

**BİR TURBO TÜRBİNİNİN MODAL TESTİNDE
KÜTLE YÜKLEMESİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

EMRAH ŞAHİN

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANA BİLİMDALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**MERSİN
HAZİRAN – 2009**

BİR TURBO TÜRBİNİNİN MODAL TESTİNDE KÜTLE
YÜKLEMESİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

EMRAH ŞAHİN

Mersin Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği
Ana Bilim Dalı

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı
Yrd. Doç.Dr. Hüseyin MUTLU

MERSİN
Haziran – 2009

Bu tezin gerek bilimsel içerik, gerekse elde edilen sonuçlar açısından tüm gerekleri sağladığı kanaatine ulaşan ve aşağıda imzaları bulunan biz jüri üyeleri, sunulan tezi oy birliği ile Yüksek Lisans Tezi olarak kabul ediyoruz.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç.Dr. Hüseyin MUTLU

Jüri Üyesi

Yrd. Doç.Dr. Hüseyin CANBOLAT

Jüri Üyesi

Yrd. Doç.Dr. İbrahim SEVİM

Bu tezin Fen Bilimleri Enstitüsü yazım kurallarına uygun olarak yazıldığı Enstitü Yönetim Kurulu'nun/...../.....tarih ve/..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Mahir TURHAN
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.

ÖZ

Bu çalışmada, titreşim analizlerinde frekans cevap ölçümleri, test düzeneği kurulumu ve test esnasında ortaya çıkan sistematik hatalardan kaynaklanan titreşim veri belirsizliklerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Odak noktası, hafif yapıların modal testlerinde ‘Kütle Yükleme’ etkisiyle oluşan veri belirsizlikleri üzerine olup, hafif yapıların modal testlerinde ivmeölçer yerine temassız micro-flown sensörleri kullanılarak, ivmeölçerin neden olduğu ‘Kütle Yükleme’ etkisinin bertaraf edilebilirliği araştırılmıştır.

Hafif bir otomobil turbo türbininde ivmeölçerler ile yapılan testten elde edilmiş sonuçlar micro-flown sensörü ile elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Daha sonra otomobil turbo türbini için elde edilmiş deneysel sonuçlar, türbinin cad geometrisi CatiaV5 programında tasarlanıp, CatiaV5 ve Ansys programlarının analiz modüllerinde sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiş ve deneysel sonuçlar, elde edilen nümerik çözüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: titreşim analizi, frekans cevap ölçümü, kütle yükleme etkisi, partikül hız sensörleri, sonlu elemanlar yöntemi, modal analiz.

ABSTRACT

In this study, it is aimed to observe the frequency response measurements in vibration analyses, the establishment of the test arrangement and the vibration data ambiguities resulting from systematical errors occurring during the test. The focus of the study is on the data ambiguities caused by “Mass Loading Effect” in the modal tests of light structures. Moreover, it is observed whether the effect of “Mass Loading” caused by the accelerometer could be eliminated by using non-contact micro-flown sensors instead of the accelerometer in the modal tests of light structures.

The results which have been acquired for a light automobile turbo turbine with the help of accelerometers have been compared with the results of a micro-flown based test for the same turbine. Afterwards, the turbine geometry designed with CatiaV5 program and these experimental results compared with the results of numerical solutions acquired from finite element method by CatiaV5 and Ansys programs.

Key Words: vibration analysis, frequency response measurements, mass loading effect, micro-flown sensors, finite element method, modal analysis

TEŐEKKÖR

Bu alıőmanın hazırlanması sırasında değerli bilgi ve gÖrüşleriyle bana destek olan danıőman hocam Yrd. Do. Dr. Hüseyin MUTLU' YA, tez konuyla ilgili araőtırmalarımnda bana yardımcı olan amcam Yüksek Mühendis İhsan ŞAHİN' E ve eğitim hayatım boyunca hiçbir konuda desteklerini esirgemeyen değerli aileme sonsuz teőekkÖrlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZ	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
SEMBOL VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	2
3. MATERYAL ve METOT	5
3.1. MEKANİK TİTREŞİM	5
3.1.1. Farklı Titreşim Biçimleri	6
3.1.2. Periyodik ve Periyodik Olmayan Titreşimler	6
3.1.2.1. Periyodik Titreşim	6
3.1.2.2. Basit Harmonik Titreşim	7
3.1.2.3. Gelişigüzel (Random) Titreşim	7
3.1.3. Serbest ve Zorlamalı Titreşimler	8
3.2. YAPISAL DİNAMİKLER	10
3.2.1. Sistem Kabulleri	10
3.2.2. Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerin Yapısal Dinamiği	11
3.2.3. Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Yapısal Dinamiği	12
3.2.3.1. Çok serbestlik dereceli bir sistemin matematik modeli	13
3.3. SÖNÜMLEME MEKANİZMASI VE SÖNÜMLEME MODELİ	15
3.3.1. Sönümsüz Serbest Titreşim	16
3.3.2. Sönümlü Serbest Titreşim	17
3.3.3. Sönümlü Zorlamalı Titreşim	21
3.4. FREKANS CEVAP ÖLÇÜMLERİ	24
3.4.1. Genel Test Sistemi Biçimleri	25
3.4.2. Test Edilecek Yapının Sabitletmesi	26
3.4.3. Serbestlik Derecesinin Belirlenmesi	29
3.4.3.1. Test İçin Gerekli Serbestlik Derecesi	29
3.4.3.2. Modal Davranış	30
3.4.3.3. Modal Katılma Faktörü	31
3.4.4. Yapının Tahrik Edilmesi	31
3.4.5. FRF ve Transfer Fonksiyonu İlişkisi	34
3.5. MODAL ANALİZDE KULLANILAN TAHRİK SİSTEMLER	35
3.5.1. Shaker Mekanizması	36

