş Noktasının Frekansı
H_{ij}	Çıkış Noktası Frekansının Giriş Noktası Frekansına Oranı

2. Kısaltmalar

FRF	Frequence Response Function (Frekans Cevap Fonksiyonu)
FTF	Fast Fourier Transform (Hızlı Fourier Transformi)
ICP	Intengrated Circuit Piezoelectric
GPL	Grafik Programlama Dili
DTMM	Dinamik Transfer Matris Metodu
SEM	Sonlu Elemanlar Metodu

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 3.1 Modal analiz deney elemanları	19
Şekil 3.2 Deney Düzenegi	20
Şekil 3.3 Çekiç	21
Şekil 3.4 Çekiç ve bağlantı elemanları	22
Şekil 3.5 Çekicinin ucunda kullanılan sensörlerin duyarlılığı	23
Şekil 3.6 İvme alıcının çalışma şeması	23
Şekil 3.7 İvme alıcının bağlantı şekilleri	24
Şekil 3.8 Sinyal şartlandırıcı devresi	25
Şekil 3.9 USB bilgi toplama kartı	27
Şekil 3.10 Kablo çeşitleri	27
Şekil 3.11 LabVIEW arayüzü	28
Şekil 3.12 Deneylerde Kullanılan Numuneler	23
Şekil 3.13 Etki ve tepki fonksiyonlarının	34
Şekil 3.14 Periyodik bir sinyalin Fourier dönüşümü	35
Şekil 3.15 Frekans tepki fonksiyonları	36
Şekil 3.16 Frekans tabanlı grafik	38
Şekil 3.17 FRF grafiği	39
Şekil 3.18 FRF grafiğinin oluşumu	39
Şekil 3.19 Doğal frekanslarda meydana gelen mod şekilleri	40
Şekil 3.20 Ankastre kirişte meydana gelen titreşim modları	41
Şekil 3.21 İvme zaman grafiği	42
Şekil 3.22 Ankastre kirişte meydana gelen mod şekilleri	42
Şekil 3.23 FFT dönüşümü	43
Şekil 3.24 Sönüm oranının bulunması	44
Şekil 4.1 YS 2.3 Dairesel kesitli sağlam parçanın frekans grafiği	45
Şekil 4.2 YH 2.3 Dairesel kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği	46
Şekil 4.3 YS 3.3 Dairesel kesitli sağlam parçanın frekans grafiği	46

Şekil 4.4 YH 3.3 Dairese kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği	47
Şekil 4.5 KS 3.2 Prizmatik kesitli sağlam parçanın frekans grafiği	48
Şekil 4.6 KH 3.2 Prizmatik kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği	48
Şekil 4.7 KS 2.2 Prizmatik kesitli sağlam parçanın frekans grafiği	49
Şekil 4.8 KH 2.2 Prizmatik kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği	49
Şekil 4.9 Dairesel kesitli sağlam parçanın frekans grafiği	50
Şekil 4.10 Dairesel kesitli sağlam parçanın mod şekilleri	56
Şekil 4.11 Dairesel kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği	57
Şekil 4.12 Dairesel kesitli hasarlı parçanın mod şekilleri	62
Şekil 4.13 Prizmatik kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği	63
Şekil 4.14 Prizmatik kesitli hasarlı parçanın mod şekilleri	68
Şekil 4.15 Prizmatik kesitli sağlam parçanın frekans grafiği	69
Şekil 4.16 Prizmatik kesitli sağlam parçanın mod şekilleri	74

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa No
Çizelge 3.1 Sinyal şartlandırıcının teknik özellikleri	26
Çizelge 3.2 Deneyde kullanılan numunelerin numune ve kesit özellikleri	29
Çizelge 3.3 Ç1045 Çeliğinin kimyasal analizi	31
Çizelge 4.1 Dairesel kesitli parçaların rezonans frekansları	46
Çizelge 4.2 Prizmatik kesitli parçaların rezonans frekansları	49
Çizelge 4.3 Dairesel kesitli sağlam parçada sönümleme değerleri	55
Çizelge 4.4 Dairesel kesitli sağlam parçanın mod koordinatları	57
Çizelge 4.5 Dairesel kesitli hasarlı parçada sönümleme değerleri	62
Çizelge 4.6 Dairesel kesitli hasarlı parçanın mod koordinatları	63
Çizelge 4.7 Prizmatik kesitli hasarlı parçada sönümleme değerleri	69
Çizelge 4.8 Prizmatik kesitli hasarlı parçanın mod koordinatları	70
Çizelge 4.9 Prizmatik kesitli sağlam parçada sönümleme değerleri	75
Çizelge 4.10 Prizmatik kesitli sağlam parçanın mod koordinatları	76

1. GİRİŞ

Deneysel modal analiz son yıllarda bilgisayar destekli ölçüm cihazlarının gelişmesiyle daha fazla araştırmalarda kullanılır hale gelmiştir. Bu yöntemle bir makine elemanının dinamik özellikleri olarak adlandırılan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları deneysel çalışmalar sonucunda bulunmuştur.

Dinamik özellikler konusunda pek çok araştırmacı çalışmalar yapmıştır. Yapılan bu çalışmaların çoğunda sistemler uygun matematiksel modellerle modellenmiş ve buna göre sistemin çözümüne ait yaklaşımlar elde edilmiştir.

Deneysel ölçüm metotlarına bağlı mühendislik yapılarının dinamik özelliklerinin belirlenmesi için deneysel modal analiz ve operasyonel modal analiz yöntemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Deneysel modal analiz yönteminde yapı bilinen bir etkiyle titreşime maruz bırakılıp, (sarsma tablası, darbe çekici ve shaker), yapının bu etkiye verdiği tepki olarak ölçülmektedir. operasyonel modal analiz yönteminde ise yapı bilinmeyen çevresel etkiler ile titreşime maruz kalmakta (rüzgar, insan hareketi, taşıt yükü) ve yapının bu etkiye verdiği tepki ölçülmektedir. Uygulama basitliği, ölçüm sırasında trafik akışının kesilmemesi, düşük maliyet gibi sebeplerden dolayı operasyonel modal analiz yöntemi köprülerin dinamik özelliklerinin belirlenmesinde daha yaygın olarak kullanılmıştır.

Günümüzde mühendislik yapılarının dinamik özelliklerinin çevresel titreşimler kullanılarak belirlendiği birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda betonarme ve çelik binaların, köprülerin, barajların, siloların, stadyumların, tarihi yapıların ve nükleer santrallerin dinamik özellikleri belirlenmiştir. Ayrıca, çelik taşıyıcı sisteme sahip konsol kiriş, düzlem çerçeve ve üç boyutlu çerçeve modeller üzerinde de gerçekleştirilen ölçümlerden dinamik özellikler belirlenmiş ve teorik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır (Bayraktar vd, 2006).

Modal analiz lineer olmayan parametrelerin dikkate alınmadığı bir analiz yöntemidir. Dinamik olarak zorlanan elemanların modal analiz yöntemi ile doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilmektedir. Bu bilgilerle modal parametreler malzeme özelliklerine bağlı olarak farklılık göstermektedir (Aspinwall vd, 1999).

Dinamik karakteristiklerin diğ er adıyla doğal frekansları ve mod şekillerini ortaya koyması, sistemin dinamik y ukler altında nasıl bir cevap verebileceğinin belirlenmesi açısından oldukça  onemlidir.

Sistemler  zerindeki titreşimlerin sistemin doğal frekansları ile çakışması halinde rezonans meydana gelmekte ve sistemin zarar görmesine neden olmaktadır. Bu nedenden dolayı tasarımı yapılacak elemanın doğal frekanslarını tespit etmek oldukça  onemlidir.

Kiriş ve plak gibi yapı elemanlarına ait dinamik davranışlar pek çok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Bu sistemler üzerinde yapılan analizler sistemlerin uygun matematiksel modellenmesi ile sistemin çözümüne ait uygun yaklaşım modelleri üzerinde durulmuştur.  nce dikdörtgen plakaların serbest enine titreşimlerini Leissa (1969) inceleme yapmıştır. Leissa (1973) kiriş ve plaklar için seri tipi fonksiyon yaklaşımlar kullandı. Bassily ve Dickinson (1975) tarafından serbest kenarlara sahip plak problemlerinde Rayleigh-Ritz tekniğini kullanmıştır.

Günümüzde, beyaz eşya sektöründe, titreşim ve gürültü performansı bakımından en kritik ürünlerden biri çamaşır makinesidir. Çamaşır makinesinin en yüksek titreşim düzeyinin sıkma işleminde olduğu bilinmektedir. Makine üzerinde çok sayıda esnek yapının bulunması nedeniyle ilgilenilen frekans aralığında titreşimi oluşturan parçanın hangisi olduğunu anlamak oldukça güçtür. Bazı durumlarda, böyle bir tespiti yapmak çok zaman almakta, bazı durumlarda mümkün bile olmamaktadır (F.Bayraktar, T.Belek 2006).

Literatürde, doğrudan çamaşır makinesinin modellenmesine yönelik çalışmalar incelendiğinde sınırlı sayıda çalışma bulunmuştur. Bulunan  alı malar; çamaşır makinesinin yürüme probleminin modellenmesi Soward (1972). Çamaşır makinesinin ulaşılabilir sıkma hızının, askı sisteminin direngenliğine bağlı olduğunu gösteren bir  alı ma Conrad (1994). Yere paralel eksenli bir çamaşır makinesi için, bir katı cisim modeli Türkay (1995). Zemin titreşimine bağlı çamaşır makinesi yürüme probleminin çözümü için Sonlu Elemanlar yöntemini temel alan bir yöntem Kato ve Honma (1998),  ama ır makinesinin dinamik davranışını tanımlayabilmek için, bir mekanik model

Wagner (2000) tarafından geliştirilmiştir. Literatürdeki çalışmaların genelde makinenin belirli bir bölümünü modellediği ve makineyi katı çok elemanlı sistem olarak göz önüne aldığı görülmüştür (F.Bayraktar, T.Belek 2006).

Deneysel modal analiz yöntemine ihtiyaç duyulmasının nedenleri arasında, sistemlerin teorik analizi yapılırken kabullerin gerçekte sağlanıp sağlanmadığının kontrol edilebilmesi ve teorik analizinin yapılmasında güçlük olacak sistemlerin dinamik karakteristiklerinin belirlenebilmesidir.

Bir makine tasarlamak için bu frekansların tanımlanmasına ve sisteme bir kuvvet uygulandığında sistemin tepkisinin nasıl olunacağını bilinmesine ihtiyaç vardır. Mod şekillerini ve sistemde nasıl bir titreşim oluşacağı mühendisin sistemi daha iyi tasarlamasına yardımcı olacaktır. Modal analiz kullanımında analitik modeli doğrulayabilir, eğer fiziksel modelle uygun sonuçlar çıkarsa, bu analitik model daha sonraki değişiklikler ve analizler için kullanılabilir. Ayrıca yapının her bir rezonans frekansında, dinamik olarak nasıl hareket edeceğini anlayarak yapısal zayıflıkları bulmada yardımcı olur buna ek olarak, gürültü ve titreşim problemlerinin giderilmesinde imkan sağlar.

Makinelerin çalışma şartlarının ve performanslarının izlenmesi için dinamik davranışını karakterize eden çeşitli parametrelerden faydalanılmaktadır. Performansı gözlemlenecek makinede; çalışma şartları ve ölçüm yapılacak noktaların özelliklerine bağlı olarak çeşitli fiziksel büyüklükler yardımıyla makinenin performansı, belirli bir zaman aralığında gözlemlenebilmektedir. Makine performansı hakkında en önemli ve detaylı bilgileri verebilen titreşim karakteristikleridir.

Bir makinenin beklenmedik bir şekilde aniden arızalanması, genellikle fazla rastlanmayan bir durumdur. Makinenin devre dışı kalmasından çok önce, gelişen arızanın sinyalleri alınmaya başlanır. Uygulamada rastlanan birçok örneklerde, makinelerde belirlenen düzensizlikler makinenin titreşim seviyesinde artış olarak kendisini göstermekte olup bu titreşimler makinenin üzerinden ivme ölçerler yardımıyla alınarak orijinal sinyallerle karşılaştırılır. İkisi arasında ortaya çıkan farklar değerlendirilir. Arıza durumu hakkında bir fikir elde edilir. Bunu için sınır değerleri

vardır. Bu sınırın altında yada üstünde titreşim büyüklüğü arızanın olup olmadığı hakkında bilgi verecektir. Sonra gerekli önlemler alınır.

Dinamik yükler altında çalışan makine elemanlarının yorulmaya maruz kaldığı sonrası çatlakların oluşması ve parçanın kırılmasına kadar devam eden süreç vardır. Bu süreçteki olayları takip etmek için modal analiz önemli bir metod olarak görülmektedir. Çatlak ve sağlam normal bir makine parçasının rezonans frekansları aynı değildir. Çalışmalarda hasarlı parçaların rezonans frekanslarının daha düşük olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada, makine üzerinde kullanılan iki farklı profile sahip parçanın rezonans frekansı okunmaya çalışılmıştır. Bu amaçla deneysel modal analiz kullanılmış ve rezonans frekansları elde edilmiştir.

1.1 Çalışmanın Amacı

Bu çalışmada; dairesel ve prizmatik makine elemanları üzerinde oluşan çatlak büyüklüğünün deneysel modal analiz yöntemiyle bulunması hedeflenmiştir. Hasarlı ve sağlam parçalarda okunan rezonans frekans değerleri ve mod şekilleri karşılaştırılarak farklılıkların ortaya konulmasına çalışılmıştır.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Avitabile (2002), yaptığı çalışmada modal testte zaman bilgisi veya ortalama FRF (Frequency Response Function) bilgisi toplamının hangisinin daha iyi olduğunu belirtmiştir. Önceki zamanlarda duraksız bir disk seçeneği mümkün olmadığından genellikle zaman bilgisi toplanır ve hemen FRF den ortalama bilgi elde edilirdi. Bilgisayar hafızası ve disk sürücü kapasitesi çok küçük olduğu için zaman bilgisi işlemini hemen gerektirirdi. Zaman, bilgi toplama uygulamaya bağlıdır ve test bölgesinde magnetik bir kaydediciye kaydedilirdi. Bu bilgi FRF de bilgi elde etmek için işlemin laboratuvarında yeniden yapılmasıdır. Ancak kullanılan magnetik kaydedici ekipman zaman zaman farklı problemlerle karşılaşıldığında testin tamamlanması işleminin ardından ileride zaman bilgisi avantajına sahip olmaya imkan verir. Örneklendirilen parametrelerde zaman bilgisi uygun olduğu için çeşitli sinyal işlemlerinin etkileri sınırlandırılabilir. Test mühendislerine olanak vermek ve bilgi toplamak için çeşitli görüşleri daha iyi almamızı sağlar. Eğer yalnızca FRF den bilgi elde edilecekse hiçbir ekleme işlemi mümkün olmaz. İşlem eklemek için zaman bilgisi her zaman daha uygundur. Temel olarak diyebiliriz ki daha iyi bilgi toplamak için zaman bilgisi en uygundur.

Avitabile (2002), yaptığı çalışmada Modal testte bilgi elde etmek için temel adımların neler olduğunu açıklamıştır. Vuruş (impact) testinde sistemi uyarmak için bir çekiç (hammer) veya etki gücüne sahip alet kullanılır ve sistemdeki kuvvet iletimi ölçülür. Sistemin tepkisi ivme ölçer ile ölçülür. Genellikle sistemi uyarmak için kullanılan kuvvet bilgi elde etme sisteminde en yavaş kanal üzerinde ölçülür. Kalan kanallar üzerinde tepki sinyallerini ölçmek çift veya çok kanallı bir sistem olup olmamasına bağlıdır. Ölçüm alma işleminde bilgi almak için özellikle minimal voltajlar kullanılmalıdır. Pek çok bilgi edinme sisteminde vurucu aletteki tüm geçişleri tutmak için özelleştirilmiş geciktirici bir ön tetikleyici kullanılır ki bu hiçbir vurucu kuvvet sinyalini atlamaz. Herhangi bir bilgi sayılara dönüştürülmeden evvel toplanan bilgi her zaman yavaş bir geçişle analog filtreden geçer. Bunu yapmanın amacı yüksek frekans dışında olanların filtre edilmesidir. Bunlar frekans ölçümlerinin sağlıklı olması için yüksek frekansı uzaklaştırır. Bilgi analog içinden geçip dijital dönüştürücü (ADC) ki orada örnek bilgi ve dönüştürülmüş dijital model vardır. Bu noktada iki köşe vardır. Bu

bilginin örneklenebilmesi için en az iki kez yüksek frekansta olmalı ve dönüştürücü ile ilgili frekanslar gösterilmelidir. Eğer zaman bilgisi uygulanırsa sistemin özelliklerinde zamanı ölçmek gerekir. Bu örneğim yapılabilmesi için maksimum frekanstan en az 10-20 kez daha hızlı olmalı ki sistemin özelliklerini yeterli değerlendirebilmek için gereklidir. Doğru sinyalin ivme özelliği için ADC sinyalini özelleştirmek için voltaj seviyesini uygun hale getirmeli. Bu yapılmazsa sinyal hatalı ölçülür. Bu noktada dijital bilgiyi tanımlama, vuruş ve tepki uygun olarak sayısallaştırılmış formdadır.

Avitabile (2002), yaptığı çalışmada modal test hazırlamada farklı tipteki pencerelerden hangisi daha uygundur sorusunu cevaplamıştır. Öncelikle Fourier dönüşümü $-\infty$ dan $+\infty$ a tanımlanır. Tüm geçici ölçümler ve sinyaller tutulduğu sürece FFT de gerekli olanları karşılar. Eğer bu olmazsa sızıntı (leakage) olarak adlandırılan problem ortaya çıkar. Sızıntı etkilerini minimize etmek veya tamamen yok etmek için ağırlık işlevli pencereler kullanılır. Vuruş testi genellikle tepki geçişlerinin bazı tiplerine neden olur ki sine dalgalarının gittikçe artarak sönümlemede toplanmasıdır. Bu durumun başlaması FFT de gerekli olabilecek ve sızıntı (leakage) olamayacak şekilde tüm geçici sonuçlar tutulabilir. Ağırlık (weighted) işlevli pencereler FFT den istenenleri daha iyi karşılar. Bu pencereyi uygulamak için zaman bilgisini daha fazla tutmak ya da bant genişliği (bandwith) eklenir. Sistemi uyarmada kullanılan vuruş aynı zamanda kuvvet penceresidir. Bu kuvvet penceresi aynı zamanda gürültü etkilerini yok etmek için kullanılır ki uyarma kanalında çekiç üzerinde vardır. Kuvvet penceresi her zaman gerekli olmayabilir fakat neredeyse bütün bilgi sistemleri için uygundur.

Avitabile (1998), bu çalışmada modal testte vuruş (impact) tetikleyici (shaker) ile uyarmak arasında herhangi bir fark olup olmadığı konusunu araştırmıştır. Teorik olarak bakıldığında shaker testinin sonuçları ile impact testi sonuçları arasında herhangi bir fark olamayabilir. Toplanan bilgilere pratik açıdan bakıldığında farklar olabilecektir. Shaker testi süresince ivmeölçerlerin rastgele yapıldığında farklar daha açık olacaktır. İvmeölçerlerin ağırlığı sistemin toplam ağırlığına göre son derece küçük olabilir fakat onun ağırlığı sistemin farklı parçalarının ağırlığını oldukça büyük oranda etkileyebilir. Çoklu kanal sistemi uygulandığında bütün ölçümleri almak için sistemin etrafında pek çok ivmeölçer kullanılır. Bunlar sistemin ağırlığı üzerinde özellikle problem olabilir. Diğer bir fark shaker etkileriyle sonuçlanabilir. Sistemin modlarını eklenen shakerin

rijitliği ve kütlesi etkileyebilir. Bir impact testinde ise bu problemlerden muzdarip olunmadığı için farklı sonuçlar alınabilecektir.

Çolak ve Uçun (2005), yaptıkları çalışmada metal endüstrisinde kullanılan dairesel testerelerin doğal frekanslarını deneysel ve nümerik olmak üzere iki farklı yöntem kullanmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır. Nümerik analizde dört farklı testere çapı için farklı flanş çapları ele alınmış. Deneysel çalışmada ise, farklı çaplarda kesme diski ve flanş bulmanın zor olması nedeniyle sadece tek testere ve flanş çapı kullanılmıştır. Deneysel test ile nümerik analiz sonuçlarının bazıları farklı çıkmış. Bunun sebebinin ise nümerik analiz ile gerçek durumdaki sınır şartlarının birbiri ile aynı çıkmaması olarak tespit edilmiştir. Nümerik analizde beklendiğı gibi testere çapının küçölmesiyle doğal frekans değęrlerinin arttığı görölmüştür. Ayrıca daha büyük flanş çaplarının kullanılması, frekans değęrlerini artırmakta ve testere çalışma hızından daha büyük değęrlere ulaştığını tespit etmişler. Testerede farklı mod şekilleri elde edilmiştir. Bu modların bazılarının birbiri ile eşit fakat yönlerinin farklı olduğunu görölmüştür. Ayrıca doğal frekans ile dönme hızının çakıştığı durumda gürültü meydana geldiğini belirlemişler.

Dönmez ve Karakan (2009), yaptıkları çalışmada deneysel modal analiz yöntemini köprülere uygulamışlar. Sistemin durumu düzenli zaman aralıkları ile izlenerek değışimler tespit edilmiştir. Yöntemin sağlıklı bir biçimde uygulanabilmesi için analiz edilecek olan sistemin, tekniğın temel varsayımlarına uygun olması gerektiğinden İYTE İnşaat Mühendisliğı Bölümünde deneysel modal analiz yönteminin kullanılmasına örnek teşkil edecek şekilde laboratuarda imal edilmiş bir maket köprü üzerinde çalışılmıştır. Modal analiz sonucu elde edilen dinamik değışkenler sistemin sonlu elemanlar analizinin kalibrasyonunda kullanılmıştır. Maketin kayar mafsal mesnetlerindeki ideal dışı davranış sebebi ile sistemin, yüksek frekans değęrlerinde modal analizin temel varsayımlarının dışına çıktığı görölmüştür. Ayrıca maket köprünün kütlesinin az olmasının mesnetlerden kaynaklanan sapmaların gerçek boyutlardaki bir yapıya göre daha etkin olmasına sebep olduğunu düşünmüşlerdir. Bunlara bağılı olarak modal analiz ve sonlu elemanlar analizi sonuçlarının yüksek frekanslarda sapmalar yaptığını tespit edilmiştir. Buna rağmen sistemin modal şekillerini her iki analiz sonucunda benzer biçimde elde edilmiştir. Modal analiz

tekniklerinin temel varsayımlarından olan sapmanın sınırlı olduğu sistemlerde sistem tanımlamasını başarılı bir şekilde yapılabileceği sonucuna varılmıştır.

Bayraktar ve Türker (2005), yaptıkları çalışmada düzlem çerçevelerin dinamik karakteristiklerini deneysel ve teorik olarak belirlemeye çalışmışlardır. Bu amaçla oluşturulan model üzerinde deneysel ölçümler gerçekleştirmişler ve elde edilen sonuçları teorik sonuçlarla karşılaştırmasını yapmışlardır. Karşılaştırmadan doğal frekanslar ve mod şekilleri açısından deneysel ve teorik sonuçların birbirine oldukça yakın olduğunu görülmüştür. Çalışmadan elde ettikleri sonuçlar doğrultusunda, deneysel modal analiz yönteminin yeterli ölçüm alt yapısı oluşturularak mevcut yapıların dinamik karakteristiklerinin belirlenmesinde güvenle kullanılabileceğini tespit edilmiştir.

Bayraktar ve Belek (2006), yaptıkları çalışmada çamaşır makinesinin dinamik karakteristiklerini deneysel ve teorik olarak inceleyerek çamaşır makinesi üreticilerinin kullanması amacıyla, çamaşır makinesinin titreşim modelinin oluşturulabileceği bir metot tanımlamışlar. Bu metot ile, üreticilerin talep ettiği sürede ve hassasiyette, tasarım aşamasındaki çamaşır makinesinin titreşim performansı hakkında ön değerlendirme yapılabilmesini sağlamışlardır.