3.5.2. Hammer-İmpact Mekanizması	37
3.6. MODAL ANALİZDE KARŞILAŞILAN SİSTEMATİK HATALAR	41
3.6.1. Shaker Temelli Testlerde Mekanizmanın Yapıya Hatalı Monte Edilmesi	41
3.6.2. Hammer-İmpact Testinde Yapıya Uygun Olmayan Sertlikte Uç Seçimi	43
3.6.3. Frekans Bant Sınırın Yanlış Belirlenmesi	44
3.6.4. Ölçüm Esnasında Ortaya Çıkan Sızıntı ve Gürültüler	45
3.6.5. İvmeölçer Montaj Biçiminin Yanlış Belirlenmesi	47
3.6.6. İvmeölçerin Neden Olduğu Kütle Yükleme	48
3.7. HAFİF BİR OTOMOBİL TURBO TÜRBİNİNİN MODAL TESTİNDE İVMEÖLÇERİN NEDEN OLDUĞU KÜTLE YÜKLEMESİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ	49
3.7.1. Turbo Sisteminin Yapısı	49
3.7.2. Türbin Kanatçıkları İçin Yapılan Deneysel Ölçümler	51
3.7.2.1. Türbin kanatçıklarının modal testinde ivmeölçer kullanılarak yapılan modal test	52
3.7.2.2. Türbin kanatçıklarının modal testinde micro-flown sensörü kullanılarak yapılan test	54
3.7.2.3. Deneysel Sonuçların, Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Mukayesesi	57
3.7.2.4. CatiaV5 Yazılımı'nda yapılan modal analiz	58
3.7.2.5. Ansys Yazılımı'nda yapılan modal analiz	62
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	67
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	69
KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİŞ	72

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL	SAYFA
Şekil 3.1 Periyodik titreşim	6
Şekil 3.2 Basit harmonik titreşim	7
Şekil 3.3 Random (Gelişigüzel) titreşim	7
Şekil 3.4 Zorlanmış titreşim durumunda sistemin frekans cevabı	8
Şekil 3.5 Tahriğin kesilmesi durumunda sistemin serbest titreşim Cevabı	9
Şekil 3.6 Tek serbestlik dereceli sistem modeli	11
Şekil 3. 7 Çok serbestlik dereceli sistem modeli	12
Şekil 3. 8 Çok serbestlik dereceli sistemin serbest titreşim cevabı	12
Şekil 3.9 Çok Serbestlik dereceli bir sistemin matematik modeli	13
Şekil 3.10 Genel olarak 'Sönümlenme - Yer Değiştirme' grafiği	15
Şekil 3.11 Sönümsüz titreşim modeli	16
Şekil 3.12 Sönümlü titreşim modeli	18
Şekil 3.13 Farklı sönüm oranlarının sistemin sönümlemesine etkisi	20
Şekil 3.14 Farklı sönüm oranlarının genlik ve faza etkisi	22
Şekil 3.15 Modal test esnasında uygulanan tahrik ve elde edilen cevap	24
Şekil 3.16 Modal testlerde kullanılan temel test düzeneği	25
Şekil 3.17(a) Serbest sınır şartı	26
Şekil 3.17(b) Kısıtlı sınır şartı	27
Şekil 3.18 Rijit ve esnek yapı modları	28
Şekil 3.19 Bir dikdörtgen plakada tanımlanmış serbestlik dereceleri	30
Şekil 3.20 Üç serbestlik dereceli bir sistemin kendine has modal katılımları	31
Şekil 3.21 Frekans cevap fonksiyonunun polar koordinatlarda gösterimi	34
Şekil 3.22 Elektromanyetik tip sarsıcı	35
Şekil 3.23 Hafif yapılarda rezonans anında ortaya çıkan gürültü	36
Şekil 3.24 Hammer Impact test düzeneği	37
Şekil 3.25 Hammer-Impact testi özet diyagramı	38
Şekil 3.26 Tahrik uyum grafiği	38
Şekil 3.27 Uygulanan tahriğe karşılık elde edilen yapısal cevap	39
Şekil 3.28 Yapının tahrik edildiği frekans bandı	39
Şekil 3.29 Belirlenen frekans bandındaki rezonans frekansları	40
Şekil 3.30 Tahrik mekanizmasının hatalı monte edilmesi	41

Şekil 3.31 Shakerın yük hücresine montesi	42
Şekil 3.32 Farklı sertlikteki çekiç uçlarının kuvvet spektrumundaki frekans içeriği	43
Şekil 3.33 Frekans bant sınırının belirlenmesi	44
Şekil 3.34 Windowing yöntemi ile kuvvet sinyalinin gürültüden elimine edilmesi	45
Şekil 3.35 Windowing yöntemi ile cevap sinyalinin gürültüden elimine edilmesi	46
Şekil 3.36 Farklı tip montajlama yöntemlerinin ivmeölçerin rezonans frekansına etkisi	47
Şekil 3.37 Aynı yapı için farklı ağırlıklardaki iki ivmeölçer kullanılarak yapılan test sonucu elde edilen frekans spektrumu	48
Şekil 3.38 Turbo sisteminin yapısı	49
Şekil 3.39 Test için kullanılan hafif ivmeölçerler ve çekiç	52
Şekil 3.40 Otomobil turbo türbini ve kanatçıklara yerleştirilmiş iki ivmeölçer	52
Şekil 3.41 İvmeölçer kullanılarak yapılan testten elde edilen frekans spektrumu	53
Şekil 3.42 Micro-flown sensörü	54
Şekil 3.43 Micro-flown sensörü probunun yakınlaştırılmış görüntüsü	55
Şekil 3.44 Türbinde micro-flown sensörü kullanılarak yapılan ikinci test	56
Şekil 3.45 CatiaV5 Yazılımı'nda modellenen türbin geometrisi	58
Şekil 3.46 Türbinin CatiaV5 Yazılımı'nda elde edilen sonlu eleman modeli	58
Şekil 3.47 CatiaV5 Yazılımı'nda türbin kanatçıklarına lokal mesh uygulanması	59
Şekil 3.48 Kanatçıkların 1. modda, 21.984 kHz' de sergilediği yapısal davranış	60
Şekil.3.49 Kanatçıkların 3. modda, 22.711 kHz' de sergilediği modal davranış	60
Şekil.3.50 Kanatçıkların 5. modda, 23.984 kHz' de sergilediği modal davranış	61
Şekil.3.51 Kanatçıkların 6. modda, 24.337 kHz' de sergilediği modal davranış	62
Şekil.3.52 Türbin geometrisinin Ansys Yazılımı'na aktarılması	62
Şekil.3.53 Türbinin Ansys Yazılımı'nda elde edilen sonlu eleman modeli	62
Şekil.3.54 Kanatçıkların 1. modda, 21.893 kHz' de sergilediği modal davranış	63
Şekil 3.55 Kanatçıkların 3. modda, 22.873 kHz' de sergilediği modal davranış	64
Şekil 3.56 Kanatçıkların 5. modda, 24.026 kHz' de sergilediği modal davranış	64
Şekil 3.57 Kanatçıkların 6. Modda, 24.249 kHz' de sergilediği modal davranış	65
Şekil.3.58 Kullanılan yöntem ve belirlenen s frekansları arasındaki farkın grafiksel ifadesi	66

SEMBOL VE KISALTMALAR DİZİNİ

- X : uzanım (mm)
- A : genlik, denge konumundan maksimum uzaklık (mm)
- f : frekans (Hz)
- T : periyot (1/f)
- ω_n : doğal frekans (rad/s)
- ζ : Sönüm oranı
- ϕ : faz açısı(rad)
- c : sönüm katsayısı (N.sn/cm)
- c_c : kritik sönüm katsayısı (N.sn/cm)
- a : ivme
- k : rijitlik katsayısı (N/m)
- r : harmonik kuvvetin frekansı (Hz)
- δ_{st} : statik uzama
- t : zaman (s)
- f_n : sönümsüz doğal frekans (Hz)
- f_d : sönümlü doğal frekans (Hz)
- m_h : yapıya eklenen ilave kütle (kg)
- Z_0 : yapının dinamik rijitliği
- ν : poisson oranı
- Z_m : ilave kütle m_h sonucu yapının değişen dinamik rijitliği
- FRF : Frequency Response Function (Frekans Cevap Fonksiyonu)
- FFT : Fast Fourier Transform (Hızlı Fourier Dönüşümü)

1. GİRİŞ

Modal analiz, bir yapının, ilgilenilen frekans alanındaki bütün doğal frekansları için modal parametrelerin belirlenmesi prosesidir. Mühendislik yapılarının büyük bir çoğunluğu, kullanım süreleri boyunca, farklı çeşitlerdeki bir veya daha fazla dinamik kuvvete maruz kalırlar. Uygulamada; tüm makineler, araçlar ve binalar, titreşime yol açan dinamik kuvvetlere tabidir. Titreşimler genellikle; direkt olarak probleme yol açmaları, yapının tamamen emniyetli olması, ya da istenilen emniyet standartlarına uygunluk gerekliliği gibi nedenlerle araştırılmak zorundadır. Neden ne olursa olsun, yapının titreşim cevabının bir şekilde ölçülmesine ihtiyaç duyulur ve bu sayede yapının performans ve yorulma gibi yapısal özellikleri değerlendirilebilir.

Genel olarak bütün malzemeler, yapısal özelliklerine bağlı olarak değişen rezonans frekanslarında zorlamaya tabi tutulduğunda, fiziksel olarak bozunuma uğrarlar. Bu nedenle rezonans frekanslarının ve bu frekanslardaki sönümleme değerlerinin bilinmesi, ürün tasarımı açısından oldukça önemlidir[1]. Bu amaçla yapılan modal testler, malzemelerin;

- Natural Frequencey (Doğal Frekans)
- Damping (Sönüm)
- Mode Shape (Mod Şekli),

gibi yapısal karakteristiklerinin belirlenmesini amaçlar.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Günümüz teknolojisi, gelişmiş teknolojik araç ve gereçleri hizmete sunarak her geçen gün insan hayatını daha da kolaylaştırmaktadır. Bununla birlikte, müşterilerin satın aldıkları araç ve gereçlerden bekledikleri kalite, konfor ve emniyet gibi faktörlerin de her geçen gün artması, mühendislik çalışmalarında Ar-Ge' nin önemini arttırmaktadır. Son yıllarda firmalar Ar-Ge faaliyetlerine eskisinden daha çok önem vermekte, tasarlanan ürünlerin seri üretimine geçilmeden önce, laboratuvar ve bilgisayar ortamlarında birçok deneysel çalışmalar, çeşitli test ve ölçümler yapmaktadırlar.