Ucun ve Çolakoğlu (2004), yaptığı çalışmada beş farklı kesitli profil malzemelerin üç değişik yöntemle modal analizi incelenmiştir. II. ve III. Doğal frekans değerlerini ve mod şekillerinin bulunmuştur. Analitik metotta Bernoulli-Euler kiriş teorisiyle çözümleri sebest-serbest, bağlı-serbest, bağlı-bağlı ve iki tarafı mesnetli olarak yapmışlar. Deneysel olarak yapılan çözümlerde, sadece serbet-serbest ve bağlı-serbest kenar koşullarındaki doğal frekans değerlerini bulmuşlar. Bağlı-bağlı ve iki tarafı mesnet tepkili kenar koşullarındaki titreşim modları zaman cevap sinyallerinin kötü olması nedeniyle tam oluşmamıştır. Doğal frekans değerlerinin profil kesitindeki büyümeye bağlı olarak arttığını görülmüştür. Aynı zamanda profil malzemenin cidar kalınlığının artmasının doğal frekans değerlerinin de artmasına neden olduğunu görmüşdür. Deney sonuçlarıyla analitik ve nümerik sonuçları karşılaştırmışlar ve hata oranlarını bulunmuştur. Deneysel ve analitik yöntemin karşılaştırılmasında, silindirik kesitli profil için bulunan hata yüzdelерinin kabul edilebilir sınırlar içinde olduğunu tespit edilmiştir. Aynı zamanda deneysel ve analitik yöntemin karşılaştırılmasında

kesitin büyümesiyle birlikte hata yüzdelерinin de büyüdüğünü bulunmuştur. Analitik ve nümerik çözümlerin karşılaştırılmasında hata yüzdelерinin deneysel sonuçlarla yapılan kıyaslamaya göre daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Yapılan çalışmada 5 değişik kesitli profillerde titreşim modlarının analizi için yapılan bu çalışmada incelenen malzemenin mekanik özelliklerini bilirsek analitik ve nümerik analiz yöntemlerinin deneysel yöntem yerine kullanılacağı belirtilmiştir.

Demir (2004), yaptığı çalışmada altı tekerlekli bir taşıtın titreşim analizini deneysel ve teorik olarak elde incelemiştir. Taşıtın frekans analizi ve seyir durumu için yapılan teorik ve deneysel çalışmalarda, titreşimlerin ivme değerlerinin yüksek olduğu ve düşük frekanslarda rezonansların ortaya çıktığı görülmüştür. Seyir konforunu artırmak ve titreşim değerlerini düşürmek için taşıta süspansiyon takılması durumunda titreşimlerin ivme değerleri düşmekle birlikte silah atışı sonrası oluşan titreşimlerin bir sonraki atışı etkilediği tespit edilmiştir. Sisteme dinamik absorber takılmasını uygun görmüştür. Konstrüksiyon açısından uygun olan gövde içerisindeki arka kısma yerleştirilebileceği tespit edilmiştir. Böylece ana gövde titreşimlerinde sönümleme sağlanmış ve rijit modlarının yukarı doğru ötelenebileceği bulunmuştur.

A. Çelik ve arkadaşları (2001), bu çalışmada alttan altı adet dikdörtgen kesitli, boylamasına kirişlerle desteklenmiş kısa kenar boyunca basit mesnetli, dikdörtgen plak şeklindeki bir viyadük'ün eğilme titreşimleri incelenmişlerdir. Doğal frekansları Rayleigh-Ritz tekniği, sonlu elemanlar yöntemiyle ve deneysel olarak elde etmişlerdir. Bu çalışmada 200Hz altındaki doğal frekans değerlerini hesaplamışlardır. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar ile Nastran FEM analiz programı ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Düşük frekanslarda, her üç yöntemde elde edilen frekans değerlerinin birbirine çok yakın sonuçlar verdiğini görmüşlerdir. Titreşim frekans değerlerinin üç yöntemde de hemen hemen aynı çıktığını görmüşlerdir. Yüksek titreşim frekanslarında, enerji yöntemiyle elde edilen sonuçların, diğer yöntemlerle elde edilen değerlere göre daha yüksek sonuçlar verdiğini tespit etmişlerdir.

Ertürk ve arkadaşları (2006), yaptığı çalışmada iş mili, takım tutucu, takım sisteminin dinamik modellenmesi ve takım ucu FRF'sinin elde edilmesi için analitik modelin özetini ve uygulamalarını sunmuşlardır. Sunulan model sayesinde bir sistemin kararlılık diyagramının oldukça hassas bir şekilde elde edilebileceğini ve elde edilen diyagramın

istenilen şekilde değiştirilerek kararlılığının artırılabilceğini, tezgah üzerinde deneysel olarak göstermişlerdir. Dinamik parametrelerin deneysel FFT ölçümlerinden elde edilmesi için önerilen yeni sistematik yaklaşım anlatılmıştır. İş mili, takım tutucu, takım sistemindeki önemli parametreleri, tasarım ve uygulama parametreleri olarak ikiye ayırdıktan sonra, bu parametrelerin takım ucu FFT' si üzerindeki etkileri incelemişlerdir. Geliştirilen yöntem sayesinde takım ucundaki FFT' nin oldukça hassas ve hızlı olarak tahmin edilebileceğini göstermişler ve deneysel olarak doğrulamışlardır. Elde edilen FFT' ler kararlılık diyagramlarını başarı ile kullanmışlar ve deneysel değerlere yakın sonuçlar almışlardır. Bu çalışmada geliştirilen yöntemle süreç kararlılığını belirlemek ve arttırmak için gerek tezgah tasarımında gerekse frezeleme sırasındaki değişkenlerin seçiminde başarı ile kullanılabileceğini tespit etmişlerdir.

Orhan ve Aktürk (2003), yaptıkları çalışmada aktarma organı dişlilerinde oluşan fiziksel hataları titreşim analizi belirlemişlerdir. Dişli hatalarının neden olduğu titreşimleri açıklamışlar ve bir hava kompresörünün iki kademedan oluşan dişli kutusunda gerçekleştirilen titreşim ölçümlerinin analizini yapmışlardır. Birinci kademe dişlisinde oluşan gevşeklik problemini kompresörün çalışmasına ara vermeden titreşim analizi ile belirlemişlerdir. Tesbit edilen gevşeklik probleminin güvenli çalışabilme değerlerinde olduğunu, titreşim değerlerinin belirtilen seviyede kaldığı sürece planlı bir bakıma kadar herhangi bir müdahaleye gerek olmadığını tespit etmişlerdir.

Işık (2004), çalışmasında talaşlı imalatla kesici takımların kırılma öncesi davranışlarının incelenmesi amacıyla sonlu elemanlar yöntemi ile statik ve dinamik analizlerini yapmıştır. Deneysel olarak kesme parametrelerinde WC kesici takım ve soğuk iş takım çeliği AISI ile yapılan deneylerde ölçülen kesme kuvvetlerini harmonik analizde giriş zorlama değeri olarak modele uygulamış ve kesme kuvvetlerini dinometre ile ölçmüştür. Modal analizde kesici takım ve katerin modellenmesi ile mod şekilleri ve mod şekillerine ait frekansları bulmuştur. Modal analiz sonucunda kesici uçta en büyük genlikler ve doğal frekanslar belirlemiştir. Harmonik analiz sonucu kesici takımın en fazla hangi noktalarda zorlandığı ve kırılma anında gerilme ve yer değiştirme değerlerine hangi noktalarda ulaştığını belirlenmiştir. Modal analiz ile elde edilen mod şekilleri ve doğal frekansların analizi sonucu kesici uçta en büyük genlik 115,73 Hz' de bulmuştur.

Bayraktar ve arkadaşları (2010), yaptığı çalışmada farklı inşa aşamalarındaki üç betonarme binanın dinamik parametrelerini deneysel ölçüm yöntemiyle elde etmişlerdir. Gerçekleştirilen ölçümlerden binaların mevcut durumları için doğal frekanslarını, mod şekillerini ve modal sönüm oranlarını belirlemişlerdir. Binaların birinci doğal frekansları standartlarda kullanılan yaklaşık yöntemlerle hesaplamışlar. Bu çalışmada, incelenen binaların doğal titreşim frekansları ve mod şekilleri mevcut durum için elde edilmiş ve beklenen modal davranışın elde edildiği görülmüştür. Ayrıca binaların ölçülen birinci frekanslarının hesaplanan değerlerden daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir. Binaların modal davranışları dikkate alındığında, ilk iki modun binanın enine yada boyuna doğrultudaki rijitliğine bağlı olarak öteleme hareketleri, üçüncü modun ise burulma hareketi olduğunu belirlemişlerdir. Bu çalışmada kullanılan deneysel modal analiz yöntemiyle binalar üzerinde gerçekleştirilen ölçümlerden elde edilen veriler yardımıyla; binaların farklı inşa ve kullanım aşamalarında dinamik karakteristiklerin değişim gösterdiğinin kolaylıkla belirlenebileceğini, deprem yüklerine göre yapılacak güçlendirme çalışmalarında binalarda burulma düzensizliği olup olmadığının belirlenebileceğini tespit etmişlerdir.

Çalışkan ve arkadaşları (2001), bu çalışmada akıllı yapılarda titreşim frekanslarından dolayı oluşan titreşim enerjisinin sönümlenmesinde kullanılacak olan bir kapalı döngü denetçi tasarımı geliştirmişlerdir. Çalışmada kullanılan akıllı kiriş, bir ucu tutturulmuş öteki ucu serbest alüminyum bir kirişten ve bunun her iki yüzeyine yapıştırılan piezoelektrik yamalardan oluşturulmuştur. Çalışmada yapısal modellemeleri ANSYS kullanılarak yapmışlardır. Çalışmada önerilen tekniğin akıllı kirişin ilk iki doğal frekansından dolayı oluşan titreşimlerinin sönümlenmesindeki etkinliği ve akıllı yapılardaki belirsizliklerin modellemesindeki uyumluluğu gösterilmiştir. Uygulanan denetçi algoritması, akıllı kirişin frekans ilgi aralığında olan ilk iki doğal frekansından dolayı oluşan titreşimlerin sönümlenmesinde etkin olarak kullanılabileceğini tespit etmişlerdir.

Nuhoğlu ve Şahin (2005), çalışmalarında sanayi bacası ve minare gibi içi boş dairesel kesitli narin yapıların deprem ve şiddetli rüzgar tesirindeki dinamik davranışları incelemişlerdir. Bu tip yapıların tasarımını içeren standartlar genel olarak değerlendirilmiştir. Farklı yüksekliklerde modellenen sayısal örneklerin farklı deprem

bölgesi ve zemin sınıfı durumlarında ayrı ayrı statik ve dinamik analizi yapılmıştır. Böylece elde edilen deplasmanlar, iç kuvvetler ve dinamik parametreler karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Özellikle kule tipi yapılarda depremden ve rüzgardan oluşan yapısal parametrelerin yapının geometrisine bağlı olarak nasıl değiştiği gösterilmiştir.

Malgaca ve Karagülle (2005), yaptıkları çalışmada piezoelektrik kumanda elemanı ve algılayıcı içeren esnek bir kirişin aktif titreşim kontrolünün simülasyonu gerçekleştirmişlerdir. Piezoelektrik ve algılayıcı içeren bir alüminyum kirişin sonlu eleman modeli ANSYS yazılımı ile kurularak esnek akıllı kiriş modeli elde edilmiştir. Modal analiz ile esnek akıllı kirişin doğal frekansları elde edilmiştir.

Kamış ve Yüksel (2006), yaptıkları çalışmada farklı bir elektromekanik supap mekanizmasının geçek zamanlı denetimini gerçekleştirmişlerdir. Supap mekanizmasının statik ve dinamik karakteristikleri MATLAB/Simulink ortamında elde edilmiştir. İmalatı gerçekleştirilen sistemin gerçek zamanlı çalışması irdelenmiş, sistem denetim kartının takılı olduğu bir bilgisayar ile denetlenebilir duruma getirilmiş ve dinamik karakteristikleri deneysel olarak elde edilmiştir. Benzetim sonuçlarının deney sonuçları ile iyi bir uyum gösterdiğini tespit etmişlerdir.

Bayraktar ve arkadaşları (2006), yaptıkları çalışmada düzlem kafes taşıyıcı sisteme sahip bir çatı sisteminin doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları teorik ve operasyonel modal analiz yöntemleri ile belirlemeye çalışılmışlardır. Uygulama amacıyla Trabzon İli Akçaabat ilçesinde halen yapım aşamasında olan bir çatı sistemi seçilmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında, çatı sisteminin analitik modeli oluşturulmuş ve modal analizi yapılarak doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenmiştir. İkinci aşamada, operasyonel modal analiz yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen titreşim testlerinden doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları elde edilmiştir. Üçüncü aşamada ise analitik modelden elde edilen sonuçlar deneysel ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve sonuçlar arasındaki farklılıkların nedenleri araştırılmıştır. Teorik ve deneysel modal analiz yöntemleri ile elde edilen mod şekillerinin birbirleri ile uyumlu olduğunu ve etkin ilk üç modun sırasıyla enine ve boyuna doğrultuda öteleme ile yatay düzlemde burulma modu olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca teorik ve deneysel modal analiz yöntemleri ile elde edilen frekans değerlerinde farklılıkların bulunduğu, teorik analizden elde edilen frekans değerlerinin daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Gürsel ve arkadaşları (2001), yaptıkları bu çalışmada 4 kişilik bir ailenin enerji ihtiyacını karşılayacak rüzgar türbinine ait pervane kanadının titreşim analizini incelemişlerdir. Bunun için öncelikle çalışmaya konu olan pervane dizayn edilmiş daha sonra sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak doğal dairesel frekanslar ve bu frekanslara ait titreşim türleri belirlenmiştir. Rüzgar türbinine etkiyen dış etkenlerin zorlayıcı frekansı saptanarak rezonans analizi yapılmıştır.

Gökdağ ve Kopmaz (2008), bu çalışmada tek simetri eksenli (monosimetrik) ve açık kesitli bir Euler-Bernoulli kirişinin bağlaşık (coupled) eğilme-burulma serbest titreşim analizi dinamik transfer matrisi metodu (DTMM) ve sonlu elemanlar metoduyla (SEM) yapmışlardır. Her iki yöntemle elde edilen sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında aynı eleman sayısı için SEM ile bulunan doğal frekansların analitik çözümle bulunan kesin sonuçlara daha yakın olduğu görülmüştür. Bunu nedeninin SEM için seçilen şekil değiştirme fonksiyonlarının kirişin gerçek şekil değiştirmesini daha iyi temsil etmesidir. İşlemci zamanı açısından bir kıyaslama yapıldığında yeterince doğru doğal frekansların DTMM ile daha kısa sürede elde edildiği gözlenmiştir. DTMM' nin bu avantajı hesaplama sırasında kullanılan transfer matrisi boyutlarının artan eleman sayısı ile değişmemesinden kaynaklandığını belirtmişlerdir. DTMM ile mod şekilleri de yeterince hassas bir şekilde elde edilebilmektedir. Ayrıca DTMM' de SEM' e kıyasla modelleme sırasında ara işlemlere ait teferruatın DTMM' de SEM' e kıyasla daha az olması bu metodun üstünlüğü olarak gösterilmiştir.

Baltacı ve Sarıkanat (2006), yaptıkları bu çalışmada farklı fiber oryantasyonlarına sahip tabakalı kompozit kirişlerin dinamik yük altındaki serbest ve zorlanmış titreşim davranışlarını incelemişlerdir. Çalışmada, 8 düğüm noktalı 24 serbestlik dereceli izoparametrik kabuk eleman kullanılmış ve sonlu elemanlar metodu ile analizler yapılmıştır. Kompozit kirişin serbest ve zorlanmış titreşimi incelenirken, fiber oryantasyonlarının kirişin titreşim frekansına etkilerini tespit etmişlerdir.

Ucun ve Taşgetiren (2005), bu çalışmada çeşitli kuvvetlere maruz kalan mermer kesme diskinin zorlanmış titreşim davranışlarını incelemişlerdir. Mermer kesme diski sönümlü ve sönümsüz zorlanmış titreşim olmak üzere iki farklı durumda incelenmiştir. Analizlerde dört farklı kesme hızı dikkate alınarak kuvvet uygulanmıştır. Diske gelen kuvvetlerin etkisinde sönümlü ve sönümsüz zorlanmış titreşim analizinde deplasman

değerleri elde edilmiştir. Bu deplasman değerleri diskin büyük genliklere gitme durumu hakkında bilgi vermektedir. Bu açıdan özellikle sönümsüz kabul edilen çözümler disk rezonansı ve genliği açısından tehlikeli görülmüştür.

Orhan ve arkadaşları (2003), yaptıkları bu çalışmada mevcut olan titreşim analizi metodu ile rulman arızalarının belirlenmesini ele almışlardır. Motor iç yatak rulmanından periyodik titreşim ölçümleri kaydedilmiş ve bu titreşim hareketi analiz edilmiştir. Motor iç yatak rulmanı dış bilezikte oluşan tek nokta hasarı herhangi bir iş duruşuna ve rulman sökümüne gerek kalmadan titreşim analizi metodu kullanılarak belirlenmiştir. Hasar belirtisi teoride belirtilen esaslar çerçevesinde gerçekleşmiştir

Kral ve Karagülle (2005), bu çalışmada rulmanlı yatak geometrilerinde bölgesel hata adedinin titreşim sinyalleri üzerindeki etkisinin zaman ve frekans ortamlarında incelenmesini yapmışlardır. Dönel dengesizlik taşıyan bir rulmanlı yatak geometrisinde hatasız ve hatalı durumlar için rulmanlı yatak gövdesine ait yükleme modeli Visual BASIC programlama dilinde geliştirilen bir programla elde edilmiştir. Geliştirilen yükleme modeli altında, rulman dış bileziğinde mevcut bir veya birden fazla bölgesel hata durumu için rulmanlı yatak geometrisine ait titreşim analizi I-DEAS katı modelleme ve sonlu elemanlar analizi programı kullanılarak yapılmıştır. Farklı hata sayıları ve farklı dönüş hızları için yatak gövdesine ait titreşim cevapları zaman ve frekans düzlemlerinde incelenerek hatasız durum için elde edilen cevaplar ile karşılaştırılmış, böylelikle bölgesel hata adedinin ele alınan rulmanlı yatak geometrisi titreşim cevabına etkisini incelemişlerdir.

Tanyer (2008), yaptığı çalışmada yapı dinamiği ve sistem tanıılamanın temelleri gözden geçirmiş. Daha sonra literatürdeki bazı temel parametre kestirim algoritmalarını anlatarak yapay ve deneysel sistemlere uygulanacak ve bu sistemlerin yapısal özelliklerini bulmaya çalışmış. Sadece yapıdan alınan ölçümleri kullanarak yapının matematiksel modelini oluşturmuştur. Bu algoritmaları yapay ve deneysel verilere uygulamış, algoritmaların performanslarını karşılaştırmıştır.

Dönmez ve Karakan (2009), yaptıkları çalışmada büyük ve karmaşık sistemler olan köprülerin bütünsel mekanik özelliklerinin tespiti amacıyla mekanizmaları sayısal olarak saptayabilmek ve istenen değişkenleri ölçebilecek deneyleri tasarlayıp

uygulamışlardır. İnşaat mühendisliği yapılarının yapısal tanılaması amacı ile kullanılabilecek araçlardan birisi deneysel modal analizdir. Deneysel modal analiz teknikleri ile sistemin dinamik değişkenleri olan doğal frekanslar ve bu frekanslara karşılık gelen mod şekilleri ve sönüm oranları kestirilebilir. Sistemin dinamik değişkenleri, sistemdeki kütle miktar ve dağılımı ile sistemi oluşturan elemanların sıklığı ve bunun dağılımı arasındaki ilişki sonucu ortaya çıkar. Sönüm oranları ise harekete maruz kalan sistemin malzemesi dahilinde ve elemanları arasında oluşan iç sürtünmelerin veya tüketilen enerjinin bir ölçüsü olarak ortaya çıkar. Modal analizin diğer tekniklere göre avantajı yapı-temel-zemin etkileşimini de içerecek şekilde sistemi tanılamasıdır.

Erdoğan ve arkadaşları (2009), yaptıkları çalışmada asma köprülerin trafik, rüzgar ve deprem yükü gibi dinamik yüklere karşı yeterli düzeyde güvenliğinin sağlanması, köprünün doğal frekansları, mode şekilleri ve sönüm oranları gibi dinamik özelliklerinin doğru bir şekilde belirlenmesi ile mümkün olabileceğini tespit etmişlerdir. Bir yapının dinamik özelliklerinin belirlenmesinde modal analizi tekniğinden yararlanılmaktadır. Modal analizi analitik ve deneysel modal analizi olmak üzere iki kısma ayrılmaktadır. Analitik modal analizinde bir yapının dinamik özellikleri sönümsüz serbest titreşim eşitliğinin çözümü ile belirlenmektedir. Yapıların analitik modal analizi için sonlu elemanlar metodu (SEM) kullanılmaktadır. Ancak, Sonlu elemanların başarılı bir şekilde uygulanabilmesi deneysel çalışmalara bağlıdır. Çünkü asma köprü gibi karmaşık yapıların modellerinin oluşturulmasında bazı basitleştirmeler ve varsayımlar yapılmaktadır. Ayrıca, gerçek yapının sonlu eleman modelindeki geometrisinde ve malzeme özelliklerinde de bazı belirsizlikler bulunmaktadır. Bu nedenle yapıların sonlu elemanlarla elde edilen modelinin doğruluğu deneysel olarak onaylanması gerekmektedir. Aksi takdirde analitik modal analizi sonuçlarının güvenilirliği tartışılmaktadır. Doğru bir sonlu eleman modeli elde edebilmek için sonlu eleman modelinin deneysel olarak gözlenmiş ölçümlerle kalibre edilmesi gerekmektedir. Deneysel modal analizi ise yapının modal parametrelerini dinamik ölçümlere dayalı olarak tanımlamaktadır. Mühendislik yapılarının dinamik tepkileri yapıların bazı bölümlerine tesis edilen sensörlerle doğrudan ölçülebilmektedir. Bununla birlikte, işletmeye açık yapıların dinamik tepkilerinin ölçülmesi pahalı ve zordur. Yapılara

etkiyen kuvvetleri ölçmek ise son derece güçtür. Köprüler trafik, rüzgar ya da deprem gibi doğal ya da çevresel yüklerin etkisi altında tepki göstermektedirler. Bu tepkilerin ölçülmesi sonucu, köprülerin titreşimleri belirlenebilmektedir. Bu tür ölçümlerin en büyük avantajı köprüde titreşim oluşturabilmesi için herhangi bir donanıma ihtiyaç duyulmaması nedeniyle pahalı olmaması ve işletmeye açık iken ölçümlerin yapılabilmesidir. Bu çalışmada, Boğaziçi Köprüsü tabliyesinin kuzey ve güney yönlerinin orta noktasının trafik ve rüzgar yükü etkisi altındaki hareketleri GPS ile ölçülmüştür. Köprü frekansları frekans bölgesinde yapılan güç spektrumu yardımıyla ölçülerden hesaplanmıştır. Ölçümlerden hesaplanan frekanslar 0–1.5Hz aralığındadır. Ayrıca, köprünün sonlu elemanlar modelinden hesaplanan frekansları da aynı aralık içerisinde yer almaktadır. Her iki yöntemle hesaplanan frekansların uyumlu olduğu yapılan araştırmalar sonucu tespit edilmiştir.

Işık (2004), yaptığı çalışmada talaşlı imalatla kesici takımların kırılma öncesi davranışlarının sonlu elemanlar yöntemi ile analizini yapmıştır. Talaşlı imalatla üretimi; takım tezgahı, malzeme, kesici takım ve insan gerçekleştirmektedir. Kesme işleminin doğru analiz edilebilmesi için, işlemeden önce, işleme sırasında ve işleme sonrasında gözlemlerin yapılması gerekir. Günümüzde yüksek kapasiteli PC'lerin mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılması ile gerçekleştirilen gözlemler ve yaklaşık çözüm yöntemleri büyük önem kazanmıştır. Yaklaşık çözüm yöntemlerinden biri olan sonlu elemanlar yöntemi, yüksek doğrulukta sonuçlar veren sayısal bir yöntemdir. Talaş kaldırma işlemi sırasında kesici takımda kırılma öncesi oluşan gerilmelerin sonlu elemanlar yöntemi ile analizi amacıyla ilk olarak statik analiz yapılmıştır. Talaş kaldırma işlemi birçok parametreden (kesme hızı, ilerleme, talaş derinliği, kesme kuvvetleri, köşe radyüsü, iş parçası malzemesi vb.) etkilenen dinamik bir olaydır. Bu çalışmada yalnızca kesme kuvvetlerinin etkileri incelenmiştir. Talaş kaldırma işlemi dinamik bir davranış gösterdiğinden daha doğru analizlerin yapılabilmesi için aynı sınır şartlarında modal analiz ile modelin doğal frekansları ve bu frekanslara ilişkin mod şekilleri bulunmuştur. Modal analiz ile sistemin dinamik davranışları modal özellikleri cinsinden karakterize edilmektedir. Son olarak harmonik cevap analizi ile zorlama frekansında kesme kuvvetinin uygulanması sonucu modelin davranışları incelenmiştir.