Bilgisayar yazılımlarının gelişmesi ile birlikte, üretilecek ürünler bilgisayar ortamında modellenenbilmekte ve modellenen ürünlerin prototip üretimine geçilmeden önce, birçok test ve deney, sayısal modeller üzerinden gerçekleştirilmektedir. Son yıllarda, deneysel sonuçların bu sayısal modellerle yapılan analizlerle karşılaştırılarak, elde edilen verilerin doğruluğunun sınanması yoluna gidilmektedir. Bu sayede büyük zaman ve para tasarrufu sağlanmaktadır.

Mekanik titreşimler konusu da tasarlanan ürünün kalitesi açısından üzerinde durulması gereken önemli bir konudur. Bu nedenle günümüzde, titreşimin sorun yaratabileceği her tasarımda, modal analiz çalışması önemlidir ve dikkatle uygulanmalıdır[1].

Hafif yapıların modal analizlerinde uygulanan standart modal test teknikleri, ivmeölçerler gibi yapı ile temas ederek veri toplayan sensörlerin ağırlığından dolayı yapıda 'kütle yüklemesi' etkisine neden olarak, hatalı modal modellerin elde edilmesine yol açmaktadır. Alternatif olarak geliştirilen temassızlık yaklaşımı, partikül hız sensörleri olarak adlandırılan titreşim ölçerler kullanarak, elde edilen modal modellerde kütle yüklemesi etkisinin bertaraf edilmesine imkan vermektedir.

Sayısal modellerle yapılan karşılaştırmalar, hafif yapılarda, temassız partikül hız sensörleriyle elde edilen modal modellerin daha yüksek doğrulukta sonuçlar verdiğini ortaya çıkarmıştır.

Modal testlerde, yapı üzerine belirli noktalardan tahrik kuvveti uygulanır ve uygulanan tahrik kuvveti altında, sistemin sergilediği yapısal cevap ölçülerek, FRF (Frequency Response Function) elde edilmeye çalışılır. Fakat deneysel çalışmalardan elde edilen veriler test tekniklerinden kaynaklanan bazı veri hata ve belirsizlikleri içermektedir[1].

Dokumacı. E. ‘Mekanik Titreşimler’ adlı kitabında farklı titreşim türleri, mekanik titreşimlerde sönümlenme faktörü ve bunlara ait ayrıntılı matematiksel ifadeleri incelemiştir[2].

Roy. R. ve Craig. J. yapıların dinamik karakteristikleri ve uygun frekans cevap fonksiyonu ölçümleri arasındaki ilişkileri incelemiş bu konudaki temel eşitlikler ve bunların çeşitli formlarını irdelemiştir[3].

Brown. D. ve Jorgensen. J. titreşim ölçümlerinde uygun tahrik fonksiyonu seçimi ve yapıların uygulanan farklı tahrik fonksiyonları altında sergilediği fiziksel davranışları incelemiştir. Belirli bir yapı için kütle yüklemesi etkisinin genel kuralları çeşitli durumlar için literatürde ortaya çıkarılmıştır. İlk çalışmalarda kütle yüklemesinin sistematik olarak ele alınması, ‘Deneysel Cevap Fonksiyonunun Yapısal Modifikasyonu’ kavramı ile doğmuştur. Bu kavram ilk olarak Rocklin, G ve Klosterman, L tarafından ‘‘Kütle Yüklemesi’ etkisinin ‘Lokal İvmelenme Yaklaşımı’ şeklinde hesaplanması ile incelenmiştir[4,5].

Corelli. D. ve David. L. deneysel modal analizlerde kullanılan tahrik mekanizmalarından Impact-Hammer ve Shaker mekanizmalarının, test edilecek yapıya tatbik edilme biçimleri konularını araştırmıştır.

Decker, J. Ve Witfeld, H. test düzeneği kurulumu, impact-hammer testlerinde kullanılan uç sertliklerinin test edilecek yapıya uygunluğu, ölçüm doğruluğu ve kalitesinin arttırılması açısından dikkat edilmesi gereken hususları incelemişlerdir[6,7].

Baldanzini. N. ve Pierini. M. ölçülen FRF (Frequency Response Function)'lerde ortaya çıkan gürültüler ve transdüörlerin neden olduğu kütle yüklemesi sonucu ölçüm kalitesini olumsuz etkileyen sistematik hataları incelemiştir. Çakar. O ve şanlıtürk. K hafif yapılarda transdüör kütle etkilerini araştırmış ve ölçülen FRF'lerden kütle yüklemesi etkisinin bertaraf edilmesi için Sherman-Morrison çözümlemesi yaklaşımını kullanarak yeni bir metot sunmuşlardır[8,9].

Vecchio. A. ve Valent. L. hafif bir alüminyum levha için 'Kütle Yükleme' etkisini incelemiş ve alüminyum levha üzerine farklı sayılarda ivmeölçer yerleştirerek yaptıkları iki farklı deneyde, kullanılan ivmeölçer sayısı arttıka 'Kütle Yükleme' etkisi nedeni ile elde edilen doğal frekans değerlerinin belirgin biçimde küçüldüğünü ortaya koymuşlardır[10,11].