Kopmaz ve Telli (2001), yaptıkları çalışmada yayılı kütle taşıyan dikdörtgen plağın serbest titreşim frekanslarını incelemişlerdir. Bu çalışmada düzgün yayılı ek kütle taşıyan bir plağın doğal frekanslarının bulunması için bir metot sunulmaktadır. Polinom şeklindeki frekans denklemi, plağın hareket denklemine standart Galerkin prosedürü uygulanarak elde edilmektedir. Analiz sonuçlarının genel uygulanabilirliğini sağlamak için eklenti kütlelerin yeri, birim alana düşen yoğunluğu ve oturma alanı ile ilgili boyutsuz parametreler tanımlanmıştır. Daha sonra en düşük üç frekansın, öneminden ötürü özellikle temel frekansın bu boyutsuz parametrelere göre değişimi incelenmiştir. Ayrıca, sayısal bir örnekle bu metodun özel bir hal olarak konsantre kütle taşıyan plakların incelenmesinde de kullanılabileceği gösterilmiş ve böyle bir eklentinin konumunun ve kütlelerinin bir plağın modal yüzeyleri ve nodal çizgilerine etkisi araştırılmıştır.

Seçgin (2008), yaptığı çalışmada ince plakaların yüksek frekans titreşimlerini çalışmıştır. Ayırık yüksek frekans cevap analizi için yeni bir yaklaşım tanıtılmıştır. Yaklaşım ayırık tekil konvolüsyon (DSC) ve mod süperpozisyonu metodlarına (MS) dayanmaktadır. İnce çubuk ve plakalar için DSCMS'nin doğruluğu varolan analitik çözümlerle karşılaştırılarak kanıtlanmıştır. DSCMS' nin performansı iki farklı sınır koşuluna sahip ince plakaların titreşim cevabının uzamsal dağılım ve ayırık frekans spektrum kestirimleri yapılarak değerlendirilmiştir. İkincil bir çalışma olarak, bu tez klasik DSC yöntemi için iki farklı uygulama yordamı ortaya koymuştur. Birincisi simetrik olarak tabakalı kompozit plakaların serbest titreşim analizleri için bir algoritma, diğeri kalın çubuk ve plakaların serbest titreşimleri için bir uygulamadır. Açık literatür ile yapılan kapsamlı karşılaştırmalar DSC için ortaya konulan her iki yordamın da oldukça etkili ve başarılı olduğunu göstermektedir.

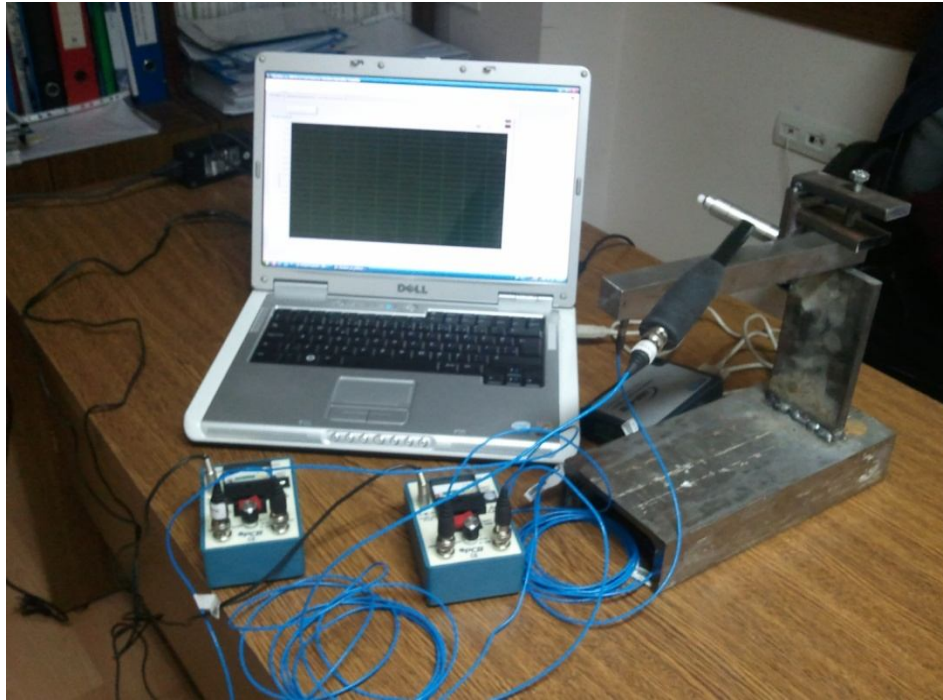
Ucun ve arkadaşları (2007), yaptıkları bu çalışmada farklı malzemelerden imal edilmiş paletli rotorun titreşim analizi üzerinde durmuşlardır. Paletli kompresör rotor dökme demir, çelik, bakır ve pirinç malzemelerden modellenmiş ve sonlu elemanlar metodu ile dinamik analizleri yapılmıştır. Rotorun doğal frekans ve mod şekilleri modal analiz ile her bir malzeme için belirlenmiştir. Ayrıca, paletler üzerine gelen basınç kuvvetleri ve

dönme hızı dikkate alınarak sönümlü harmonik analiz yapılmıştır. Bu analizde, malzemelerdeki frekans cevap sinyalleri elde edilmiştir.

Bayraktar ve arkadaşları (2007), yaptıkları çalışmada tarihi köprülerin deprem davranışına sonlu eleman model iyileştirilmesinin etkisi üzerinde durmuşlardır. İlk olarak, tarihi köprünün sonlu elemanlar yöntemi ile üç boyutlu modal analizi yapılarak doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenmektedir. Daha sonra, Operasyonel Modal Analiz yöntemi kullanılarak yapının dinamik karakteristikleri deneysel olarak belirlenmektedir. Operasyonel Modal Analiz yönteminde titreştirici olarak taşıt yükü ve yaya yürüyüşü gibi çevresel etkilerden yararlanılmaktadır. Teorik ve deneysel olarak elde edilen dinamik karakteristikler karşılaştırılarak tarihi köprünün sonlu eleman modeli iyileştirilmekte ve köprünün mevcut durumunu mümkün olduğunca yansıtan gerçek sonlu eleman modeli oluşturulmaktadır. 1992 Erzincan depremi için tarihi köprünün her iki sonlu eleman modeli analiz edilmektedir. İyileştirilmiş ve iyileştirilmemiş sonlu eleman modellerinden elde edilen yer değiştirmeler ve asal gerilmeler birbirleriyle karşılaştırılmaktadır.

3.1 Deney Düzeneği Elemanları

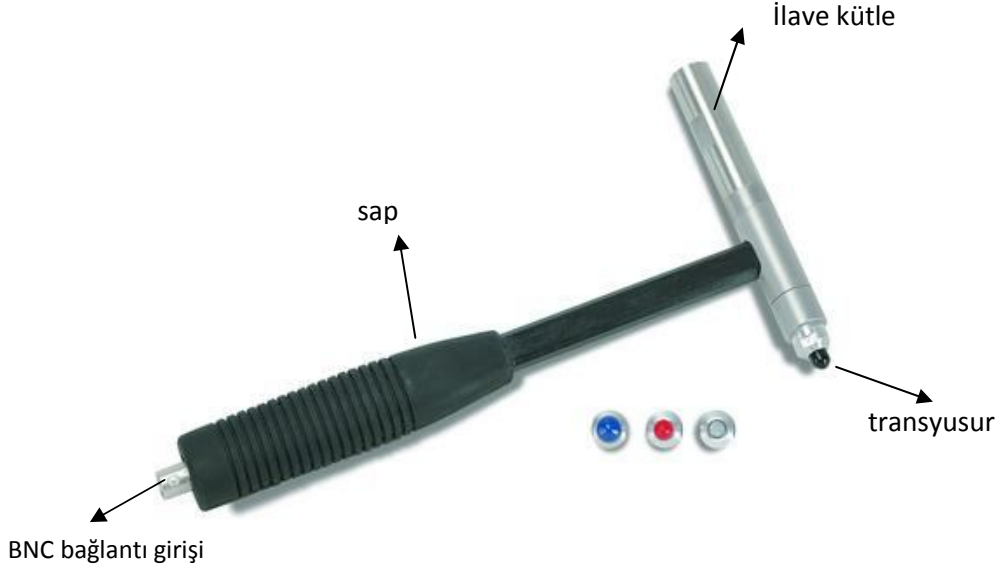
Deney düzeneği Şekil 3.2 deki gibi kurulmuştur. Deneyde PCB firmasının üretmiş olduğu Model 086C03 kodlu çekiç, PCB firmasının ürettiği Model 352 C68 kodlu ivme ölçer, PCB firmasının üretmiş olduğu Model 480E09 kodlu Sinyal Şartlandırıcı, USB 4716 sers kart, aynı firmanın imalatı olan 003D03 – 003C10 – 003D10 kodlu bağlantı elemanları ve LabVIEW paket programı kullanılmıştır. Bu elemanlar kısaca açıklanacaktır.



Şekil 3.2 Deney düzeneği

3.1.1 Çekiç (Hammer)

086C03 numaralı çekiç kullanılmıştır. Yapıların davranışlarını test etmek için kullandığımız bu çekiç FFT analizi ile uyumludur. Mekanik yapıların dinamik davranışlarını anlamak için genellikle testinde çekiç ivmeölçer veya akustik mikrofön kullanılmaktadır. Çekiçler uygun boyutlarla sıralandığında mini çekiç (Mini impulse hammer) 12Ib vurucu çekiçte (Sledgehammer) isimlendirilir.



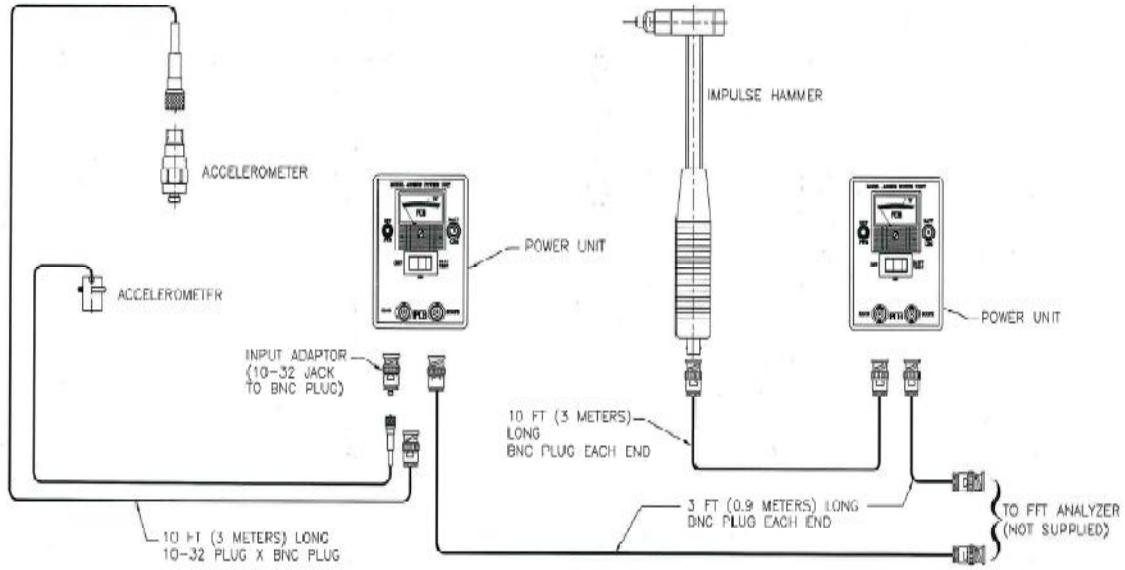
Şekil 3.3 Çekiç (Hammer)

Çekiç modellerini ayırmak çekiç yapısının boyutunu ve kütlesinin tanımlanmasını içermektedir. Bu bize test altındaki yapının uygun uyarım için gerekli ivme ve frekans kuvvetini sağlamaktadır. Lokomotif, tank ve köprü gibi ağır ve büyük yapılar için sledgehammer, küçük yapılar için mini çekiçler (mini.hammers) kullanılır. Şekil 3.4 de çekiç ile diğer devre elemanlarının bağlantı şeması görülmektedir.

Deneyde kullandığımız çekicin teknik özellikleri;

- 10 mV/Ibf (2.25 mV/N) duyarlılık
- 8000 Hz Frekans genişliği
- 500 Ibf (2200 N) İvme alanı
- 0.34 Ib (0.16kg) Çekicin kütlesi
- 0.62 inch (1.57 cm) Başlık çapı

Çekicin uç kısmına takılabilen dört farklı transyusur vardır. Genelde dört tip transyusur kullanılmaktadır. Yumuşak ve sert arasında derecelenir. Deneyde kullanılan malzemenin yapısı ve büyüklüğüne bakılarak bu uçların uygun olanı kullanılır. Uçların tepkisi Şekil 3.5 de gösterilmiştir.



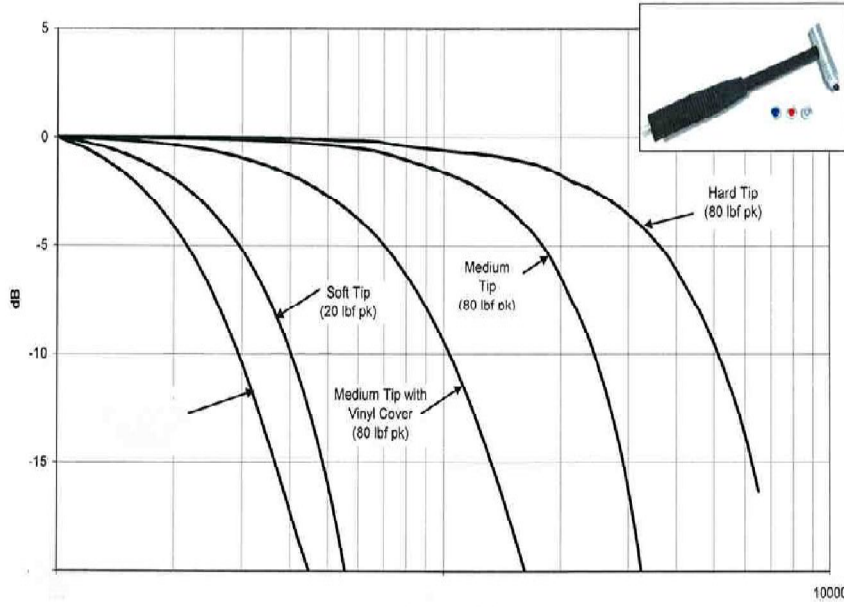
Şekil 3.4 Çekiç ve bağlantı elemanları (İnt.Kyn.1)

Şekil 3.4 de çekiç sinyal şartlandırıcının ve ivme ölçerin bağlantısı görülmektedir. Sinyal şartlandırıcı bir güç kaynağı yardımıyla beslenmektedir.

Çekicinin ucunda kullanılan bütün sensörler ICP (Integrated Circuit Piezoelectric) olarak sınıflandırılmış, düşük dirençli, voltage – mode sensor, çekicinin baş kısmına quartz kuvvet sensörü monte edilmiştir. Bu kuvveti göstermek ve incelemek için elektrik sinyalleri içinde görevli elemanlar vardır.

Genellikle darbe çeşitleri çekicinin vurma frekansını ve sinyal enerji seviyesinin yayılmasını etkiler. Frekans ve enerji seviyesinin birbiriyle olan ilişkisi çekiç yapısının farklılığından etkilenir. Genellikle büyük yapılar ile düşük rijitliğe sahip yapılar için sinyali dağıtıcı (yayan genişleten) gereklidir ve düşük rezonans frekansta uyarım için yeterlidir.

Şekil 3.5 de görülen grafikte uçların duyarlılığı gösterilmiştir. Yüksek frekans tepkileri için sert uç, düşük frekans tepkileri için yumuşak uç, sinyal enerji seviyesini artırmak için vuruş hızını artırmak yada çekicinin kütlesini artırmak gerekir. (Şekil 3.5)



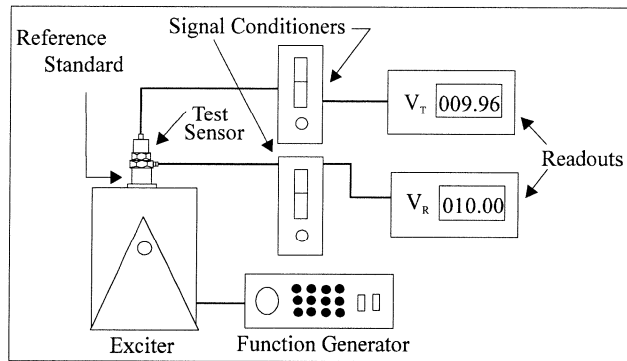
Şekil 3.5 Çekicinin ucunda kullanılan sensörlerin duyarlılığı (İnt.Kyn.1)

3.1.2 İvme Ölçer

Modal Analiz deneyinde Şekil 3.6 da görülen PCB firmasının üretmiş olduğu Model 352C68 numaralı ivme ölçer kullanılmıştır. İvme alıcıya sensörde denmektedir. Bu elemanlar aldığı sinyalleri artırır ve sinyal şartlandırıcılara iletir. Bu sinyaller elektriksel bazda gerçekleşmektedir. Zaten dB sinyaller arasındaki akım farkından oluşmaktadır. Sinyal şartlandırıcıda bu sinyaller bin kata kadar kuvvetlendirilebilir. Bu ivmeölçer, iç yapısı itibariyle gelen sinyali artırarak ileten ekonomik fiyata sahip piezoelektrik elemanıdır.



(a)



(b)

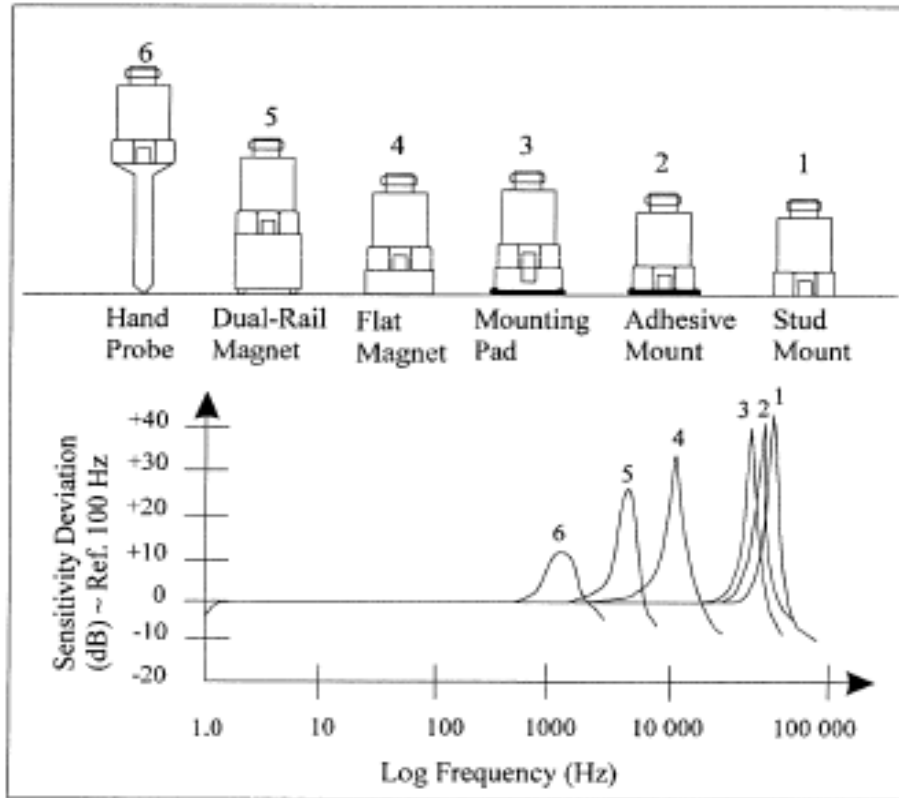
Şekil 3.6 İvme ölçer çalışma şeması

Kablo çeşidine ve uzunluğuna bakılmaksızın voltaj duyarlılığı sabitlenebilir. Çıkış sinyali düşük öz dirençlidir ki bu uzun kablolar üzerinde dönüştürülebilir ve zor çevrelerde sinyal kalitesini düşürmez. Düşük maliyetli eşeksenli iki kablo ile çalıştırılır.

Gürültüsü (sesi) az, çıkış sinyali bilgisayardan çıkan grafikte, sinyal analiziyle, kaydedilmesiyle ve elde edilen bilgilerle uyumludur. Düşük maliyetli kanallar yalnızca pahalı olmayan ivmeölçer için gereklidir ki sinyalleri sürekli düzelterek (arıtarak) işletir.

İvme alıcının teknik özellikleri;

- 10 mV/g [1.02 mV/(m/s²)] duyarlılık
- 0.3 Hz to 12 kHz frekans aralığı
- 2 gram (0.07 oz) ağırlık
- 50 g (490 m/s²) ivme genişliği



Şekil 3.7 İvme alıcının bağlantı şekilleri ve logaritmik Frekans üzerindeki etkileri (İnt.Kyn.1)

Şekil 3.7 te ivme ölçerlerin nasıl monte edildiğini ve düşük frekansta duyarlılığının nasıl değiştiğini görebiliriz. Bir numaralı ivme ölçer vida ile, iki numaralı ivme ölçer yapıştırılarak, üç numaralı ivme ölçer bir tamponla, dört numaralı ivme ölçer mıknatısla, beş numaralı ivme ölçer çift mıknatısla, altı numaralı ivme ölçer elle tutularak monte edilir. Burada düşük frekansta en yüksek duyarlılığa sahip ivme ölçerinin bir numara ile gösterilen vida ile bağlanan ivme ölçer, en düşük duyarlılığa sahip ivme ölçerinin altı numara ile gösterilen ivme ölçer olduğu görülür. Deneyimizde kullandığımız iki numaralı ivme ölçerinin da en iyi ivme ölçer duyarlılığına yakın olduğunu görebiliriz.

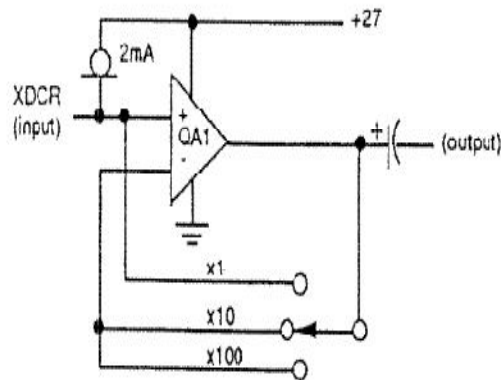
Montaj tekniği düşük frekans tepkisini etkilemez. Sensörler sabitlenerek tipik davranışlar elde edilir. AC çift sinyal düzeltici (arıtıcı) ile grafik bir milyon ohm dan daha az öz dirençli giriş sinyali aleti yapılırsa düşük frekans oranı etkilenebilir.

3.1.3 Sinyal Şartlandırıcı

Bu çalışmada PCB firmasının üretmiş olduğu Model 480E09 numaralı sinyal şartlandırıcı kullanılmıştır. Bu sinyal şartlandırıcı hem alternatif akımla hem de batarya ile çalışabilmektedir. Üzerindeki kazanç ayar düğmesiyle gelen sinyalleri 1-10-100 kat artırarak ilgili elemana gönderir. Voltajı Gain düğmesi ile 1 – 10 ve 100 olarak ayarlanabilir. Bataryası çalıştırılarak kolayca uygulanabilir (Şekil 3.8).