Bregant. L ve Bressanutti. M. hafif bir turbo türbini için yaptıkları deneysel modal analizlerde 'Kütle Yükleme' etkisini araştırmış, optik fiber vibrasyon ölçer ve micro-flown tipi temassız sensörlerle elde ettikleri doğal frekans değerlerinin ivmeölçer kullanarak yaptıkları analizlerden daha doğru sonuçlar verdiğini ortaya koymuşlardır[12].

Son yıllarda test verilerinden çıkartılan modal modellerin doğruluğunun geliştirilmesi ve modal analizin endüstriyel problemlere uygulanabilirliği için çeşitli metotlar araştırılmaktadır. Fakat modal test verisini güvenilir modal modele çevirme işlemi test tekniklerinden kaynaklanan bazı kısıtlamalara maruz kalır[13].

Bu çalışmada modal testlerde ortaya çıkan veri hata ve belirsizliklerinin nedenleri araştırılarak, hafif yapıların modal testlerinde karşılaşılan, Mass - Loading etkisi sonucu meydana gelen veri hatalarının bertaraf edilebilirliği araştırılmıştır.

3- MATERYAL ve METOT

3.1. MEKANİK TİTREŞİM

Elastik bir maddesel sistemin, bir referans konumu etrafında yaptığı hareketlere ‘Mekanik Titreşim’ denir. Sistemin bir noktasının yaptığı yer değişimleri, $x=x(t)$ şeklinde, zamana bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanır. Titreşimin hızı (V) ve ivmesi (a), yer değişiminin zamana göre türevlerini almak suretiyle elde edilir. Titreşen bir mekanik sistemde oluşan gerilmeler ve iç kuvvetler, ortalama değerler etrafında, zamana bağlı olarak değişen fonksiyonlardır[2].

- Ortalama Değer: bir titreşimin, verilen bir $\tau + t < T + \tau$ zaman aralığındaki ortalama değeridir. Ortalama değer ‘ x_{ort} ’ aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$X_{ort} = \frac{1}{T} \int_{\tau}^{\tau+T} X(t) dt \quad (3.1)$$

- Efektif Değer: bir titreşimin, verilen bir $\tau + t < T + \tau$, zaman aralığında aldığı değerlerin kareleri ortalamasının kareköküdür. Bu değere ‘rms’ değeri veya ‘karesel ortalama değer’ de denilir. Efektif değer ‘ x_{rms} ’ aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$X_{rms} = \sqrt{\left(\frac{1}{T} \int_{\tau}^{\tau+T} [X(t) - X_{ort}]^2 dt \right)} \quad (3.2)$$

3.1.1. Farklı Titreşim Biçimleri

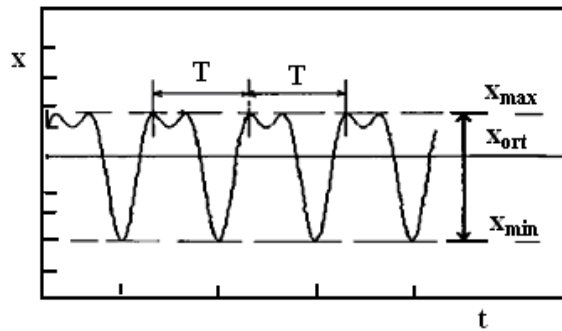
3.1.2. Periyodik ve Periyodik Olmayan Titreşimler

Mekanik titreşimler, periyodik ve periyodik olmayan titreşimler olmak üzere iki grupta, periyodik olmayan titreşimler ise, 'transient' (süreksiz) ve 'random' (gelişigüzel) titreşimler olmak üzere iki grupta toplanırlar[2].

3.1.2.1. Periyodik titreşim

Bir $x=x(t)$ titreşimi periyodik ise, $x(t)=x(t+T)$ eşitliği her zaman sağlanır. Bu eşitliği sağlayan en küçük (T) değerine 'periyot', periyodun çarpımsal tersine 'frekans' denir ve $f=1/T$ şeklinde ifade edilir. Frekansın birimi $1/s$ dir ve Hz (Hertz) ile gösterilir. $\omega=2\pi f$ eşitliğiyle tanımlanan ω 'ya, 'açısal frekans' denir. Açısal frekansın birimi ise rad/s ' dir.

Şekil 3.1.' de periyodik bir titreşim görülmektedir. Periyodik bir titreşimin, maksimum değeri x_{maks} ile minimum değeri x_{min} arasındaki farka ($x_{maks}-x_{min}$) 'peak-to-peak değer' ya da 'tepeden - tepeye değer' denir.



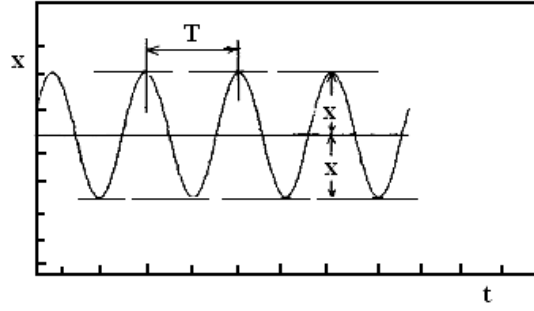
Şekil 3.1. Periyodik titreşim

3.1.2.2. Basit harmonik titreşim

X eksenini boyunca titreşen bir parçacığın denge konumundan ölçülen x yer değiştirmesi sonucu meydana gelen ve $x=X\sin(\omega t + \phi)$ veya $x=X\cos(\omega t + \phi)$ fonksiyonlarından biri ile ifade edilebilen titreşimlerdir. Burada;

X : genlik olup 'bir dalganın normal konumundan yükselme ve alçalma mesafesi'dir.

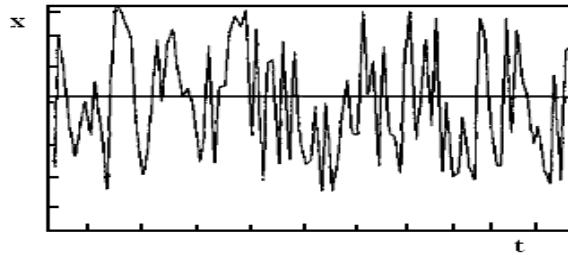
ϕ : faz açısı olup 'uygulanan titreşime bağlı olarak genlikteki değişimin bir ölçüsü'dür. Şekil 3.2.'de bir 'Basit harmonik titreşim' görülmektedir.



Şekil 3.2. Basit harmonik titreşim

3.1.2.3. Random (Gelişigüzel)Titreşim

Herhangi bir ' t ' anındaki değeri önceden bilinmeyen titreşimlerdir. Gelişigüzel titreşimle ilgili bilgiler istatistik yöntemleriyle ifade edilebilir. Değeri, her ' t ' için aldığı veya alacağı değerlerin ortalamasına eşittir. Şekil 3.3.'de gelişigüzel bir titreşim görülmektedir.

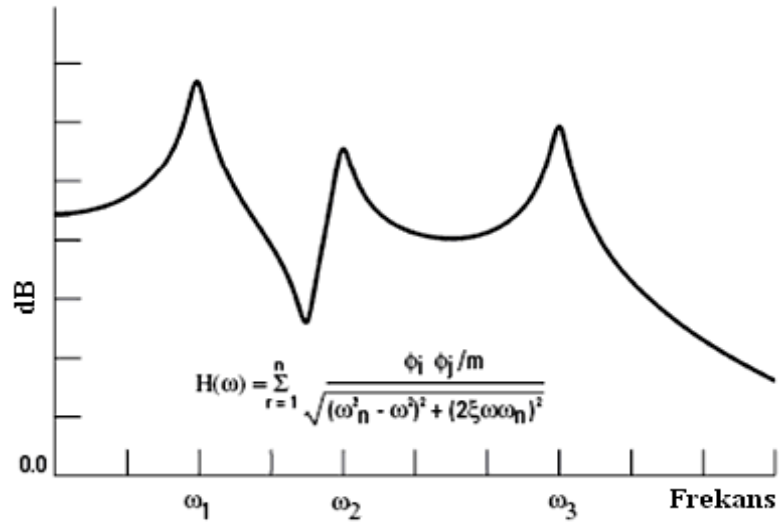


Şekil 3.3. Random (Gelişigüzel) titreşim

3.1.3 Serbest ve Zorlamalı Titreşimler

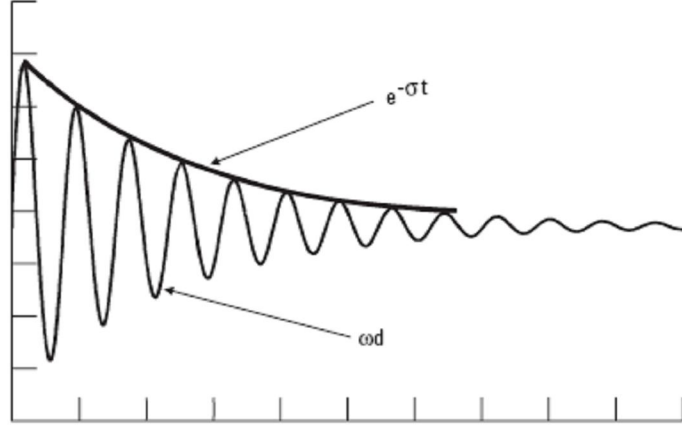
a) Serbest Titreşim: bir başlangıç hareketi verilen ve daha sonra serbestçe salınmaya bırakılan sistemlerde meydana gelir. Örneğin; bir çocuğu salıncakta sallanırken ardından itirmek ve daha sonra serbest bırakmak veya bir akort çatalına vurmak ve daha sonra salınmaya bırakmak bu titreşim türünün örnekleridir. Bu titreşim türü bir mekanik sisteme uygulandığında, mekanik sistem muhtemel doğal frekans veya frekanslarında titreşecek ve titreşimler zamanla sifira gidecektir.

b) Zorlamalı Titreşim: değişen bir kuvvet veya hareketin bir mekanik sisteme uygulanması sonucu meydana gelen titreşimlerdir. Balanssızlık dolayısıyla çamaşır makinesinin titreşimi, araç titreşimleri (motordan veya yoldan kaynaklanan), veya deprem sırasında bir binanın titreşimleri, bu titreşim türünün örneklerine dâhildir. Zorlamalı titreşimde titreşimin frekansı, uygulanan tahriğin frekansına bağlı olup, titreşimin genliği ise sistemin mekanik karakteristiğine bağlıdır.



Şekil 3.4. Zorlanmış titreşim durumunda sistemin frekans cevabı

Zorlamalı titreşim şartlarında, sisteme uygulanan tahrik kesildiğinde, sistemin serbest titreşim cevabı şekil 3.5. 'de gösterildiği gibi olacaktır. Sistemin hareket denklemini çözüldüğünde her kökün gerçek ve sanal olmak üzere iki kısmı olup, gerçek kök sistemin sönümlenmesini, sanal kök ise sönümlenmiş doğal frekansı gösterir.