(a)



(b)

Şekil 3.8 Sinyal şartlandırıcı ve devresi

Şekil 3.8 (b) de iç yapı devresinde gösterildiği gibi üç adet 9 voltluk bataryası ile çalışır ve adaptör dönüştürücü ile alternatif akım kaynağını kullanabilir. Deneysel çalışmada alternatif akım kaynağından faydalanılmıştır.

Cihazın ekranında çalışıp çalışmadığını gösteren bir ibre vardır. Çalışma sırasında yeşil bölgede olmalıdır. Giriş çıkışlar BNC tipi bağlantı kullanılmıştır. Bir cihazda biri çıkış biride giriş kanalı vardır. Tek kanallı bir cihazdır. Çalışmada biri ivme ölçer için biriside çekiç için iki sinyal şartlandırıcı kullanılmıştır.

Çizelge 3.1 Sinyal şartlandırıcının teknik özellikleri;

Kanallar	1 Kanal
Sensör Uyarımı	27 volt, 2mA
Artış	x1, x10, x100
Düşük Frekans Tepkisi	0.15 Hz
Yüksek Frekans Tepkisi	100 kHz
Ses Bant Genişliği	3.25 μ
Batarya Çeşidi	(3) 9 V
Ortalama Batarya Ömrü	50 saat
Giriş/Çıkış Bağlantıları	BNC/BNC
Dış DC----	Evet
Giriş DC Güç Bağlantısı	3.5 mm
Boyutları	101.6 x 73.7 x 38.1 mm
Ağırlık	340.2 mg

3.1.4 USB Bilgi Toplama Kartı

USB 4716 kartının 16 sinyal giriş kanalı vardır. USB 4716 serisi endüstriyel uygulamalar için yeteri kadar güvenilir ve sağlamdır. Ancak böyle bir kartı evde yapılacak çalışmada kullanmak ekonomik değildir. Herhangi bir USB ile bilgisayara bağlanarak çalıştırılıp kontrol edilebilir ve mükemmel ölçümler alınabilir. USB 4716 Kolayca kullanılabilir. USB kanallarının her birinden bilgi alınabilir. Bu eleman alternatif gerilim kaynağından beslenir. Şekil 3.9 da görüldüğü gibi 16 kanallıdır. Bu çalışmada iki kanalı kullanılmıştır.



Şekil 3.9 USB bilgi toplama kartı

3.1.5 Bağlantı Elemanları

Şekil 3.10 da gösterildiği gibi Modal Analiz Deneyinde PCB firmasının üretmiş olduğu sırası ile 003D03 – 003C10 –003D10 model numaralı 3 adet bağlantı kablosu kullanılmıştır. Kabloların uç bağlantıları BNC tipi bağlantıdır. Bu bağlantıyı sinyalleri iletmesiyle sağlıklı sonuç verdiği bilinmektedir. Budan dolayı bu tip bağlantı elemanı kullanılmıştır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.10 Kablo çeşitleri

3.1.6 LabVIEW (Grafik Programlama Dili)

Ölçme ve enstrümantasyon odaklı olarak geliştirilen LabVIEW bugün bir yazılım üretme platformu olarak diğer yapısal ve nesne tabanlı programlama dillerinin hemen hemen her yeteneğine sahiptir. LabVIEW ile entegre çalışabilen çeşitli donanımlar bir çok mühendislik uygulamalarında veri toplama, analizi ve sunumu aşamalarında çok hassas ölçümler elde etmek için kullanılmaktadır. Şekil 3.11 de ekran ve iç devre şeması gösterilmiştir.



Şekil 3.11 LabVIEW ara yüzü

Bu program yirmi yılı aşkın bir süredir gelişmekte olmasına rağmen, teknolojiye sınırlamalardan dolayı dünyada ve ülkemizde beklenen hızda yaygınlaşamamıştır. 90'lı yılların sonuna doğru teknolojik gelişmeler LabVIEW'i gerek GPL (Grafiksel Programlama Dili) olarak gerekse ölçme ve enstrümantasyon alanında yeterli bir seviyeye getirmiştir. Daha önceleri elektrik ve elektronik alanlarında yaygın bir şekilde kullanılmasına rağmen programlamaya getirdiği kolaylıklarla birlikte mekanik alanlarda da fazlaca kullanılmaktadır. Çalışmada FRF grafiklerin in elde edilmesinde bilgisayar ekranında görüntülenmesinde kullanılmıştır.

3.1.7 Kullanılan Numunelerin Özellikleri

Bu çalışmada ikisi 25x25x250 mm prizmatik diğer ikisi de 25 mm çapında 250 mm boyunda dört adet Ç1045 malzemeden imal edilmiş ve yüzeyi taşlanmış numuneler kullanılmıştır. Prizmatik ve dairesel kesitli numunelerden birer tanesinin ortasına kesit ölçüsünün 1/3 i kadar su jeti ile çatlak oluşturularak ikisi sağlam, diğer ikisi çatlaklı numuneler üzerinde deney yapılmıştır. Deneyde kullanılan malzemenin çelikten seçilmesi ağır sanayide kullanılan malzeme olması bakımından önem taşımaktadır. Şekil 3.12 de prizmatik ve silindirik numuneler gösterilmiştir.



a) Prizmatik numune



b) Silindirik numune

Şekil 3.12 Deneylerde Kullanılan Numuneler

Çizelge 3.2 Deneylerde kullanılan numunelerin malzeme ve kesit özellikleri

Ç1045	Prizmatik Numune	Silindirik Numune
Elastisite Modülü (N/m ²)	210*10E9	210*10E9
Kütle (kg/m ³)	1.100	900
Kesit Alanı m ²	1.563*10E-4	1.227*10E-4
Atalet Momenti m ⁴	3.255*10E-8	1.917*10E-8

Çelik, bir Demir (Fe) ve Karbon (C) alaşıımıdır. C'dan başka farklı oranlarda alaşım elementleri ve empürite (saf olmayan, kirlilik yaratan) elementler bulunur. Çeliğe farklı özellikler kazandıran içerdiği elementlerin kimyasal bileşimi ve çeliğin içyapısıdır. Çeliğe değişik oranlarda alaşım elementleri katılabileceği gibi, çeşitli işlemler (ıslah, normalizasyon vs.) ile içyapı da kontrol edilerek kullanım amacına göre değişik özelliklerde çelik elde edilir (Çizelge 3.2).

Manganez (Mn), Fosfor (P), Kükürt (S) ve Silisyum (Si) üretim sırasında hammaddeden kaynaklanan elementler olup, çelik bünyesinde belirli oranlarda bulunur. Diğer elementler ise (Cr, Ni vs.) ferro-alyajlar halinde istenilen miktarlarda çelik bünyesine ilave edilir.

Çelik demir cevherinden veya hurdadan geri dönüşüm ile iki şekilde üretilmektedir. Sıvı çelik üretildikten sonra döküm ile ingot olarak veya sürekli döküm yöntemi ile kütük veya blum olarak şekillendirilir.

Vasıflı Çelikler alaşımsız, düşük alaşımlı ve alaşımlı çelikler olup, kitlesel olarak üretilen çeliklerden bazı noktalarda ayrılmaktadır. Bu noktalar;

- Üretim yöntemi,
- Üretim araçları,
- Alt limitlerde bulunan S, P ve diğer empüriteler ile çözünmüş gaz miktarları.

Çelikler genel olarak aşağıdaki şekilde sınıflandırılmaktadır;

- Karbon ve alaşımlı çelik olarak bileşimlerine göre,
- Üretim yöntemlerine göre
- Son üretim yöntemine göre
- Ürün şekline göre

Kullanım yerleri, üretim programları ve deoksidasyon durumlarına göre çeliklerin temel özellikleri aşağıdaki gibi özetlenebilir;

- Çeliklerin büyük çoğunluğu ısıtıl işlemlere karşı duyarlıdır. Kimyasal bileşimin yanı sıra uygulanan ısıtıl işlemler sonucunda istenen sertlik, mekanik ve fiziksel özellik, elektriksel özellik, korozyona ve yüksek sıcaklığa dayanım özelliklerine tam olarak kavuşturulabilir.
- Çelikler yapılarının gerektirdiği sıcaklıklara kadar ısıtıldıklarında şekillenme özelliğine kavuşur (haddeleme, presleme, dövme).
- Ayrıca kimyasal bileşim ve içyapı olarak uygun olan çelikler haddeleme, presleme gibi yöntemlerle soğuk olarak da şekillendirilebilir.
- Talaş kaldırıcı tezgâhlarda işlenerek, istenilen şekil ve yüzey düzgünlüğüne getirilebilir.
- Kimyasal bileşim olarak uygun olan çelikler kaynak işlemi ile birleştirilebilir.
- Çeliklerin büyük bir bölümü çeşitli yöntemler ile metal ile kaplanmaya, emaye yapılmaya, boyanmaya ve plastik maddeler ile kaplanmaya elverişlidir.

Çizelge 3.3 Ç1045 çeliğinin kimyasal analizi

C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	P	S
0.50	0.30	0.60	-	-	-	<0.040	<0.045

Karbon çelikleri, karbona ilaveten %1'e kadar manganez (Mn), % 0.05'e kadar kükürt (S), %0.042'e kadar fosfor (P) ve % 0.3'e kadar silisyum (Si) içerirler (Çizelge 3.3).

Kimyasal bileşenleri gereği karbon miktarı yüksek alaşımlı ya da alaşımsız çeliklerdir. Isıl işlem sonucu mekanik özellikleri değiştirilebilir; karbon oranına göre ısıtıl işlem sonucu sertleştirilebilen çeliklerin çekme kopma dayanımı, tokluk değeri yani mukavemeti artar. Karbon, çelikleri ıslah işlemine tabi tutularak veya tutulmaksızın kullanılabilir. Bu tür çelikler çeşitli miller, krank milleri, dişliler, motor parçaları, cıvata somun saplamalar, dövme parçaları, akslar, konstrüksiyon, taşıma ekipmanları, imalat sanayinin birçok alanında kullanılmaktadır. İmalat çelikleri tornalarda, CNC tezgahlarında, dikey yatay ya da özel tezgahlarda işlenmektedir. İmalat çelikleri şekil olarak yuvarlak, prizmatik, lama, altı köşe olabilir.

Dişli çark, kanca, çapa, kazma, kürek vs. yapımında. İndüksiyon ve alevle sertleştirilebilirler. Karbonlu çeliklerden normal olarak sağlanamayan kendine has Özellikleri kazanmak için, bir veya birden fazla alaşım elementi katmak suretiyle yapılan çelikler alaşımlı çeliklerdir. Mn, Si gibi alaşım elementlerinin bir veya birden fazlasının, çeliğin içindeki değerleri Mn%1,65 Si%0,60 dan fazla olan ve bunlara eklenen öteki elementlerden Al, B, Cr, Co, Mo, N, Ti, W, ve Zr birinin veya birkaçının bulunması istenen çelikler, alaşımlı çelikler sınıfına girer. Alaşımlı çeliğin, alaşım elementlerinin alt ve üst limit değerleri arasındaki fark çok az olup, alaşım elementi sayısı arttıkça, alınacak dökümler de uygun olmayanların sayısı fazlasıyla artar. Alaşımla çelik ingot ve kütüklerinin gerek yüzünde gerekse içinde meydana gelmesi muhtemel çatlamalara neden olmaması için, özel kuyu ocaklarında ağır ağır soğutulur. Ayrıca haddeleme ve dövme işlemlerinden önce son olarak hatalar giderilir. Bu nedenlerden ötürü alaşımlı çelik yapımı, karbonlu çeliklere kıyasla daha zordur.

Karbon, Çelikte başlıca sertleştirici etkisi olan elementtir. Karbon miktarındaki her artış, çeliğin sıcak haddeleme veya normalize edilmiş halindeki sertlik ve çekme dayanımını artırır. Fakat esnekliğini, dövülme, kaynak edilme ve kesilme özelliğini zayıflatır.

Mangan, çeliğin dayanımını geliştirir. Esnekliğini az miktarda azaltır. Dövme ve kaynak edilme özelliğine olumlu etkide bulunur. Manganın, sertlik ve dayanımı artıran Özelliği, karbon miktarına bağlıdır. Manganın yüksek karbonlu çeliklerdeki etkisi, düşük karbonlu çeliklere oranla daha fazladır. Mangan su verme derinliğini artırır. Paslanmaya korozyona olan dayanımını geliştirir.

Silisyum, dökümlerde fiziksel dayanımı ve özgül ağırlığı artırır. Silisyum, mangan gibi bütün çeliklerde bulunan bir elementtir. Çelik yapımında demir cevherinden, veya ocak astarı olan tuğlalardan da bir miktar silis, çeliğin bünyesine kendiliğinden girer. Silisyumlu çelikler deyimi; bileşiminde %0,4Q dan fazla silisyum olan çelikler için kullanılır. Çelikte silisyumun bulunması esnekliği eksi yönde etkilerse de beher %1 artış için çekme dayanımını 10 kg/mm² akma dayanımını da benzer oranda artırır. %14 arasında silisyum bulunan çelikler, kimyasal tepkilere karşı dayanımlı olduklarından, bu durumdaki çelikler dövülemezler.

Fosfor, genel olarak çelikte zararlı olarak bilinir. Yüksek nitelikteki çeliklerde fosfor yüzdesi en çok olarak 0,030 - 0,050 arasında tutulur. Kükürt; çeliği kırılgan yapar ve haddelenmesini güçleştirir. Çeliğin İşlenebilme özelliğinin artırılması söz konusu olmadığı hallerde, fosfor gibi istenmeyen yabancı maddeler olarak kabul edilen bir elementtir. Normal olarak müsaade edilen miktar en çok %0,025-0,050 arasında sınırlandırılır.

Krom, çeliğin dayanım özelliğini artıran fakat buna karşılık, esnekliğini çok az bir dereceye kadar eksi yönde etkileyen bir alaşım elementidir. Krom, çeliğin sıcağa dayanımını artırır. Kabuk tufal yapmayı önler. İçinde yüksek oranda krom bulunması; çeliğin paslanmaya karşı dayanımını artırır. Kromlu paslanmaz çeliklerde krom oranı arttıkça, kaynak edilebilme yeteneği azalır. Krom, dengesi çabuk bozulmayan karbürü meydana getirir. Çelikte beher %1 oranındaki krom yüzdeki artışına karşılık, çekme dayanımında yaklaşık olarak 8-10 kg/mm² lik bir artış görülür. Aynı oran içinde almamakla beraber, akma dayanımı yükselirse de çentik dayanımı düşer.

Nikel, çeliğin dayanımını silisyum ve mangana kıyasla daha az artırır. Çelikte nikel, özellikle kromla birlikte bulunduğu zaman, sertliğin derinliklere inmesini sağlar. Krom nikelli çelikler paslanmaz, kabuklaşmaya ve ısıya dayanımlıdır. Özellikle düşük sıcaklıklarda, makine yapım çeliklerinin çentik dayanımını artırır. Nikel, ıslah ve sementasyon çeliklerinin dayanımını artırdığı gibi, istenen yapıdaki çelikler, paslanmaya ve kabuklaşmaya dayanımlı çelikler için, uygun bir alaşım elementidir.

Molibden, çeliğin çekme dayanımını özellikle ısıya dayanımıyla kaynak edilme özelliğini artırır. Yüksek miktarda molibden, çeliklerin dövülmesini güçleştirir. Molibden, kromla birlikte daha çok kullanılır. Molibdenin etkisi volframa benzer. Alaşımla çeliklerde molibden; krom nikelle birlikte kullanıldığında, akma ve çekme dayanımını artırır. Mobilden kuvvetli karbür meydana getirdiğinden, hava ve sıcak iş çeliklerinde, ostenitik pasa dayanımlı çeliklerde, sementasyon, makine yapım çelikleriyle ısıya dayanımlı çeliklerin yapımında kullanılır.

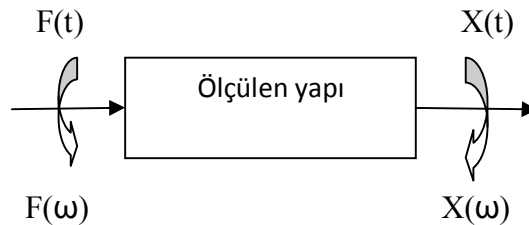
Vanadyum, çok düşük miktarlarda kullanıldığında çeliğin sıcağa dayanımını artırır. Vanadyum, alaşımlı makine yapı çelikleri tane yapılarının ince olmasını ve fiziksel özelliklerinin geliştirilmesini sağlar. Aynı zamanda çelik kesici uçlarının, daha uzun

zaman keskin kalmasını sağlar. Genellikle, alaşımlı makine yapım çeliklerinde bulunan vanadyum miktarı %0,03-0,25 arasında değişir. Karbür yapmaya karşı kuvvetli bir eğilimi vardır. Çeliğin çekme ve akma dayanımını artırır. Makine yapım ve sıcak iş çeliklerinde özellikle vanadyum krom, hava ve makine yapım çeliklerinde wolframla birlikte kullanılır.

Volfram, çeliğin dayanımını artıran bir alaşım elementidir. Takım çeliklerinde, kesici kenarlar sertliğinin artmasını, kullanma ömrünün uzamasını ve yüksek ısıya dayanımını sağlar. Bu yönden hava çeliklerinde, takım çeliklerinde ve ıslah çeliklerinde, alaşım elementi olarak yaygın bir şekilde kullanılır. Çelikte volframın bulunması belirli yüzdelere kadar kaynak edilebilme özelliğine geliştirici etkiler yapar. Çeliğe ilâve edilecek beher wolfram yüzdesi, akma ve çekme dayanımını 4 daN ye kadar artırır. Volframın karbür meydana getirmeye karşı kuvvetli bir eğilimi olup, yüksek çalışma sıcaklığında, çeliğin menevişlenip sertliğini kaybetmemesini sağladığından, sıcağa dayanımlı çeliklerin yapımında tercih edilir. (İnt.Kyn.3)

3.2 Modal Analiz

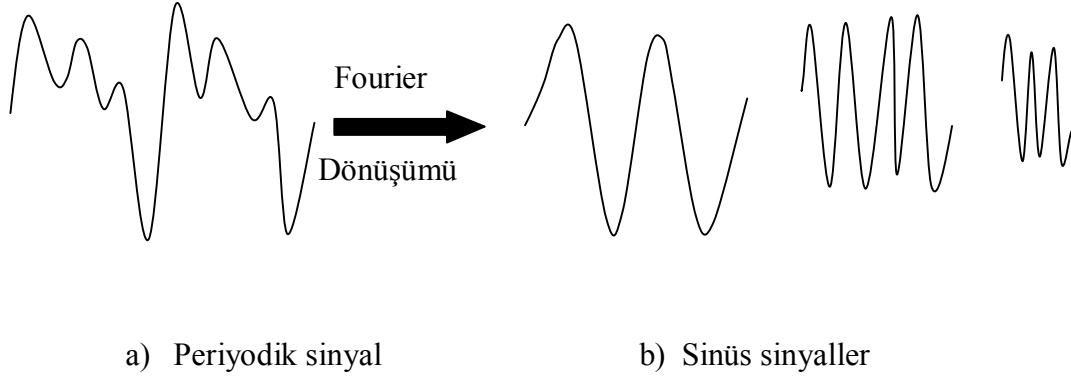
Ölçüm işlemi için öncelikle numuneler sırası ile ankastre olarak bağlanıp Şekil 3.1 de görüldüğü gibi üç eşit uzunluğa bölünüp sırası ile 1, 2ve 3 numaraları verilmiştir. Daha sonra ivmeölçer belirlenen noktalara sırayla bağlanmış ve çekiçle belirlenen noktaya birkaç kez vurulmuştur. Fourier dönüşümü (FFT – Fast Fourier Transform) kullanılarak etki ve tepki fonksiyonları zaman ortamından frekans ortamına dönüştürülür. Şekil 3.13 de dinamik karakteristikleri elde etmek için giriş-çıkış modeli kurulmuştur.



Şekil 3.13 Etki ve tepki fonksiyonları

Fonksiyonlar kendilerini oluşturan sinüs veya kosinüs gibi periyodik fonksiyonlarla ifade edilebilmektedir. Bir fonksiyonun kendisini oluşturan birçok sayıda alt

fonksiyonlarla ifade edilebilmesi matematiksel olarak fonksiyonların kullanılabilirliğini artırmıştır. 19. yüzyılda Fransız matematikçisi Joseph Fourier bir periyodik fonksiyonun sonsuz sayıda karmaşık üstel periyodik fonksiyonun tanımıyla ifade edilebileceğini göstermiştir. Şekil 3.14 de periyodik bir sinyalin frekans dönüşümü ile elde edilen sinüs bileşenleri gösterilmiştir (Beyazıt, 1996).



Şekil 3.14 Periyodik bir sinyalin Fourier dönüşümü (Beyazıt, 1996).

Yapıya ait frekans davranış fonksiyonu(FRF-Frequency Response Function), Fourier dönüşümleri yapılmış tepki fonksiyonunun etki fonksiyonuna bölünmesiyle elde edilir.

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$$

$X(\omega)$ =Frekans ortamındaki tepki fonksiyonu,

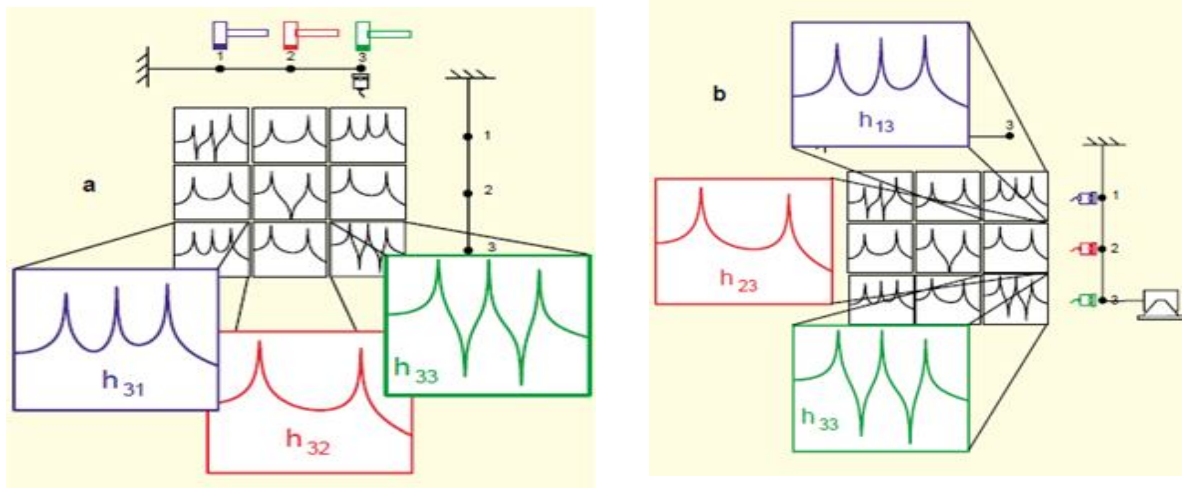
$F(\omega)$ =Frekans ortamındaki etki fonksiyonu,

$H(\omega)$ =Frekans davranış fonksiyonu (FRF),

Frekans davranış fonksiyonları kullanılarak sistemin doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları belirlenir (Ewins, 1995).

Hatırlanırsa $[M]$ ve $[K]$ matrisleri simetrik olduğu için grafikte gösterilen $h_{23} = h_{32}$ olur. Bunun anlamı vuruş noktalarını ve tepki noktalarını kullanarak FRF de ölçüm yapılabileceğidir. FRF de ilk rakam çıkış noktasını, ikinci rakam tepki noktasını belirtir. FRF de toplamda 9 tane giriş – çıkış ölçmek mümkündür. Bir noktaya kuvvet

uyguladığımızda üç noktadan tepki frekansı ölçülebilir. Bir noktadan diğer noktaya dolaşarak vurduğumuz için FRF matrisinde bir satırdan ölçüme başlanır ve sonunda matristeki son satır ölçülür. Grafiklerde tepe noktalarındaki değerleri titreşim rezonans değerleri ve her bir rezonansa ait frekans değerleri gösterilebilir. Şekil 3.15 de ankastre bağlı yatay ve düşey iş parçasının FRF grafikleri gösterilmiştir. Her biri için dokuz grafik elde edilmiş bunların üçü simetriktr.



Şekil 3.15 Frekans tepki fonksiyonları

3.3 Matematiksel Model

Teorik modal analiz sisteme ait hareket denklemi kullanılarak yapılmaktadır. Sönümsüz çok serbestlik dereceli bir sistem için hareket denklemi,

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{\dot{x}(t)\} = \{0\}$$

$$[M] = \text{Kütle matrisi}$$

$$[K] = \text{Rijitlik matrisi}$$

$$\{\ddot{x}(t)\} = \text{ivme}$$

$$\{\dot{x}(t)\} = \text{hız}$$

$$\{x(t)\} = \text{yerdeğiştirme}$$

Genellikle kütle matrisi diagonal matristir ve sönümlleme ve rijitlik matrisi simetrik matristir. Matrisin büyüklüğü sistemi tanımlamak için kullanılan denklem sayısına bağlıdır.

Bu denklemler özdeğer problemidir. Matematiğim önemli bir yükünü kaldıran bu model burada kullanılır. Rezonans frekansları $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ değerleri bulunur.

Her bir doğal frekansa karşılık yapının almış olduğu şekil mod şekli olarak tanımlanır. Doğal frekansların küçükten büyüğe doğru sıralanması sonucunda elde edilen en küçük frekans temel frekans ve bu frekansa karşılık gelen mod şekli birinci mod şekli olarak adlandırılır (Petyt, 1990).

Bütün denklemleri düzenlemek için matris kullanıyoruz. [M], [K] ve [C] matrisleri simetriktir. Bu nedenle [B(s)] de simetriktir. Bu sistemde dönüşüm işlemi sistemin matrisi ters çevrilerek yapılır.

$$[[M]s^2 + [C]s + [K]]\{X(s)\} = \{F(s)\} \text{ ise } [B(s)]\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (3.1)$$

$$[B(s)]^{-1} = [H(s)] = \frac{\text{Adj}[B(s)]}{\det[B(s)]} = \frac{[A(s)]}{\det[B(s)]} \quad (3.2)$$

Tepki frekans işlemini yazarsak;

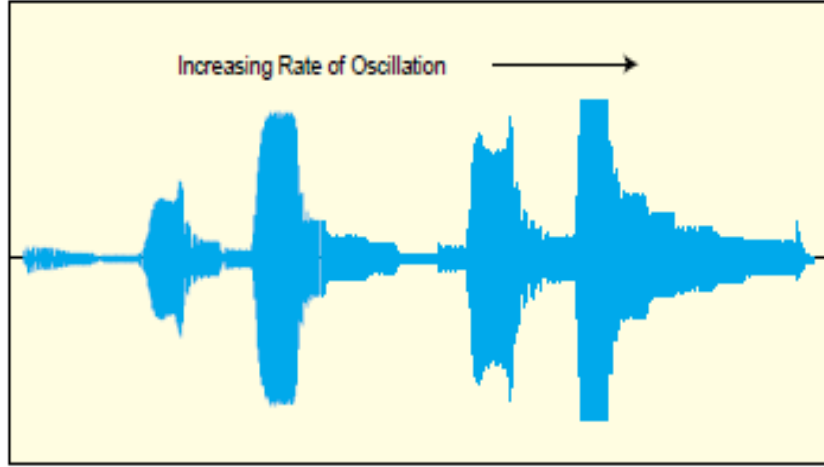
$$[H(s)]_{s=j\omega} = [H(j\omega)] = \sum_{i=0}^n \frac{[A_k]}{(j\omega - p_k)} + \frac{A_k^*}{(j\omega - p_k)^*} \quad (3.3)$$

$$h_{ij}(j\omega) = \sum_{i=0}^n \frac{a_{ijk}}{(j\omega - p_k)} + \frac{a_{ijk}^*}{(j\omega - p_k)^*} \quad (3.4)$$

Burada [M], [C] ve [K] simetrik olduğu için [H(s)] ve [B(s)] de simetriktir. Burada belirtilen $h_{ij} = h_{ji}$ simetriktir. Bunun anlamı vuruş noktalarını ve tepki noktalarını kullanarak FRF de ölçüm yapabiliriz. FRF de 'j' vurma noktası, 'i' tepki noktası olarak tanımlanmıştır (Avitabile 1998).

3.4 Deneyisel Modal Analiz Ölçümü

Oluşturulan sistemin ölçümünde noktasal ölçüm yöntemi (single-point excitation method) kullanılmıştır. Tek girdi tek çıktı (single input-single output) yöntemi olarak da adlandırılan bu yöntemde yapıya belirli bir noktadan kuvvet uygulanırken yine belirli bir noktadan da ölçüm alınmaktadır. Uygulanan sinyalin kuvvetin Sinüs eğrisi formunda uyarı olması uygundur. Sürekli uyarı sinyalinin sabit bir titreşim frekansı oluşturduğunu görmekteyiz. Biz titreşim frekansı oranını değiştirebiliriz. Fakat tepe noktasındaki sinyal genellikle aynı değerde kalır, yalnızca titreşim değişecektir. İvmeölçerle tepki ölçülür (Şekil 3.16).

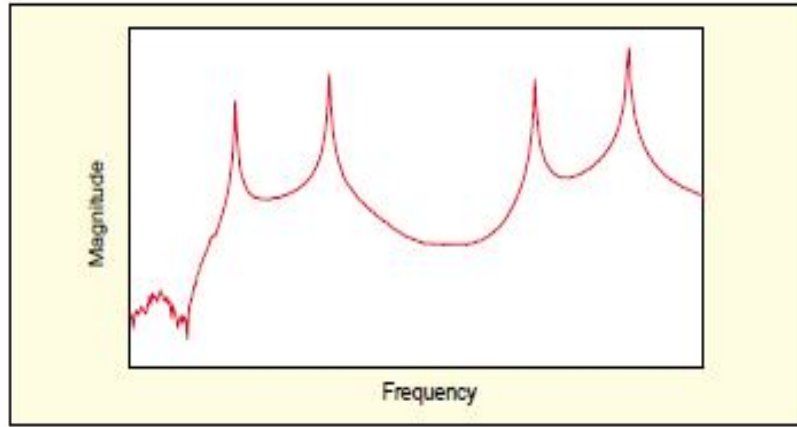


Şekil 3.16 Frekans tabanlı grafik (Avitabile 1998)

Giriş kuvvetindeki titreşim oranındaki değişiklik ivmedeki değişikliklerle farkedilir. Zamana yayıldığında farklı noktalardaki ivmelerin azalması kadar artmasında görülecektir. Biz sisteme sürekli bir girdi kuvveti uyguladığımızda ivmenin çeşitli olması girdi kuvvetindeki titreşim oranına bağlıdır.

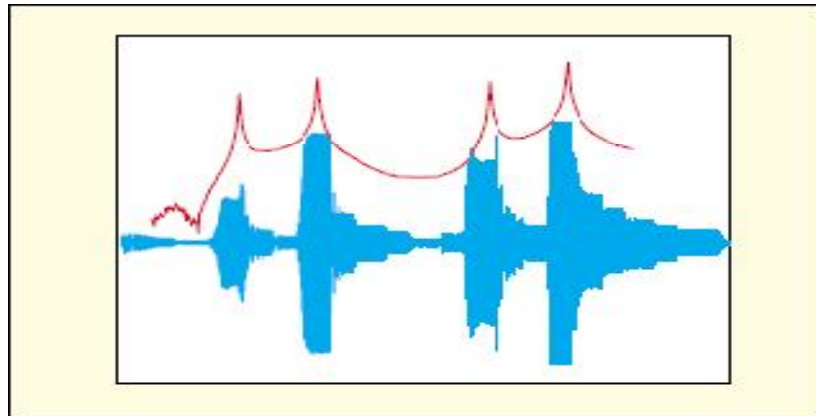
Sisteme doğal frekansa yakın bir titreşim oranı ile bir kuvvet uyguladığımızda ve sistemdeki rezonans frekansı titreşim oranı maksimum seviyeye ulaştığında tepe noktaları (pik) görülür. Buradaki tepe noktaları sistemde rezonans frekansının meydana geldiği yerlerdir.

Frekans çizgisi ile zaman çizgisi maximum seviyeye ulaştığında frekans değeri de aynı değere ulaşır ve orada tepki işlevi maximum bir değere ulaştığında frekans tepe noktası yapar. İvme artışı maximum seviyeye ulaştığında ve orada doğal frekans meydana gelir. Şekil 3.17 grafiği FRF grafiğidir. Bu grafik sönümleme değeri, mod şekillerinin oluşması ve sönüm sabiti gibi değerlerin elde edilmesinde kullanılır. Bilgisayar ortamında LabVIEW programı yardımıyla ekranda görülebilir. Pik noktaları rezonansın olduğu noktalar olarak gözönüne alınmalıdır.



Şekil 3.17 FRF grafiği (Avitabile 1998)

Bu veriler çok kullanışlı bilgiler sağlayabilir. Bu zamandaki verileri ve FFT kullanılan frekans için dönüşüm yaparsak frekans tepki işlemini bilgisayarda yapabiliriz. Tepe noktalarında sistemde rezonans frekansının meydana geldiği görülür. Burada tepki zamanındaki girdi uyarısındaki titreşim oranı ile aynı maximum tepkiye sahip olduğu görülür.

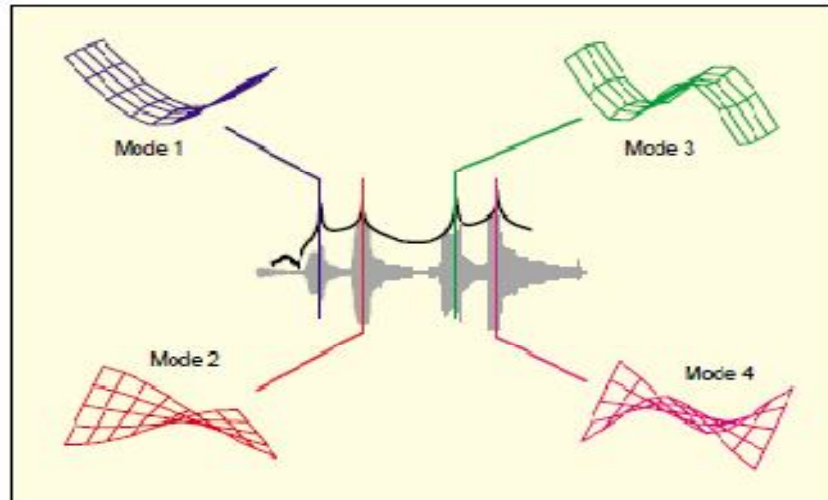


Şekil 3.18 FRF grafiğinin oluşumu (Avitabile 1998)

Şekil 3.18 de görüldüğü gibi frekans çizgisi ile zaman çizgisi birbiri ile örtüştürülerek titreşim frekansı farkedilir. Eğer frekans çizgisi ile zaman çizgisi maximum seviyeye ulaştığında frekans değeride aynı değere ulaşır ve orada tepki maximum değere ulaştığında tepe noktası yani frekans yapar. Bir başka deyişle tepki frekansı tanımlamak için hem zaman çizgisi hem de ivme artışının maximum seviyeye ulaşmasını kullanılabilir ki orada doğal frekans meydana gelir.

Doğal frekansta modelin şekli bozular. Ayrıca Uygulanan kuvvetin frekansına bağlı olarak birbirinden farklı çeşitli şekiller alır. Doğal frekansa sahip olan bir sistemin her bir doğal frekansta meydana gelen model deformasyonu görülebilir.

İlk doğal frekansta modelin ilk deformasyonu eğilmedir, ikinci doğal frekansta modeldeki deformasyon bükülmedir, üçüncü ve dördüncü doğal frekansta modeldeki deformasyon ikinci eğilme ve ikinci bükülmedir. Her bir doğal frekansta sistemde meydana gelen modelleri görebiliriz (Şekil 3.19).



Şekil 3.19 Doğal frekanslarda meydana gelen mod şekilleri (Avitabile 1998)

Frekans aralığı belirlenirken yapının titreşim yapabilme kabiliyeti (esnekliği) önemlidir. Eğer yapı uzun süre titreşim yapıyorsa frekans aralığı küçük (0-50 Hz gibi), kısa süre titreşim yapıyorsa frekans aralığı büyük (0-1600 Hz gibi) seçilmelidir. Yapı türüne bağlı olmakla birlikte, genellikle 0-400 Hz frekans aralığı yapıların ilk 3 ile 10 rezonans frekanslarını elde etmek için yeterli olmaktadır.

Ortalama sayısı ise ölçüm yapılan yapı türüne bağlı olarak belirlenir ve yapıya kaç kez vurulacağını gösterir. Ortalama, bir vuruş sonucu elde edilen değerlerin bir sonraki vuruş sonucu elde edilen değerlerle ortalamasına karşı gelmektedir. Ortalama işlemi sayesinde ölçülen değerlerdeki hata miktarı azaltılmaktadır. Genellikle lineer ortalama yöntemi kullanılır ve 5 ortalama çoğu yapı için yeterli olmaktadır (Gatzwiller ve diğ.).

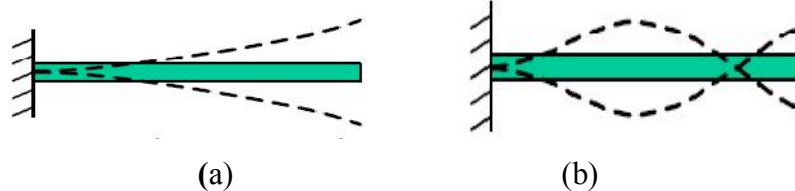
Ölçüm sonuçlarından öncelikle doğal frekanslar (rezonans frekansları) frekans davranış fonksiyonunun tepe noktalarına karşılık gelen frekans değerleri kullanılarak belirlenmiştir.

Ölçüm sonucunda elde edilen grafikler aşağıdaki özellikleri sağlamalıdır (Bayraktar ve Türker, 2005).

- Frekans davranış fonksiyonu, yapının doğal frekanslarına karşılık gelen frekans değerlerinde tepe (peak) yapmalıdır,
- İki doğal frekans değeri arasında (iki tepe arasında) bir anti-rezonans noktası oluşmalıdır,
- Anti-rezonans noktalarına karşılık gelen kısımlarda uygunluk (coherence) fonksiyonunda bozulmalar oluşmalıdır,
- Anti-rezonans noktaları haricindeki bütün noktalarda uygunluk fonksiyonunun değeri 1 olmalıdır.

3.5 Sönüm Oranın Hesaplanması

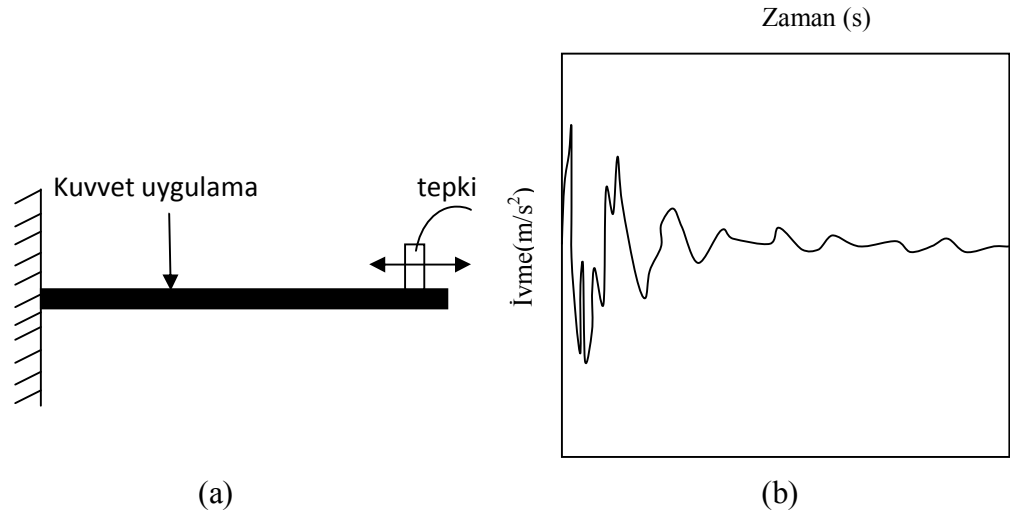
Deneysel modal analiz yöntemi basit bir sistem üzerinde gösterelim. Elde edilen ölçülerden modal analiz bilgilerini nasıl elde edebiliriz. Doğal frekans ve modlardan elde edilen analitik nümerik bilgilerin birbirlerine uyumluluğunu inceleyelim (Şekil 3.20).



Şekil 3.20 Ankastre kirişte meydana gelen titreşim modları

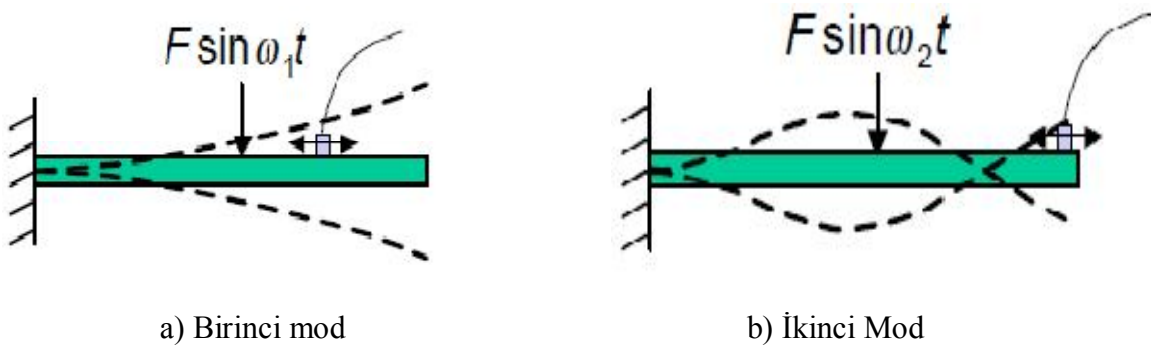
Şekil 3.20 deki çubuğun bir ucu serbest olarak kuvvet uygulanırsa iki mod şekli oluşacaktır.

Her mekanik sistem çok sayıda doğal frekansa sahiptir. Sistemdeki titreşimler baz alınarak orada meydana gelen mod şekillerinde meydana gelen doğal frekanslar tanımlanabilir. Şekil 3.21 (b) de ivmenin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Zamana bağlı olarak titreşim son bulmaktadır. Sönüm oranına bağlı olarak birkaç periyotta son bulduğu gibi sönüm oranı küçük ise uzun zaman aralığında da sürebilir.



Şekil 3.21 İvme zaman grafiği

Şekil 3.22 de görüldüğü gibi çekiçle bir kuvvet uyguladığımızda bütün titreşim modlarında ve bunlara karşılık gelen doğal frekanslarda geçici bir tepki meydana gelir. İvmeölçer hareket ettirilerek ve çekiçle vuruşlar tekrarlanarak pek çok noktada mod şekilleri tanımlanabilir.

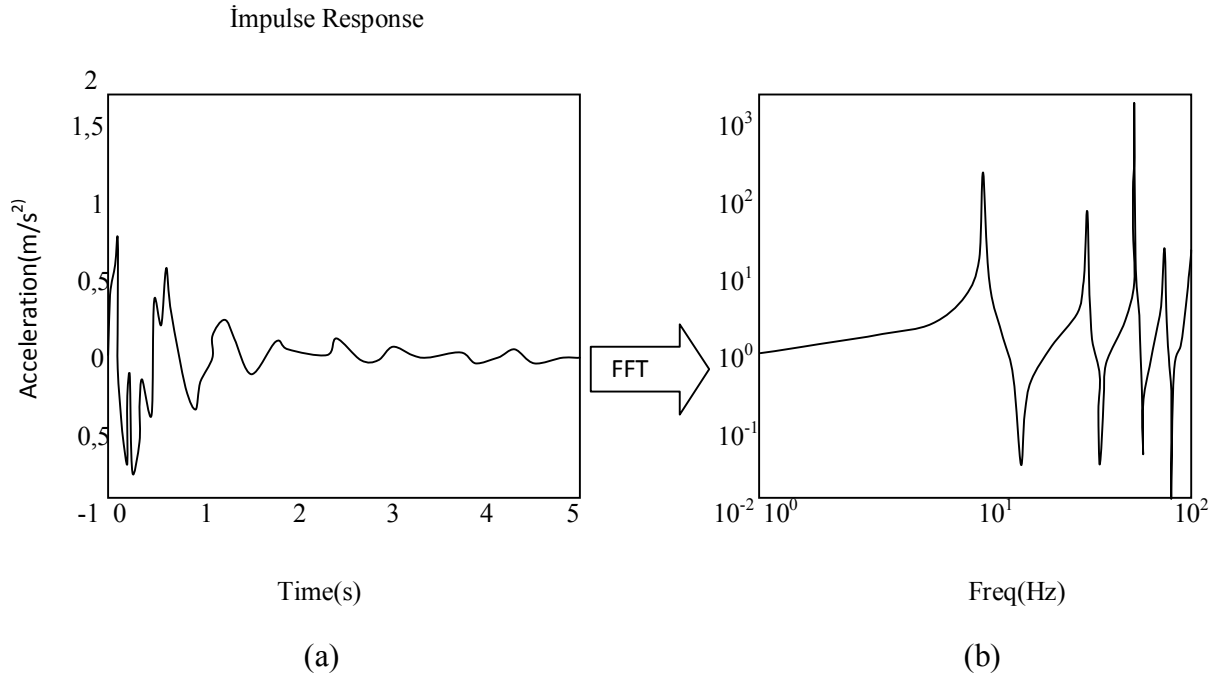


Şekil 3.22 Ankastre kirişte meydana gelen mod şekilleri

Harmonik bir kuvvet ve rezonans frekansına ulaşana kadar çeşitli frekanslarla sistem uyarılarak doğal frekans deneysel olarak tanımlanabilir. Bu rezonans da ortak modlar ile doğal frekans gözlemlenebilir (Şekil 3.23).

Şekil 3.23 a dan 3.23 b deki frekans bazlı grafik oluşumu görülmektedir. Ham sinyallerin ivme grafiğine değişimi daha sonra FFT yardımıyla dönüşüm gerçekleştirilmektedir. Bu grafik kullanılarak Şekil 3.24 deki gibi sönüm oranı hesaplanabilir.

Yüzey üzerinde bir ivmeölçer hareket ettirilerek mod kaydedilip çizilebilir.

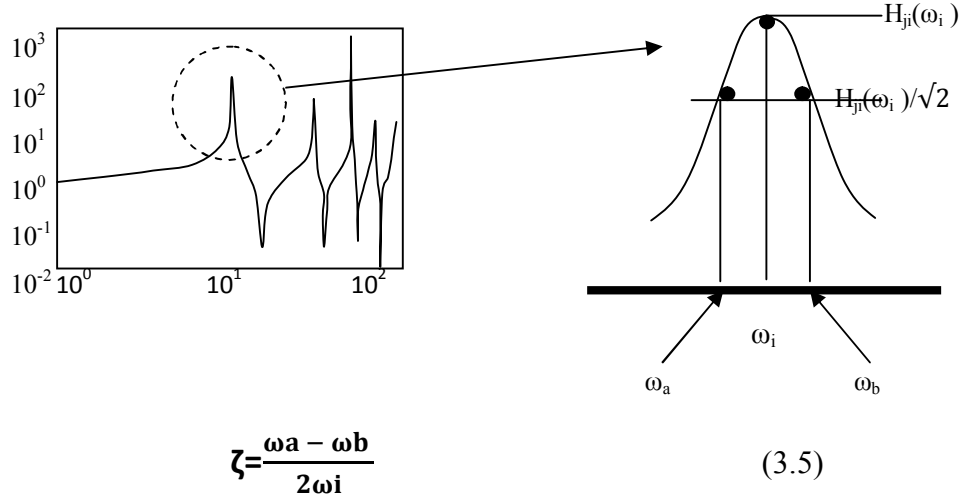


$$H_{ij} = \frac{A_i \omega}{F_j \omega} \quad (3.4)$$

Şekil 3.23 FFT dönüşümü

Vurma tepkisi ve tepki frekans işlemi (FRF) de çıkış noktası yani frekans tepkisi 'i' giriş kuvveti yani vurma tepkisi 'j' dir. Vurma noktasını sabit tutup ivme ölçeri hareket ettirerek bu ölçümler tekrarlanır. Sistemdeki her bir mod için doğal frekans, sönümleme

ve mod şekillerini elde edebiliriz. Bütün FRF ölçümlerindeki pik yapan değer ω_k değeri baz alınarak mod şekilleri bulunur (Şekil 3.24).