Şekil 3.5. Tahriğin kesilmesi durumunda sistemin serbest titreşim cevabı

3.2. YAPISAL DİNAMİKLER

Yapısal dinamiklerin anlaşılması, başarılı bir modal analiz için son derece önemlidir. Özellikle frekans cevap fonksiyonları ve bunlar arasındaki ilişkiler hakkında iyi bir bilgi alt yapısına sahip olunmalıdır. FRF'nin farklı form ve eğilimlerini önceden bilmek ölçüm evresinde araştırmacıya daha iyi rehberlik edecektir. Analiz aşamasında ise denklemlerin frekans cevapları ile nasıl ilişkili olduğunu bilmek, elde edilecek verilerin daha doğru değerlendirilmesini sağlayacaktır. Bu nedenle yapının dinamik karakteristikleri ve uygun frekans cevap fonksiyonu ölçümleri arasındaki ilişkilerin anlaşılması için, temel eşitlikler ve bunların çeşitli formları iyi irdelenmelidir[3].

3.2.1. Sistem Kabulleri

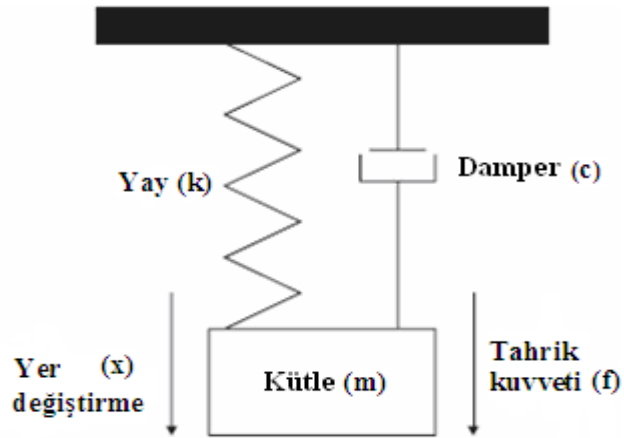
Yapısal dinamikler ve modal parametre yaklaşımı iki temel farza dayanmaktadır.

- 1- Sistem lineerdir.
- 2- Sistem durağandır.

Tabii ki daha başka birkaç sistem kabulü daha vardır. Bunlar; gözlenebilirlik, stabilite ve fiziksel gerçekleşebilirlik kabulleridir. Ayrıca, bu kabuller mekanik sistemin doğal özelliklerine de bağlıdır. Frekans cevap ölçümleri yapılırken doğrusallık ve durağanlık gibi kabuller göz önüne alınmaktadır[3].

3.2.2. Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerin Yapısal Dinamiği

Fiziksel yapıların pek çoğu sürekli olmasına karşın, davranışları şekil 3.6. 'da gösterildiği gibi ayırık parametrelerle temsil edilebilir. Şekilde gösterilen sistemde, idealize edilmiş elemanlar; kütle, yay, damper ve tahrik kuvvetidir. İlk üç eleman fiziksel sistemi tanımlar. Uygulanan tahrik sonucu ortaya çıkan enerji, sistem tarafından sırasıyla kütle ve yayda potansiyel ve kinetik enerji biçimlerinde depolanır. Sisteme enerji girişi, uygulanan tahrik ile gerçekleşmekte ve sönümlenme yoluyla harcanmaktadır[3].



Şekil 3.6. Tek serbestlik dereceli sistem modeli

İdealize edilmiş sistem elemanları aşağıdaki hareket denklemi ile tarif edilir.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = f(t) \quad (3.3)$$

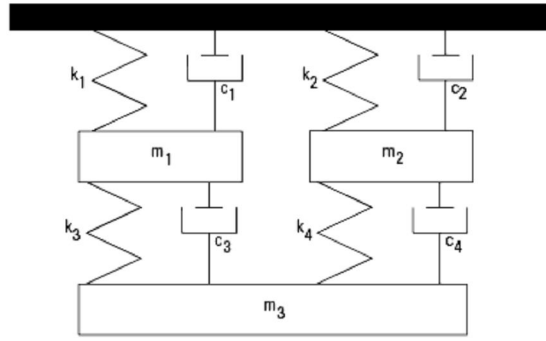
Yukarıdaki eşitlik; kütle, rijitlik ve sönümlenme parametrelerini ortaya koymakta ve sistemin doğal frekans ve sönümlenme değerlerinin hesaplanabilmesini sağlamaktadır. Bu hesaplama aşağıdaki eşitliklerde verilen tanımlama şekli kullanılarak kolaylaştırılıp, doğal frekans (ω_n) ve sönüm oranı (ζ) değerlerinin elde edilmesini sağlar[3].

$$\text{Sistemin Doğal Frekansı:} \quad \longrightarrow \quad \omega_n^2 = k/m \quad (3.4)$$

$$\text{Sistemin Sönüm Oranı:} \quad \longrightarrow \quad 2\zeta\omega_n^2 = c/m \quad (3.5)$$