Şekil 3.24 Sönüm oranı (ζ) değerinin bulunması

$$H_{ji}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (3.6)$$

Birinci mod şeklini veren ve rezonans frekansı ω_1 ise

$$|u_i u_i^T|_{ji} = |2\zeta_i \omega_i^2| |H_{ji}(\omega_i)| \quad (3.7)$$

eşitliği ile mod koordinatları elde edilir.

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3] \quad (3.8)$$

Eşitliğinden a değerleri bulunur. A değerleri modun koordinatlarıdır.

Mod şekillerinin koordinatları transpozu ile çarpılarak

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

formunda eşitlik elde edilir.

4. BULGULAR

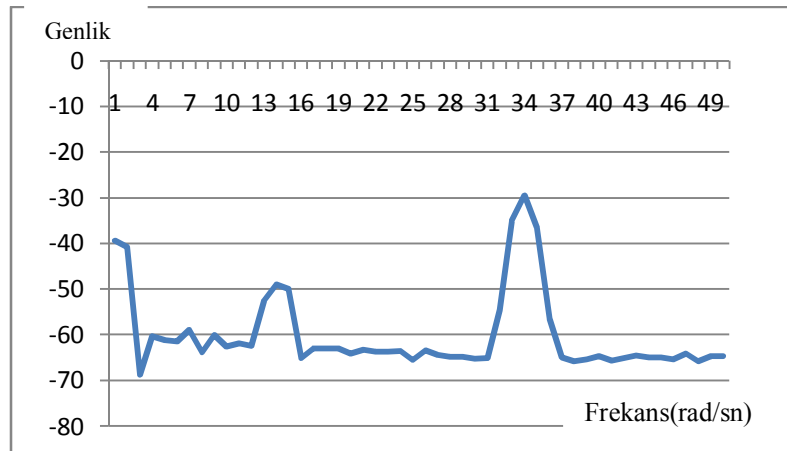
Model analiz metodu ile iki farklı kesite sahip Ç1045 çeliğinden imal edilmiş malzemenin titreşim büyüklükleri ölçülerek FRF grafikleri elde edilmiştir. Deneysel çalışmada, numuneler üzerinden 50 adet değişik noktalardan grafikler elde edilmiştir. Deneyde kullanılan numunelerden numunelerin dairesel kesitli ve prizmatik kesitli olanların her birine 1/3i ölçüsünde çatlak oluşturulmuştur.

Farklı kesitlere sahip numunelerin işlem sırasında ne gibi değişiklikler oluşturacağı gözlenmiş elde edilen sonuçlar grafiklerle ifade edilmiş. Daha sonra grafiklerin üzerinde inceleme yapılmıştır.

4.1 Dairesel Kesitli Malzeme

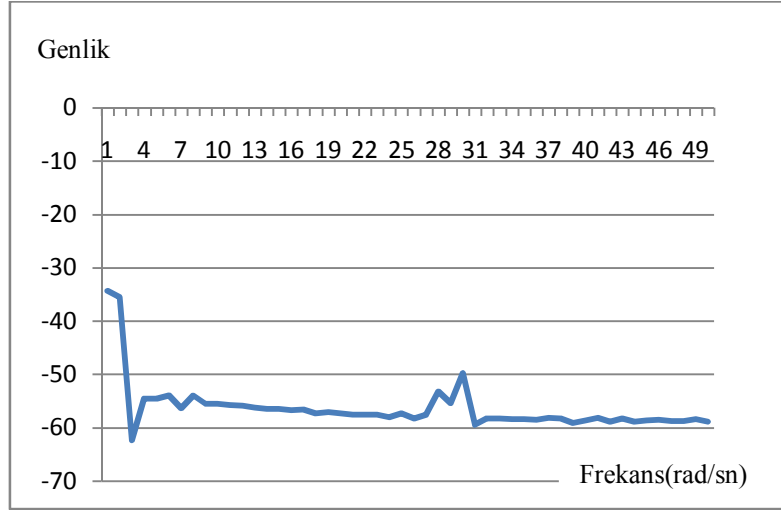
Deneysel çalışmada parçanın üzerine üç nokta işaretlenmiştir. Bu noktaların her birisine tek vuruş uygulanıp üç noktadan tepki frekansı ölçülmüştür. Bu ölçümlerin sonucunda 3x3 matrisi oluşturulmuştur. Ölçümlerde elde edilen bazı grafiklerin aşağıda incelemesi yapılmıştır.

Şekil 4.1 de görüldüğü gibi dairesel kesitli sağlam numunede titreşim oranı maksimum seviyeye ulaştığında tepe noktaları belirmiştir ve bu noktalar üç tanedir. Diğer noktalarda belirgin bir pik olmadığı için kayda alınmamıştır. Tepe noktalarında rezonans frekansının olduğu görülmektedir. Numunede rezonans frekansları; $\omega_{S1} = 1,2$ rad/sn, $\omega_{S2} = 14$ rad/sn, $\omega_{S3} = 34$ rad/sn civarında ölçülmüştür



Şekil 4.1 YS 2.3 Dairesel kesitli sağlam parçanın frekans grafiği

Şekil 4.2 de görüldüğü gibi dairesel kesitli çatlak olan numunede de titreşim oranı maximum seviyeye ulaştığında tepe noktaları belirlemiştir ve kayda değer üç tane tepe noktası oluşmuştur. Bu noktalar rezonans frekansının meydana geldiği noktalardır. Çatlak numunede; $\omega_{H1} = 1,1$ rad/sn, $\omega_{H2} = 7$ rad/sn, $\omega_{H3} = 30$ rad/sn değerlerinde bulunmuştur.

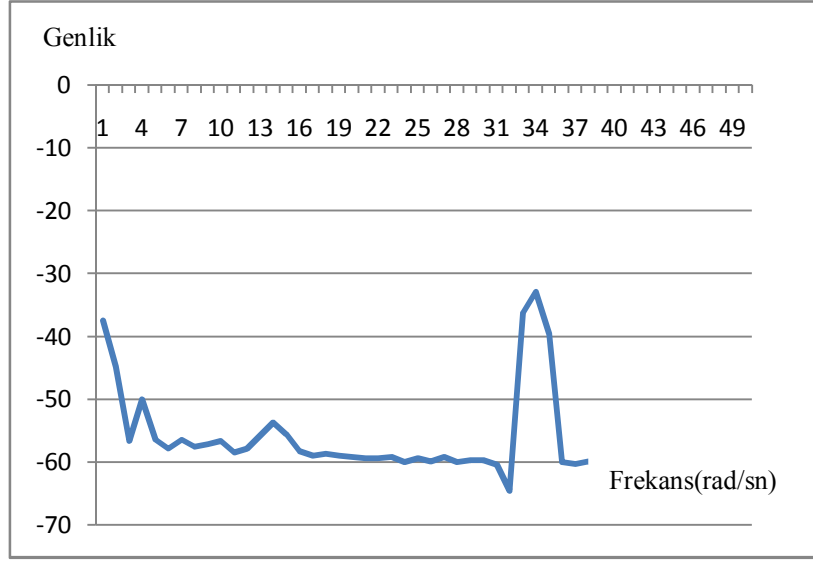


Şekil 4.2 YH 2.3 Dairesel kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği

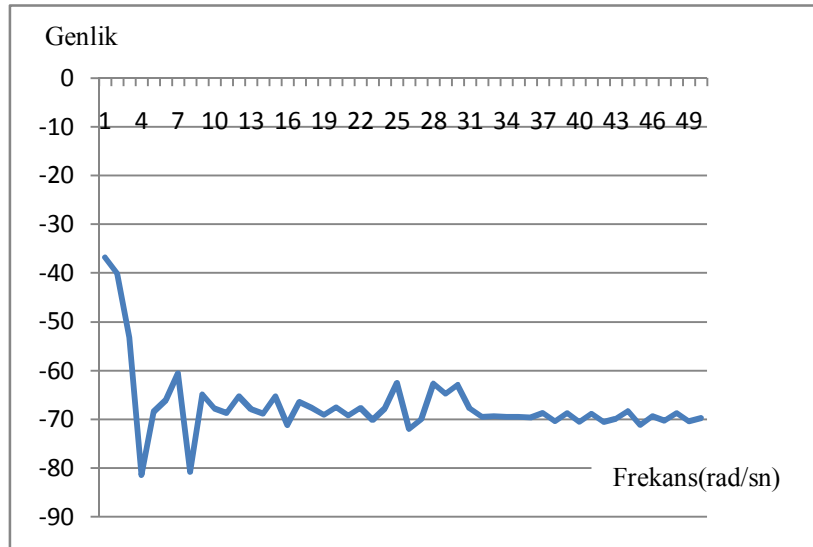
Çizelge 4.1 Dairesel kesitli parçaların rezonans frekansları

Rezonans Frekansı(rad/sn)	ω_1	ω_2	ω_3
Dairesel Sağlam Parça	1.2	14	34
Dairesel Hasarlı Parça	1.1	7	30

Sağlam olan numune ile çatlak olan numune karşılaştırıldığında; sağlam olan numunenin ikinci rezonans frekansındaki frekans genliğinin çatlak olan numunede ki frekans genliğinden iki kat daha fazla olduğu görülür (Şekil 4.3).



Şekil 4.3 YS 3.3 Dairesel kesitli sağlam parçanın frekans grafiği



Şekil 4.4 YH 3.3 Dairesel kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği

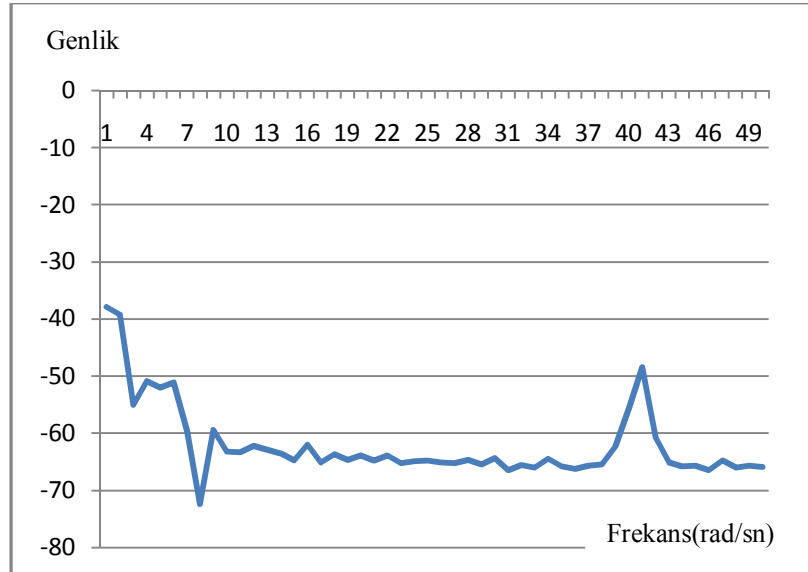
Dairesel kesitli çatlak numunede rezonans frekans değerleri sağlam numuneye göre daha küçüktür. Normal numunedeki rezonans değerleri büyüktür. İlk rezonans değerleri arasında fark görülmemektedir. İkinci rezonans değerleri arasında iki kata yakın fark oluşmuştur. Üçüncü rezonans frekansı arasında fark daha azdır. Fakat normal numunenin rezonans frekansı büyüktür. Çatlak numunenin düşük frekanslarda mod şekline girdiği görülmüştür. Üç tane mod şekli meydana gelmiştir. Bunlardan ilk mod

eğilme, ikincisi burulma, üçüncüsü ise ikinci eğilmedir. Şekil 4.4 de görüldüğü gibi diğer mod şekillerini oluşturmada sönümleme oluşup numune orijinal haline gelmektedir (Şekil 4.4)

Dairesel kesitli çatlak numunede meydana gelen ikinci mod şeklinin düşük frekansta oluşmasına çatlakın sebep olduğu görülmektedir.

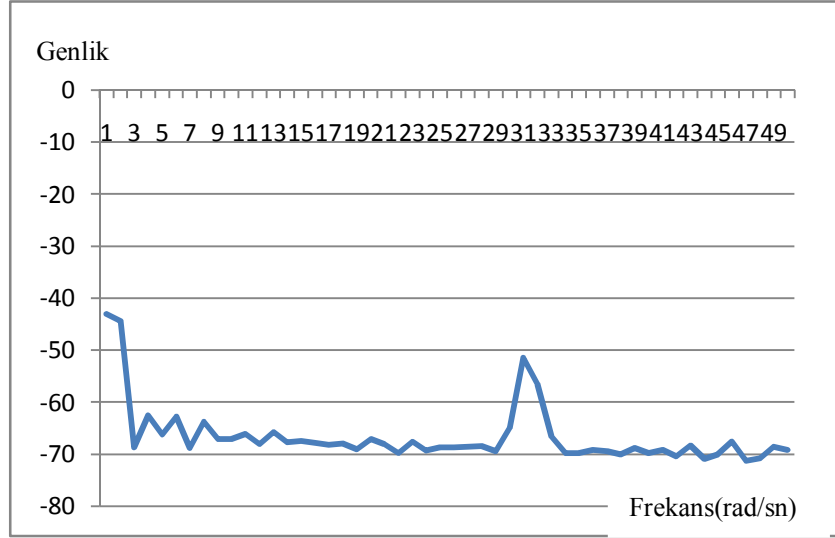
4.2 Prizmatik Kesitli Numune

Şekil 4.5 de görüldüğü gibi prizmatik kesitli numunede sağlam numunede titreşim oranı maksimum seviyeye ulaştığında tepe noktaları meydana gelmiş yani burada pik yapmış. Prizmatik kesitli numunede de üç tane tepe noktası oluşmuş diğer noktalarda belirgin bir pik oluşmadığı için dikkate alınmamıştır. Pik oluşan bu noktalarda rezonans frekanslarının meydana geldiği görülmektedir. Sağlam numunede rezonans frekansları $\omega_{KS1} = 1,4 \text{ rad/sn}$, $\omega_{KS2} = 6 \text{ rad/sn}$ ve $\omega_{KS3} = 41 \text{ rad/sn}$ değerleri civarında elde edilmiştir.



Şekil 4.5 KS 3.2 Prizmatik kesitli sağlam parçanın frekans grafiği

Şekil 4.6 da olduğu gibi prizmatik kesitli çatlak olan numunede titreşim oranı maksimum seviyeye ulaştığında tepe noktaları oluşmuş ve bunlardan yalnızca üçü kayda değerdir. Bu üç noktada rezonans frekansı meydana gelmiş olup ölçülen değerler; $\omega_{KH1} = 1,2 \text{ rad/sn}$, $\omega_{KH2} = 5 \text{ rad/sn}$ ve $\omega_{KH3} = 34 \text{ rad/sn}$ dir.

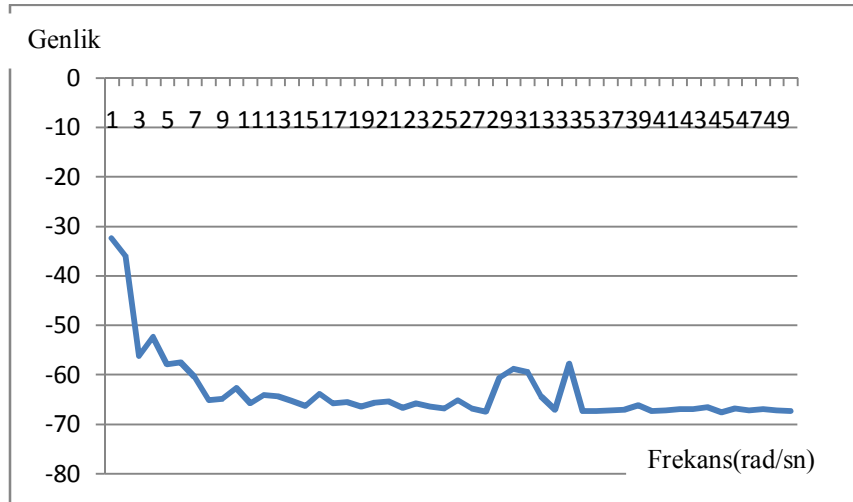


Şekil 4.6 KH 3.2 Prizmatik kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği

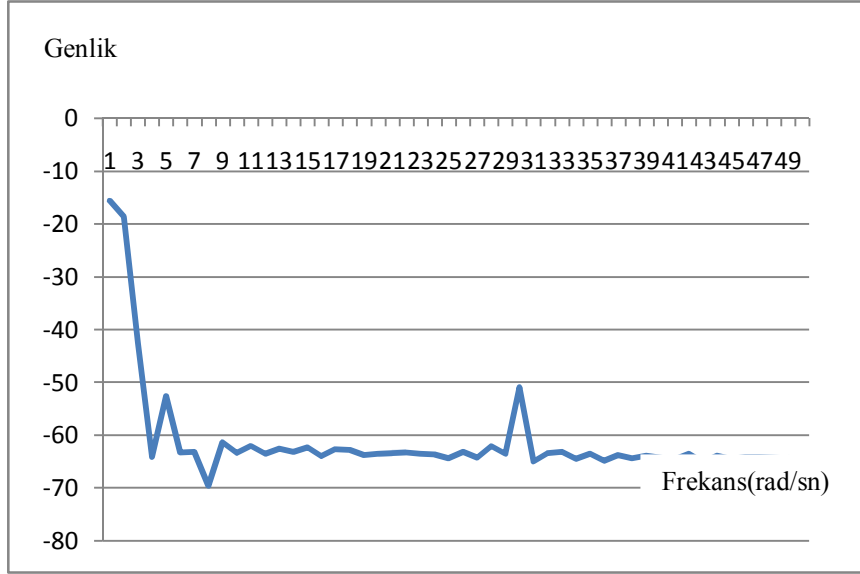
Çizelge 4.2 Prizmatik kesitli parçaların rezonans frekansları

Rezonans Frekansı(rad/sn)	ω_1	ω_2	ω_3
Dairesel Sağlam Parça	1.4	6	41
Dairesel Hasarlı Parça	1.2	5	34

Sağlam numune ile çatlak olan numune karşılaştırıldığında; dairesel kesitli numunede olduğu gibi sağlam olan numunede rezonans frekansındaki frekans genliği çatlak olan numunedeki frekans genliğinden daha büyük olduğu fark edilir (Şekil 4.7).



Şekil 4.7 KS 2.2 Prizmatik kesitli sağlam parçanın frekans grafiği



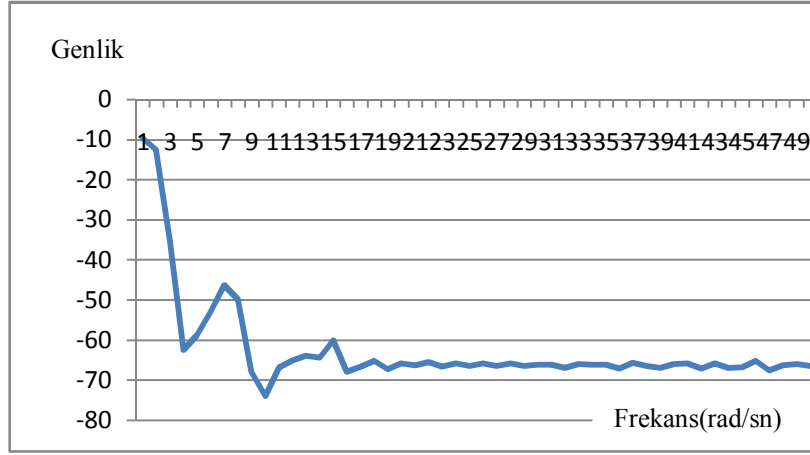
Şekil 4.8 KH 2.2 Prizmatik kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği

Sağlam olan numunenin rezonans frekansı daha büyüktür. Çatlak olan numune daha düşük frekans değerlerinde mod şekline girmiştir. Üç tane mod şekli meydana gelmiş olup; birincisi eğilme, ikincisi burulma ve üçüncüsü ikinci eğilmedir (Şekil 4.8).

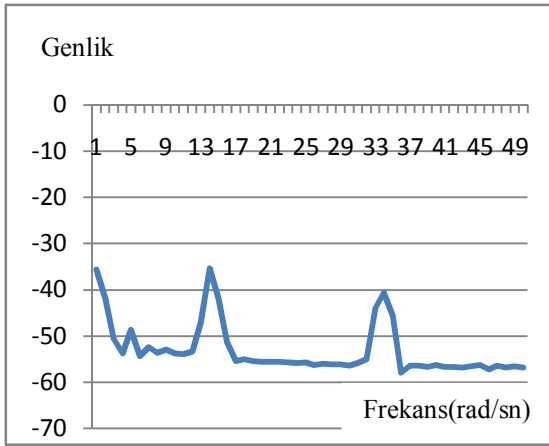
4.3 Nümerik Hesaplamalar

4.3.1 Dairesel Kesitli Sağlam Parçanın Mod Şekillerinin Bulunması

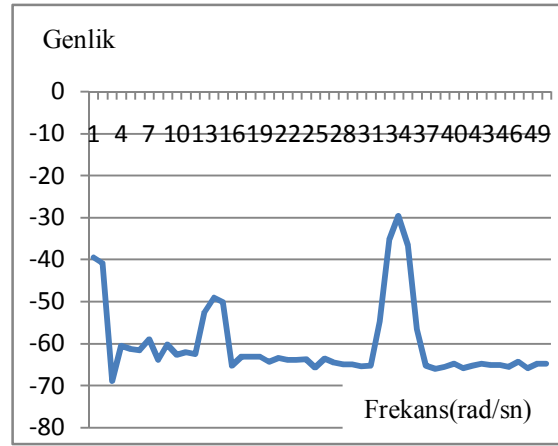
Hesaplamalarda grafikten faydalanılır. Şekil 4.9 daki grafikte ω_1 , ω_2 , ω_3 frekanslarının belirtilmesi gerekir. $\omega_1 = 7$ rad/s, $\omega_2 = 14$ rad/s ve $\omega_3 = 34$ rad/s frekansları bulunur. Daha sonra her frekansın tepki fonksiyon genliği belirtilir. Şekil 4.9 a da $H_{21}(\omega_1) = 0.013$, Şekil 4.9 b de $H_{22} = 0.002$ ve Şekil 4.9 c de $H_{23} = 0.005$ değeri okunur. Sönüm oranını bulmak için ω_a ve ω_b elde edilmelidir. Bunun için Şekil 3.24 b deki çözüm kullanılarak ω_a , ω_b ve $H_{ji}(\omega_1)/\sqrt{2}$ değerleri bulunur. Sonra eşitlik (3.5) kullanılarak ζ_1 değeri bulunur.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.9 Dairesel kesitli sağlam parçanın frekans grafiği

İkinci çıkış birinci giriş grafiğinden

$$\omega_1 = 7 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 6 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 8 \text{ rad/s}$$

(3.6) eşitliği kullanılarak, $H_{ji} = (\omega_1)/\sqrt{2}$

$$H_{ji} = 7/\sqrt{2} = 4.95$$

eşitlik (3.5) kullanılarak

$$\zeta = \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_i}$$

$$\zeta_1 = \frac{8-6}{2*7}$$

$$\zeta_1 = 0.143 \text{ bulunur.}$$

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için işlem yapılır.

$$|u_1 u_1^T|_{21} = |2\zeta_1 \omega_1^2| |H_{21}(\omega_1)|$$

$$|u_1 u_1^T|_{21} = |2 * 0.143 * 7^2| |0.013|$$

$$|u_1 u_1^T|_{21} = \underline{0.176}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği çıkış 2, giriş 2 için hesaplanır.

$$|u_1 u_1^T|_{22} = |2 * 0.143 * 7^2| |0.002|$$

$$|u_1 u_1^T|_{22} = \underline{0.028}$$

(3.7) eşitliği çıkış 2, giriş 3 için hesaplanır.

$$|u_1 u_1^T|_{23} = |2 * 0.143 * 7^2| |0.005|$$

$$|u_1 u_1^T|_{23} = \underline{0.070} \text{ bulunur.}$$

Mod bulmak için (3.8) eşitliği kullanılarak

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \text{ ve } u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3]$$

bunların çarpımı yapılarak (3.9) eşitliği formundaki matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.176 \rightarrow a_1 = 0.419$$

$$a_1 a_2 = 0.028 \rightarrow a_2 = 0.067$$

$$a_1 a_3 = 0.070 \rightarrow a_3 = 1.167$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_1 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_1 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_1 = \begin{bmatrix} 0.419 \\ 0.067 \\ 1.167 \end{bmatrix}$$

Aynı yoldan ikinci rezonans frekansı ω_2 için işlemler tekrar yapılır.

İkinci çıkış ikinci giriş grafiğinden

$$\omega_2 = 14 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 15 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 13 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.9 a dan $H_{21}(\omega_2) = 0.0096$

Şekil 4.9 b den $H_{22}(\omega_2) = 0.020$

Şekil 4.9 c den $H_{23}(\omega_2) = 0.016$ değerleri bulunur.

(3.6) eşitliği kullanılarak,

$$H_{ji} = 14/\sqrt{2} = 9.89$$

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_2 = \frac{15-13}{2*14}$$

$\zeta_2 = 0.071$ bulunur.

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_2 u_2^T|_{21} = |2 * 0.071 * 14^2| |0.0096|$$

$$|u_2 u_2^T|_{21} = \underline{0.267}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_2 u_2^T|_{22} = |2 * 0.071 * 14^2| |0.020|$$

$$|u_2 u_2^T|_{22} = \underline{0.557}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_3 u_3^T|_{23} = |2 * 0.071 * 14^2| |0.016|$$

$$|u_3 u_3^T|_{23} = \underline{0.449} \text{ bulunur.}$$

Mod bulmak için (3.8) eşitliği kullanılarak

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \text{ ve } u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3]$$

bunların çarpımı yapılarak (3.9) eşitliği formundaki matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.267 \rightarrow a_1 = 0.516$$

$$a_1 a_2 = 0.557 \rightarrow a_2 = 1.079$$

$$a_1 a_3 = 0.449 \rightarrow a_3 = 0.870$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_2 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_2 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_2 = \begin{bmatrix} 0.516 \\ -1.079 \\ -0.870 \end{bmatrix}$$

İkinci çıkış üçüncü giriş grafiğinden

$$\omega_2 = 34 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 36 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 33 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.9 a dan $H_{21}(\omega_3) = 0.0087$

Şekil 4.9 b den $H_{22}(\omega_3) = 0.017$

Şekil 4.9 c den $H_{23}(\omega_3) = 0.036$ değerleri bulunur.

(3.6) eşitliği kullanılarak,

$$H_{ji} = 34/\sqrt{2} = 24.04$$

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_3 = \frac{36-33}{2*34}$$

$$\zeta_3 = 0.044 \text{ bulunur.}$$

Çizelge 4.3 Dairesel kesitli sağlam parçada sönümleme değerleri

Sönümleme Değeri	ζ_1	ζ_2	ζ_3
Dairesel Sağlam Parça	0.143	0.071	0.044

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_3 u_3^T|_{21} = |2 * 0.044 * 34^2| |0.0087|$$

$$|u_3 u_3^T|_{21} = \underline{0.885}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_3 u_3^T|_{22} = |2 * 0.044 * 34^2| |0.017|$$

$$|u_3 u_3^T|_{22} = \underline{1.729}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_3 u_3^T|_{23} = |2 * 0.044 * 34^2| |0.036|$$

$$|u_3 u_3^T|_{23} = \underline{3.644} \text{ bulunur.}$$

Mod bulmak için (3.8) eşitliği kullanılarak

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \text{ ve } u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3]$$

bunların çarpımı yapılarak (3.9) eşitliği formundaki matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.885 \rightarrow a_1 = 0.941$$

$$a_1 a_2 = 1.729 \rightarrow a_2 = 1.837$$

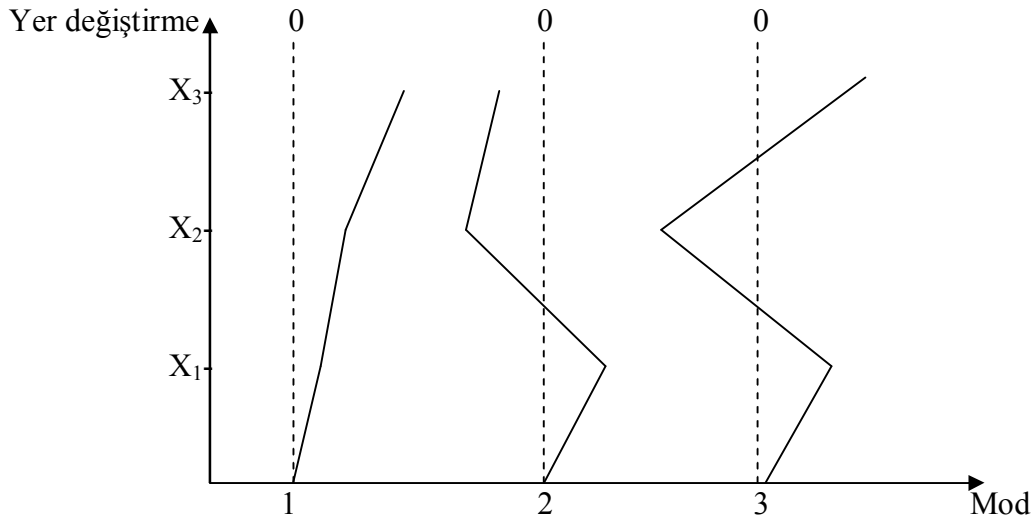
$$a_1 a_3 = 3.644 \rightarrow a_3 = 3.872$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_3 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_3 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_3 = \begin{bmatrix} 0.941 \\ -1.837 \\ 3.878 \end{bmatrix}$$

Çizelge 4.4 Dairesel kesitli sağlam parçanın mod koordinatları

Mod Koordinatları	a_1	a_2	a_3
I.Mod	0.419	0.067	1.167
II.Mod	0.516	-1.079	-0.870
III.Mod	0.941	-1.837	3.878



Şekil 4.10 Dairesel kesitli sağlam parçanın mod şekilleri

4.3.2 Dairesel Kesitli Hasarlı Parçanın Mod Şekillerinin Bulunması

Şekil 4.11 a da verilen grafikten $\omega_1 = 7$ rad/s rezonans frekansı alınır. Sonra her frekansın tepki fonksiyon genliği belirtilir.

Şekil 4.11 a dan $H_{21}(\omega_1) = 0.0087$

Şekil 4.11 b den $H_{22}(\omega_1) = 0.017$

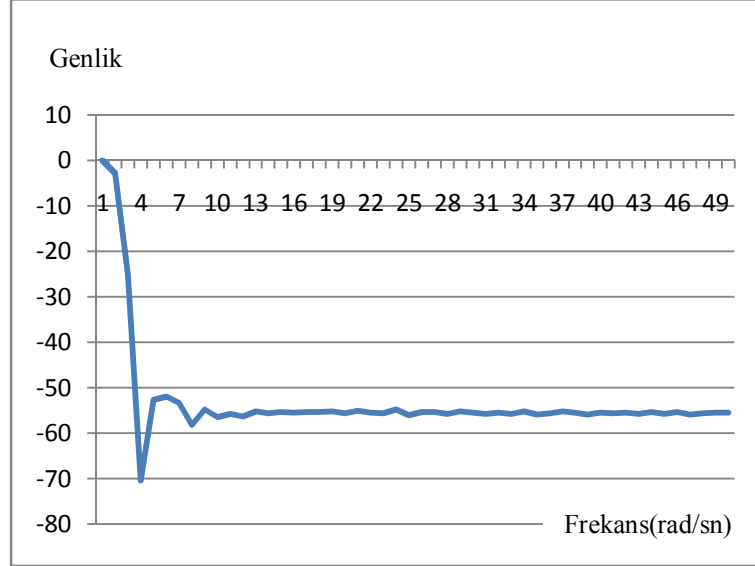
Şekil 4.11 c den $H_{23}(\omega_1) = 0.036$ değerleri bulunur.

Sönüm oranını bulmak için,

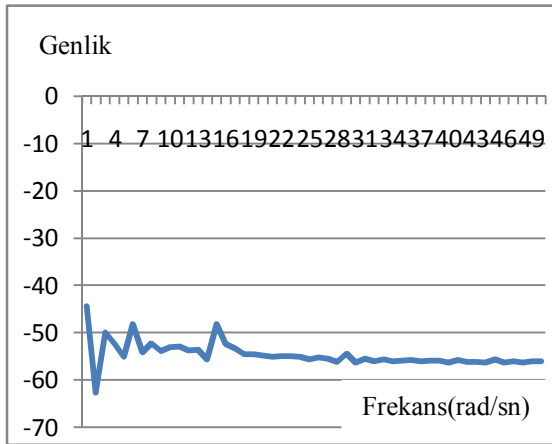
$$\omega_1 = 7 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 15 \text{ rad/s}$$

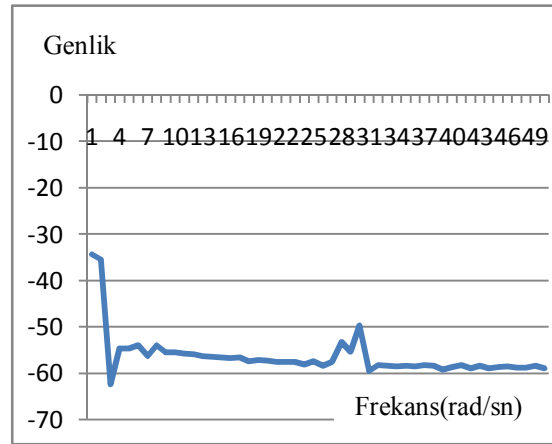
$\omega_b = 13 \text{ rad/s}$ değeri elde edilir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.11 Dairesel kesitli hasarlı parçanın frekans grafiği

$$\omega_1 = 7 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 9 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 6 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.11 (a) grafiğinde $H_{21}(\omega_1) = 0.017$

Şekil 4.11 (b) grafiğinde $H_{22}(\omega_1) = 0.009$

Şekil 4.11 (c) grafiğinde $H_{23}(\omega_1) = 0.007$ değerleri elde edildi

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_1 = \frac{9-6}{2*7}$$

$$\zeta_1 = 0.214$$

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_1 u_1^T|_{21} = |2\zeta_1 \omega_1^2| |H_{21}(\omega_1)|$$

$$|u_1 u_1^T|_{21} = |2 * 0.214 * 7^2| |0.017|$$

$$|u_1 u_1^T|_{21} = \underline{0.357}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_1 u_1^T|_{22} = |2\zeta_1 \omega_1^2| |H_{22}(\omega_1)|$$

$$|u_1 u_1^T|_{22} = |2 * 0.214 * 7^2| |0.009|$$

$$|u_1 u_1^T|_{22} = \underline{0.189}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_1 u_1^T|_{23} = |2\zeta_1 \omega_1^2| |H_{23}(\omega_1)|$$

$$|u_1 u_1^T|_{23} = |2 * 0.214 * 7^2| |0.007|$$

$$|u_1 u_1^T|_{23} = \underline{0.147}$$

Mod bulmak için (3.8) eşitliği kullanılarak

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad \text{ve} \quad u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3]$$

bunların çarpımı yapılarak (3.9) eşitliği formundaki matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.357 \rightarrow a_1 = 0.597$$

$$a_1 a_2 = 0.189 \rightarrow a_2 = 0.317$$

$$a_1 a_3 = 0.147 \rightarrow a_3 = 0.246$$

$$u_1 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_1 = \begin{bmatrix} -0.597 \\ 0.317 \\ 0.246 \end{bmatrix}$$

Rezonans frekansı ω_2 için aynı işlemler tekrarlanır.

İkinci çıkış birinci giriş grafiğinden

$$\omega_2 = 14 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 8 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 6 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.11 a dan $H_{21}(\omega_2) = 0.001$

Şekil 4.11 b den $H_{22}(\omega_2) = 0.007$

Şekil 4.11 c den $H_{23}(\omega_2) = 0.0007$ değerleri bulunur.

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_2 = \frac{8-6}{2*34}$$

$\zeta_2 = 0.029$ bulunur.

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_2 u_2^T|_{21} = |2 * 0.029 * 14^2| |0.001|$$

$$|u_2 u_2^T|_{21} = \underline{0.011}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_2 u_2^T|_{22} = |2 * 0.029 * 14^2| |0.001|$$

$$|u_2 u_2^T|_{22} = \underline{0.011}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_2 u_2^T|_{23} = |2 * 0.029 * 14^2| |0.0007|$$

$$|u_2 u_2^T|_{23} = \underline{0.008} \text{ bulunur.}$$

Mod bulmak için (3.8) eşitliği kullanılarak

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \text{ ve } u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3]$$

bunların çarpımı yapılarak (3.9) eşitliği formundaki matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.011 \rightarrow a_1 = 0.105$$

$$a_1 a_2 = 0.011 \rightarrow a_2 = 0.105$$

$$a_1 a_3 = 0.008 \rightarrow a_3 = 0.076$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_3 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_2 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_2 = \begin{bmatrix} 0.105 \\ 0.105 \\ -0.076 \end{bmatrix}$$

Aynı işlemler rezonans frekansı ω_3 için tekrarlanır.

Şekil 4.11 deki grafikten

$$\omega_3 = 34 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 35 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 32 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.11 a dan $H_{21}(\omega_3) = 0.006$

Şekil 4.11 b den $H_{22}(\omega_3) = 0.0001$

Şekil 4.11 c den $H_{23}(\omega_3) = 0.0006$ değerleri bulunur.

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_3 = \frac{35-32}{2*34}$$

$$\zeta_3 = 0.044 \text{ bulunur.}$$

Çizelge 4.5 Dairesel kesitli hasarlı parçada sönümlleme değerleri

Sönümlleme Değeri	ζ_1	ζ_2	ζ_3
Dairesel Hasarlı Parça	0.214	0.029	0.044

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_3 u_3^T|_{21} = |2 * 0.044 * 34^2| |0.006|$$

$$|u_3 u_3^T|_{21} = \underline{0.610}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_3 u_3^T|_{22} = |2 * 0.044 * 34^2| |0.0001|$$

$$|u_3 u_3^T|_{22} = \underline{0.010}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_3 u_3^T|_{23} = |2 * 0.044 * 34^2| |0.0006|$$

$$|u_3 u_3^T|_{23} = \underline{0.061} \text{ bulunur.}$$

(3.9) eşitliğinden matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.610 \rightarrow a_1 = 0.781$$

$$a_1 a_2 = 0.010 \rightarrow a_2 = 0.013$$

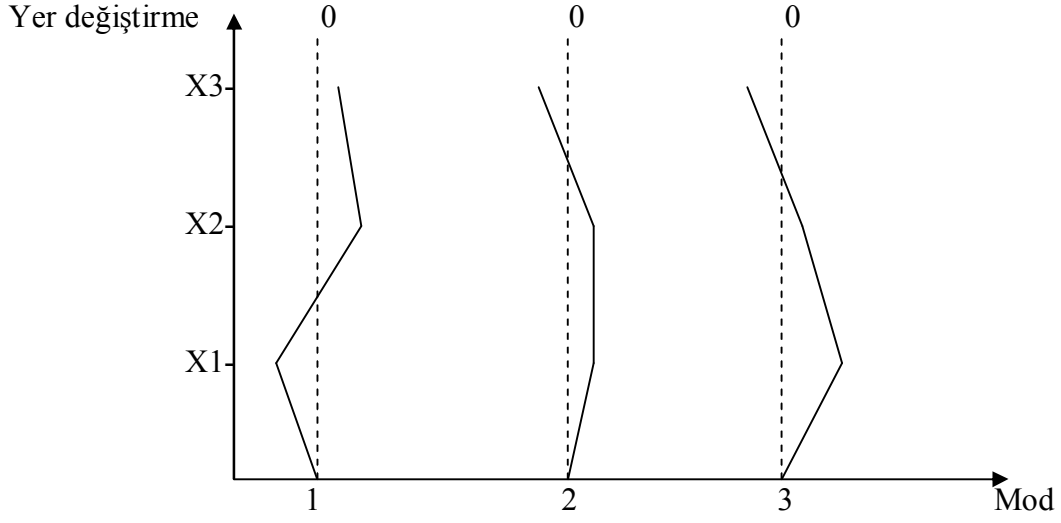
$$a_1 a_3 = 0.061 \rightarrow a_3 = 0.078$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_3 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_3 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_3 = \begin{bmatrix} 0.781 \\ 0.013 \\ -0.078 \end{bmatrix}$$

Çizelge 4.6 Dairesel kesitli hasarlı parçanın mod koordinatları

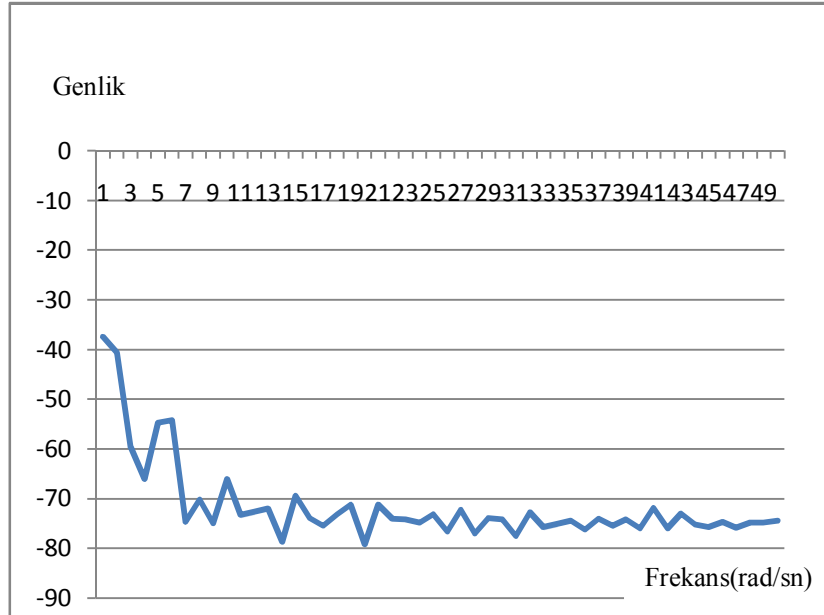
Mod Koordinatları	a_1	a_2	a_3
I.Mod	-0.597	0.317	0.246
II.Mod	0.105	0.105	-0.076
III.Mod	0.781	0.013	-0.078



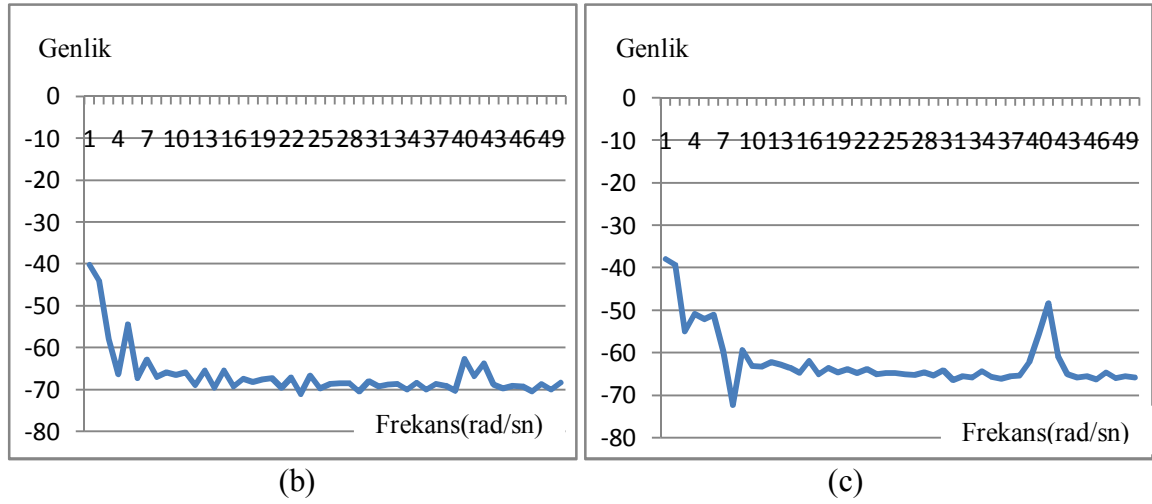
Şekil 4.12 Dairesel kesitli hasarlı parçanın mod şekilleri

4.3.3 Prizmatik Kesitli Hasarlı Parçanın Mod Şekillerinin Bulunması

Şekil 4.13 a da verilen grafikten $\omega_1 = 8$ rad/s rezonans frekansı alınır. Sonra her frekansın tepki fonksiyon genliği belirtilir.



(a)



Şekil 4.13 Prizmatik kesitli sağlam parçanın frekans grafikleri

Şekil 4.13 a dan $H_{21}(\omega_1) = 0.011$

Şekil 4.13 b den $H_{22}(\omega_1) = 0.008$

Şekil 4.13 c den $H_{23}(\omega_1) = 0.005$ değerleri bulunur.

Sönüm oranını bulmak için,

$$\omega_1 = 8 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 10 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 7 \text{ rad/s} \text{ değerleri elde edilir.}$$

$$\zeta_1 = \frac{10-7}{2 \cdot 8}$$

$$\zeta_1 = 0.188$$

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_1 u_1^T|_{21} = |2 \cdot 0.188 \cdot 8^2| |0.011|$$

$$|u_1 u_1^T|_{21} = \underline{0.265}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_1 u_1^T|_{22} = |2 * 0.188 * 8^2| |0.008|$$

$$|u_1 u_1^T|_{22} = \underline{1.193}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_1 u_1^T|_{23} = |2 * 0.188 * 8^2| |0.005|$$

$$|u_1 u_1^T|_{23} = \underline{0.120} \text{ bulunur.}$$

Mod bulmak için (3.8) eşitliği kullanılarak

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \text{ ve } u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3]$$

bunların çarpımı yapılarak (3.9) eşitliği formundaki matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.265 \rightarrow a_1 = 0.515$$

$$a_1 a_2 = 1.193 \rightarrow a_2 = 2.316$$

$$a_1 a_3 = 0.120 \rightarrow a_3 = 0.233$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_1 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_1 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_1 = \begin{bmatrix} -0.515 \\ 2.316 \\ -0.233 \end{bmatrix}$$

Rezonans frekansı ω_2 için aynı işlemler tekrarlanır.

İkinci çıkış birinci giriş grafiğinden

$$\omega_2 = 25 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 26 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 24 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.13 a dan $H_{21}(\omega_2) = 0.0002$

Şekil 4.13 b den $H_{22}(\omega_2) = 0.0008$

Şekil 4.13 c den $H_{23}(\omega_2) = 0.0007$ değerleri bulunur.

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_2 = \frac{26-24}{2*25}$$

$$\zeta_2 = 0.04 \text{ bulunur.}$$

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_2 u_2^T|_{21} = |2 * 0.04 * 25^2| |0.0002|$$

$$|u_2 u_2^T|_{21} = \underline{0.010}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_2 u_2^T|_{22} = |2 * 0.04 * 25^2| |0.0008|$$

$$|u_2 u_2^T|_{22} = \underline{0.040}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_2 u_2^T|_{23} = |2 * 0.04 * 25^2| |0.0007|$$

$$|u_2 u_2^T|_{23} = \underline{0.035} \text{ bulunur.}$$

Mod bulmak için (3.8) eşitliği kullanılarak

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad \text{ve} \quad u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3]$$

bunların çarpımı yapılarak (3.9) eşitliği formundaki matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.010 \rightarrow a_1 = 0.100$$

$$a_1 a_2 = 0.040 \rightarrow a_2 = 0.400$$

$$a_1 a_3 = 0.035 \rightarrow a_3 = 0.35$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_2 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_2 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_2 = \begin{bmatrix} 0.100 \\ 0.400 \\ -0.350 \end{bmatrix}$$

Aynı işlemler rezonans frekansı ω_3 için tekrarlanır.

Şekil 4.11 a da ki grafikten

$$\omega_3 = 31 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 35 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 32 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.13 a dan $H_{21}(\omega_3) = 0.004$

Şekil 4.13 b den $H_{22}(\omega_3) = 0.014$

Şekil 4.13 c den $H_{23}(\omega_3) = 0.018$ değerleri bulunur.

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_3 = \frac{35-32}{2*31}$$

$\zeta_3 = 0.048$ bulunur.

Çizelge 4.7 Prizmatik kesitli hasarlı parçada sönümlleme değerleri

Sönümlleme Değeri	ζ_1	ζ_2	ζ_3
Prizmatik Hasarlı Parça	0.188	0.040	0.048

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_3 u_3^T|_{21} = |2 * 0.048 * 31^2| |0.004|$$

$$|u_3 u_3^T|_{21} = \underline{0.369}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_3 u_3^T|_{22} = |2 * 0.048 * 31^2| |0.014|$$

$$|u_3 u_3^T|_{22} = \underline{1.291}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_3 u_3^T|_{23} = |2 * 0.048 * 31^2| |0.018|$$

$$|u_3 u_3^T|_{23} = \underline{1.661} \text{ bulunur.}$$

(3.9) eşitliğinden matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.369 \rightarrow a_1 = 0.607$$

$$a_1 a_2 = 1.291 \rightarrow a_2 = 2.123$$

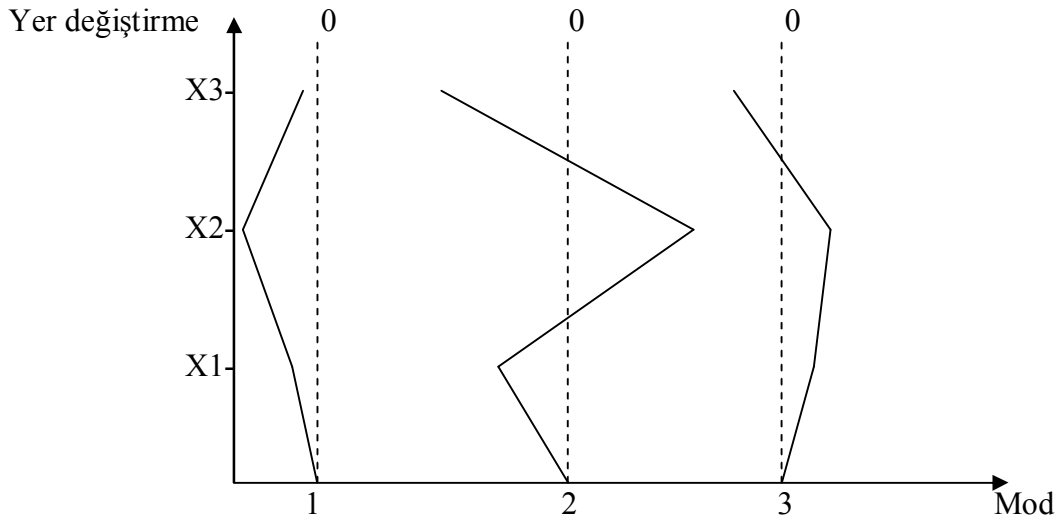
$$a_1 a_3 = 1.661 \rightarrow a_3 = 2.736$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_3 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_3 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_3 = \begin{bmatrix} -0.607 \\ 2.123 \\ -2.736 \end{bmatrix}$$

Çizelge 4.8 Prizmatik kesitli hasarlı parçanın mod koordinatları

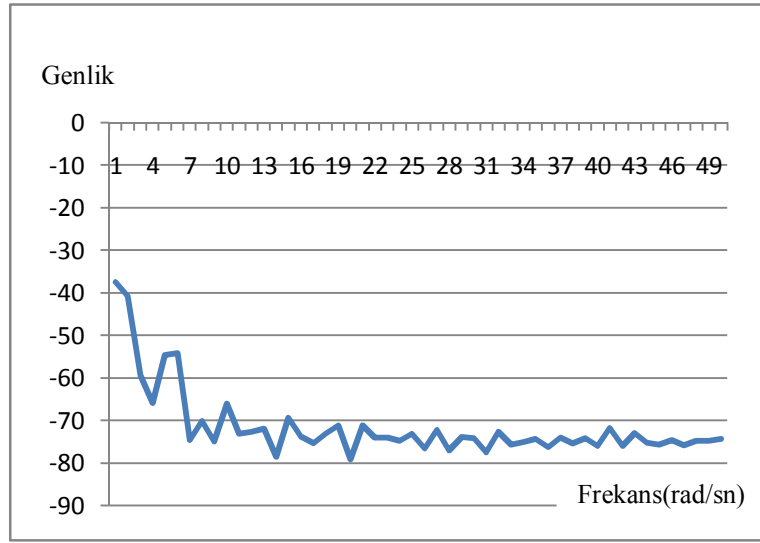
Mod Koordinatları	a_1	a_2	a_3
I.Mod	-0.515	2.316	-0.233
II.Mod	0.100	0.400	-0.350
III.Mod	-0.607	2.123	-2.736



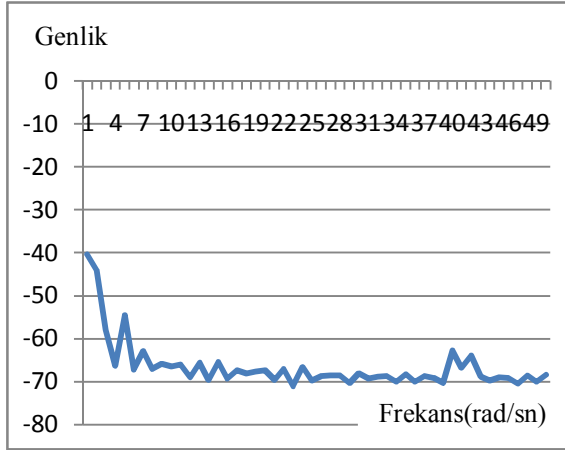
Şekil 4.14 Prizmatik kesitli hasarlı parçanın mod şekilleri

4.3.4 Prizmatik Kesitli Sağlam Parçanın Mod Şekillerinin Bulunması

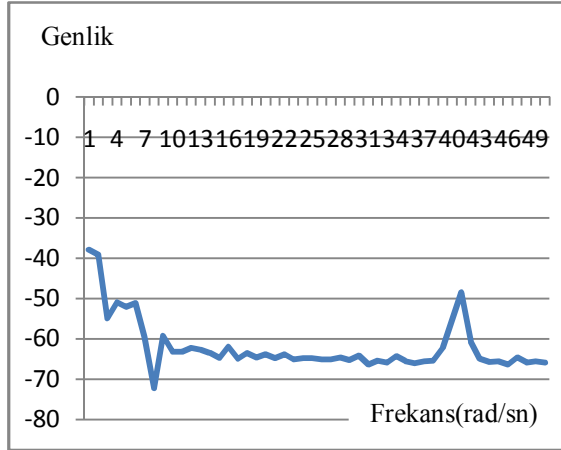
Şekil 4.15 a da verilen grafikten $\omega_1 = 8$ rad/s rezonans frekansı alınır. Sonra her frekansın tepki fonksiyon genliği belirtilir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.15 Prizmatik kesitli sağlam parçanın frekans grafikleri

$$\omega_1 = 8 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 9 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 7 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.15 (a) grafiğinde $H_{21}(\omega_1) = 0.005$

Şekil 4.15 (b) grafiğinde $H_{22}(\omega_1) = 0.004$

Şekil 4.15 (c) grafiğinde $H_{23}(\omega_1) = 0.013$ değerleri elde edildi.

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_2 = \frac{9-7}{2*8}$$

$$\zeta_2 = 0.125 \text{ bulunur.}$$

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_1 u_1^T|_{21} = |2 * 0.125 * 8^2| |0.005|$$

$$|u_1 u_1^T|_{21} = \underline{0.080}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_1 u_1^T|_{22} = |2 * 0.125 * 8^2| |0.004|$$

$$|u_1 u_1^T|_{22} = \underline{0.064}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_1 u_1^T|_{23} = |2 * 0.125 * 8^2| |0.013|$$

$$|u_1 u_1^T|_{23} = \underline{0.208} \text{ bulunur.}$$

Mod bulmak için (3.8) eşitliği kullanılarak

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \text{ ve } u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3]$$

bunların çarpımı yapılarak (3.9) eşitliği formundaki matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.080 \rightarrow a_1 = 0.283$$

$$a_1 a_2 = 0.064 \rightarrow a_2 = 0.226$$

$$a_1 a_3 = 0.208 \rightarrow a_3 = 0.805$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_1 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_1 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_1 = \begin{bmatrix} -0.283 \\ -0.226 \\ 0.805 \end{bmatrix}$$

Rezonans frekansı ω_2 için aynı işlemler tekrarlanır.

İkinci çıkış birinci giriş grafiğinden

$$\omega_2 = 25 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 26 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 24 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.15 a dan $H_{21}(\omega_2) = 0.004$

Şekil 4.15 b den $H_{22}(\omega_2) = 0.003$

Şekil 4.15 c den $H_{23}(\omega_2) = 0.0004$ değerleri bulunur.

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_2 = \frac{26-24}{2*25}$$

$$\zeta_2 = 0.04 \text{ bulunur.}$$

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_2 u_2^T|_{21} = |2 * 0.04 * 25^2| |0.004|$$

$$|u_2 u_2^T|_{21} = \underline{0.200}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_2 u_2^T|_{22} = |2 * 0.04 * 25^2| |0.003|$$

$$|u_2 u_2^T|_{22} = \underline{0.150}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_2 u_2^T|_{23} = |2 * 0.04 * 25^2| |0.0004|$$

$$|u_2 u_2^T|_{23} = \underline{0.020} \text{ bulunur.}$$

Mod bulmak için (3.8) eşitliği kullanılarak

$$u_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \text{ ve } u_i^T = [a_1 \quad a_2 \quad a_3]$$

bunların çarpımı yapılarak (3.9) eşitliği formundaki matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.200 \rightarrow a_1 = 0.447$$

$$a_1 a_2 = 0.150 \rightarrow a_2 = 0.335$$

$$a_1 a_3 = 0.020 \rightarrow a_3 = 0.044$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_2 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_2 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_2 = \begin{bmatrix} -0.447 \\ 0.335 \\ -0.044 \end{bmatrix}$$

Aynı işlemler rezonans frekansı ω_3 için tekrarlanır.

Şekil 4.15 a da ki grafikten

$$\omega_3 = 31 \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = 32 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = 30 \text{ rad/s}$$

Şekil 4.13 a dan $H_{21}(\omega_3) = 0.005$

Şekil 4.13 b den $H_{22}(\omega_3) = 0.0012$

Şekil 4.13 c den $H_{23}(\omega_3) = 0.002$ değerleri bulunur.

(3.5) eşitliği kullanılarak

$$\zeta_3 = \frac{32-30}{2*31}$$

$\zeta_3 = 0.032$ bulunur.

Çizelge 4.9 Prizmatik kesitli sağlam parçada sönümleme değerleri

Sönümleme Değeri	ζ_1	ζ_2	ζ_3
Prizmatik Sağlam Parça	0.125	0.040	0.032

(3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 1 için hesap yapılır.

$$|u_3 u_3^T|_{21} = |2 * 0.032 * 31^2| |0.005|$$

$$|u_3 u_3^T|_{21} = \underline{0.307}$$

Aynı şekilde (3.7) eşitliği kullanılarak çıkış 2 giriş 2 hesaplanır.

$$|u_3 u_3^T|_{22} = |2 * 0.032 * 31^2| |0.0012|$$

$$|u_3 u_3^T|_{22} = \underline{0.074}$$

(3.7) eşitliğinden çıkış 2 giriş 3 bulunur.

$$|u_3 u_3^T|_{23} = |2 * 0.032 * 31^2| |0.002|$$

$$|u_3 u_3^T|_{23} = \underline{0.123} \text{ bulunur.}$$

(3.9) eşitliğinden matris elemanları bulunur.

$$u_i u_i^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & a_1 a_3 \\ a_2 a_1 & a_2^2 & a_2 a_3 \\ a_3 a_1 & a_3 a_2 & a_3^2 \end{bmatrix}$$

$$a_1^2 = 0.307 \rightarrow a_1 = 0.554$$

$$a_1 a_2 = 0.074 \rightarrow a_2 = 0.134$$

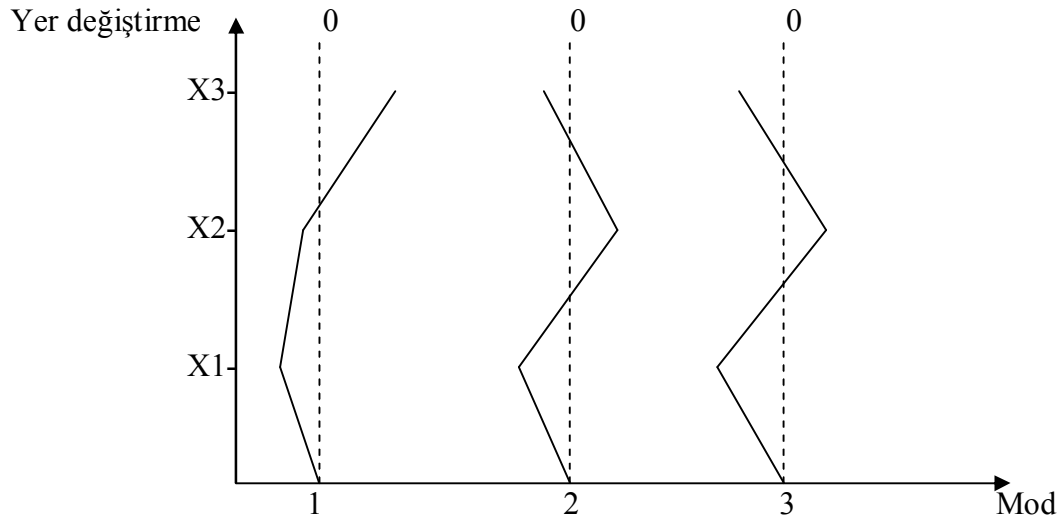
$$a_1 a_3 = 0.123 \rightarrow a_3 = 0.222$$

Bu değerler yerine yazılırsa u_3 mod şeklinin matris değerleri,

$$u_3 = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad u_3 = \begin{bmatrix} -0.554 \\ 0.134 \\ -0.222 \end{bmatrix}$$

Çizelge 4.10 Prizmatik kesitli sağlam parçanın mod koordinatları

Mod Koordinatları	a_1	a_2	a_3
I.Mod	-0.283	-0.226	0.805
II.Mod	-0.447	0.335	-0.044
III.Mod	-0.554	0.134	-0.222



şekil 4.16 Prizmatik kesitli sağlam paręanın mod şekilleri

5. SONUÇ

İş parçalarının tasarımında önemli görülen üç parametre vardır. Bilhassa hassas konumda bulunan parçaların üç önemli parametre sayılan rezonans frekansları, sönüm oranları ve mod şekillerinin belirtilmesi gereklidir. Bunun için iki yol vardır. Biri deneysel diğeri teoriktir. Teorik yolla bulunan sonuçlar kabul edilen sistem her zaman modellenirken doğru sonucu vermeyebilir. Gerçek bir sonuç elde etmek deneysel çalışmanın yapılması gerekiyor. Teorik çalışma ile deneysel çalışma birlikte yapılabilir. Teorik çalışmanın modeli doğru mu? yanlış mı? olduğunu anlamak için deneysel çalışmayla ispatlanabilmelidir.

Deneysel çalışmada kullanılan ivme ölçer, bilgi toplama kartı, darbe çekici ve bilgisayar kullanılmıştır. Bilgisayarda çalışan LabVIEW programı yardımıyla bilgiler nümerik değerler ve grafik halinde gösterilmiştir. Ayrıca iki tip iş parçası iki tip iş parçası numune olarak kullanılmış ve bunların her birinin biri normal diğeri çatlak olarak deneysel çalışmada frekans bazlı grafikler elde edilmiştir. Excel programı yardımıyla grafiği oluşturan nümerik değerler bulunmuştur.

Bu grafikler yardımıyla iş parçalarının rezonans frekansları bulunmuştur. Grafikler elde edilirken başlangıç, şartları sistem donanımı, bağlantılarda ortaya çıkan zorluklarla karşılaşmış Bunlardan dolayı grafikler düzgünlükte elde edilememiştir.

Çekiçle darbe oluşturulurken ucuna bağlı transyusunun özelliği etkilemektedir. Uygun uç seçimi yapılması gerekmektedir. İş parçasının arka arkaya çekiçlenmesinin doğru olmadığı belli bir süre geçtikten sonra çekiçle vurulması gerektiği grafiklerden anlaşılmaktadır. Bilgisayarda kullanılan LabVIEW programının donanımına uyumlu olması için devre üzerinde değişiklikler yapılması, kalibre edilmesi ve dirençlerin ayarlanması gerekmektedir. Bu çalışmalarda diğer bölümlerden uzman öğretim elemanlarından yardım alınmıştır.

Bizim çalışmamızda iş parçası ankastre şekilde bağlandı. Bir başka çalışmada her iki ucundan bağlanarak deneysel çalışması yapılabilir.

Bulunan sonuçlar grafik halinde elde edilmiştir. Daha sonra aynı tip iş parçalarının frekans rezonans grafikleri karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Çalışmada aynı ölçülerdeki hasarlı ve sağlam numunelere titreşim ölçümü yapılmış, sonuçların farkının rezonans frekanslarda olduğu görülmüştür.
- Çatlak numunenin ikinci rezonans frekansı normal numunenin rezonans frekansının hemen hemen yarısıdır. Üçüncü rezonans frekansları arasında ise normal rezonans frekansı çatlak numuneninkinden büyüktür.
- Normal numune rezonans frekanslarının genliği çatlak numunenin rezonans frekansından daha fazladır.
- Çatlak olan iş parçalarını rezonans frekansları, aynı kesit ve ebada sahip sağlam iş parçalarının rezonans frekansından daha küçük olduğu görülmektedir.
- Hesaplama yoluyla her bir rezonans frekansında iş parçalarının mod şekilleri bulunmuştur.

Grafikler kullanılarak sönüm oranları ve mod şekilleri elde edilmiştir. İş parçasının geometrisinin darbe sonucu hangi şekle girdiği görülebilir. Sonuçlardan çatlak ile normal iş parçasının farklı frekanslarda rezonansa geldiği açık bir şekilde görülebilir. Mod şekillerinin grafikleri incelendiğinde, hasarlı olan numunelerin daha düşük frekanslarda rezonansa girdiği ve hasarlı olan parçaların ilk modda büyük değişikliğe uğradığı görülebilir.

6. KAYNAKLAR

- Avitabile, P., Modal Space-In Our Own Little World, SEM Experimental Techniques, University of Massachusetts, 2002
- Bayraktar, A. vd., Düzlem Kafes Taşıyıcı Sistemlerin Operasyonel Modal Analizi, KTÜ, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Trabzon, 2006
- Bayraktar, A., Türker, T., Finite Element Modeling and Experimental Modal Testing of Steel Structures. The 1 st International Operational Modal Analysis Conference (IOMAC2005), Copenhag, Denmark, 2005
- Blevins, R.D., Formulas for Natural Frequency and Mode Shape, Van Nostrand Reinhold, New York, 1979
- Brincker, R., Zhang, L., Andersen, P., Output-only Modal Analysis by Frequency Domain Decomposition. İn: Proceedings of the ISMA25 Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium; 2000
- Çalışkan, T. vd., Akıllı Yapılar Yardımıyla Aktif Titreşim Kontrolü, 10. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Selçuk Üniv. Konya, 2001
- Çelik, A. Yüksek, K., İki Ucundan Basit Mesnetli Düz Bir Viyadük Yolun Eğilme Titreşimleri, Turkish J. Eng. Env. Sci Sayı:26, 193-200 Tübitak, 2002
- Demir, C., Altı Tekerlekli Taşıtın Deneysel ve Teorik Olarak Frekans Analizi, Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, Cilt:1, sayı:3, 435-444, 2004
- Doebelin, E. O., System Modelling and Response, John Wiley, New York, 1980
- Dönmez, C. Karakan E., Köprülerde Deneysel Modal Analiz Uygulamaları, İMO Teknik Dergisi 4851-4863, Yazı:318, 2009
- Erdoğan, H. vd., Asma Köprülerin Titreşimlerinin GSP ile İzlenmesi, TMMOB 12. Türkiye Harita Bilimsel ve Teknik Kurultayı. Ankara, 2009
- Ertürk, A. vd., İşleme Merkezlerinin Dinamik Analizi ve Süreçte Kararlılık:Yeni Bir Analitik Modelin Uygulamaları, Makine Tasarım ve İmalat Dergisi, 2006
- Ewins, D.J., Modal Testing: Theory and Practice, John Wiley & Sons, New York, 1995
- Ewins, D.J., Modal Testing:Theory and Practice Research Studies Press, 270-289, England
- Gürsel, K. vd., Rüzgar Türbini Pervane Kanadının Titreşim Analizi, Ege Üniv. Müh. Mim. Fak. İzmir, 2007

- Harris, C. M. and Crede C.E., Shock and Vibration Handbook, McGraw – Hill, New York, 1976
- Işık, Y., Talaşlı İmalatta Kesici Takımların Kırılma Öncesi Davranışlarının Sonlu Elemenlar Yöntemiyle AnaliziUludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt:9, Sayı:1, 2004
- Kopmaz, O. Telli, S., Yayılı Kütle Taşıyan Dikdörtgen Plâğın Serbest Titreşim Frekansları. Pamukkale Üniversitesi. Mühendislik Bilimleri Dergisi; Cilt:7, Sayı:2, Sayfa:215-222, 2001
- Koto, Y. ve Honma, T., The Rayleigh-Ritz Solution To Estimate Vibration Characteristics of Building Floors, Journal Sound and Vibration, 4, 354-366
- Lang, G.F., Understanding Vibration Measurements, Nicolet Scientific Corporation, New Jersey, 1978
- Maia, N. M, Silva, J.M.M., Theoretical and Experimental Modal Analysis, John Wiley and Sons, Inc.New York, 1997
- Maia, N. M. M., Silva, J. M., Theoretical and Experimental Modal Analysis. John Wiley and Sons, Inc.New York, 1997
- Malgaca, L. Karagülle, H., Mekanik Titreşimlerin Sonlu Elemenlar Modelliyle Aktif Titreşim Kontrolünün Entegrasyonu, 12. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Erciyes Üniv. UMTS, Cilt:69, Sayı:75 Kayseri, 2005
- Orhan, S. vd., Titreşim Analiziyle Rulman Arızalarının Belirlenmesi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak.Dergisi, Cilt:18, No:2, 39-48 2003
- Pety, M., Introduction to Finite Element Vibration Analysis, John Wiley & Sons Inc, 369-377, New York, 1983
- Petyt, M., Introduction to Finite Element Vibration Analysis, Cambridge University Pres, Cambridge, 1990.
- Plunkett R., Mechanical Impedance Methods for Mechanical Vibrations, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1958
- Richardson, M. H., Fundamentals of the Discrete Fourier Transform, 1978
- Schwarz, B.J., Richardson, M.H., Experimental Modal Analysis, Vibration Techonology, California, 1999
- Taşgetiren, S. Uçun, İ., Mermer Kesme Diskinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Doğal Frekanslarının Belirlenmesi. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 2004

Türker, T., Çelik Çerçeve Sistemlerin Dinamik Karakteristiklerinin Deneysel Modal Analiz Yöntemiyle Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2005.

Ucun, İ. vd., Farklı Malzemelerden İmal Edilmiş Paletli Rotorun Titreşim Analizi. Makine Teknolojileri Dergisi, (1), 33-39, 2007

Ucun, İ. vd., Polvinli Klorür (Pvc) Malzemelerin Sıcaklığa Bağlı Titreşim Özelliklerinin İncelenmesi. Makine Teknolojileri Dersi, (2), 35-41, 2007

Ucun, İ. Çolakoğlu. M., Değişik Kesitli Profil Malzemelerdeki Doğal Titreşim Frekanslarının Ölçülmesi ve Hesaplanması. Teknoloji, Cilt:7, Sayı:3, 433-435, 2004

6.1 İnternet Kaynakları

Erişim Tarihi

İnt. Kyn. 1 (www.pcb.com)

15.08.2010

İnt. Kyn. 2 (www.cellotion.com)

21.09.2010

İnt.Kyn. 3 (www.telatarmetal.com)

25.10.2010

7. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Lutfiye DAHİL

Doğum Yeri : Afyonkarahisar

Doğum Tarihi: 31.08.1976

Medeni Hali : Evli

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Afyonkarahisar Cumhuriyet Lisesi 1994

Ön Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi Sandıklı MYO 1997

Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi 2009

Yüksek Lisans: Afyonkarahisar Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl

Afyonkarahisar Belediyesi Fen İşleri Müdürlüğü 1999-2003

Ahmetoğulları Mermer Makineleri 2005-2009

Yayınları (SCI ve diğer)

Diğer konular