3.2.3. Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Yapısal Dinamiği

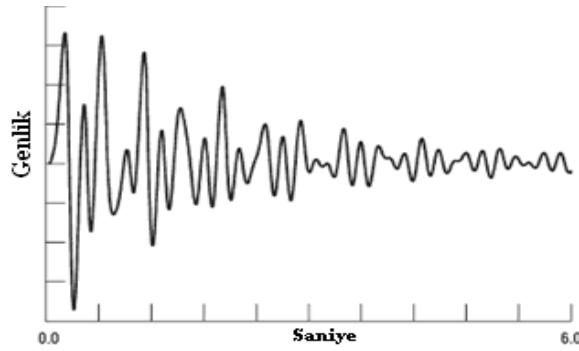
Uygulamada karşılaşılan sistemler, çok serbestlik derecesine sahiptir. Tek serbestlik dereceli sistemlerin, çok (n) serbestlik dereceli sistemlere uyarlanması sıkça başvurulan uygun bir yaklaşımdır. Çok serbestlik dereceli sistem modellemesinde, fiziksel sistem, ideal ve basitleştirilmiş tek serbestlik dereceli sistemlerin uygun biçimde birleştirilmesi ile oluşturulur. Sistemin doğal frekansı, hareket denkleminin matris formunda yazılması ile tanımlanır.



Şekil 3. 7. Çok serbestlik dereceli sistem modeli

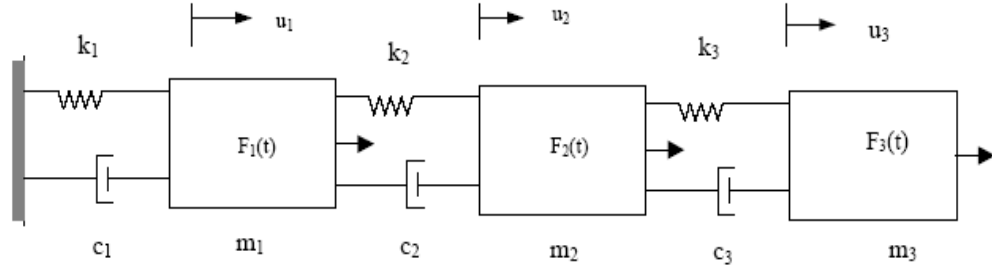
Sistemin Doğal Frekansı: $\longrightarrow [M]\{x\} + [C]\{x\} + [k]\{x\} = \{f(t)\}$ (3.6)

3.6 denkleminin doğrudan çözümü, kökleri vasıtasıyla çok serbestlik dereceli sistemin modal parametrelerinin belirlenmesini sağlar. Aşağıdaki şekilde çok serbestlik dereceli bir sistemin, serbest titreşim cevabı gösterilmiştir.



Şekil 3. 8. Çok serbestlik dereceli sistemin serbest titreşim cevabı

3.2.3.1. Çok serbestlik dereceli bir sistemin matematik modeli



Şekil 3.9.Çok serbestlik dereceli bir sistemin matematik modeli

Her bir kütle için hareket denkleminde;

$$m_1\ddot{u}_1 + (c_1 + c_2)\dot{u}_1 - c_2\dot{u}_2 + (k_1 + k_2)u_1 - k_2u_2 = F_1(t) \quad (3.7)$$

$$m_2\ddot{u}_2 - c_2\dot{u}_1 + (c_2 + c_3)\dot{u}_2 - c_3\dot{u}_3 - k_2u_1 + (k_2 + k_3)u_2 - k_3u_3 = F_2(t) \quad (3.8)$$

$$m_3\ddot{u}_3 - c_3\dot{u}_2 + c_3\dot{u}_3 - k_3u_2 + k_3u_3 = F_3(t) \quad (3.9)$$

Elde edilir. Bu denklemler kapalı matris formunda;

$$[M_{ij}] \{\ddot{U}_j\} + [C_{ij}] \{\dot{U}_j\} + [K_{ij}] \{U_j\} = \{F(t)_i\} \quad (3.10)$$

Şeklinde yazılır. Burada kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri;

$$[M_{ij}] = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{pmatrix}; [C_{ij}] = \begin{pmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

$$[K_{ij}] = \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{pmatrix}$$

olarak tanımlanır.

Ayrıca deplasman, hız, ivme ve kuvvet vektörleri sırasıyla

$$\{U_{ij}\} = \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{pmatrix}, \{\dot{U}_{ij}\} = \begin{pmatrix} \dot{U}_1 \\ \dot{U}_2 \\ \dot{U}_3 \end{pmatrix}, \{\ddot{U}_{ij}\} = \begin{pmatrix} \ddot{U}_1 \\ \ddot{U}_2 \\ \ddot{U}_3 \end{pmatrix}$$

(3.12)

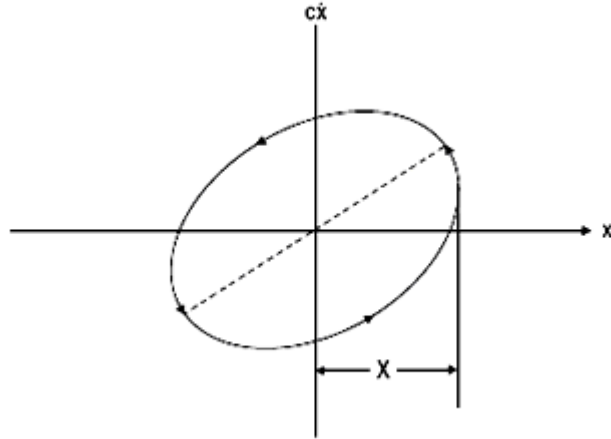
$$ve \{F(t)_{ij}\} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{pmatrix}$$

şeklinde tanımlanır.

3.3. SÖNÜMLEME MEKANİZMASI VE SÖNÜMLEME MODELİ

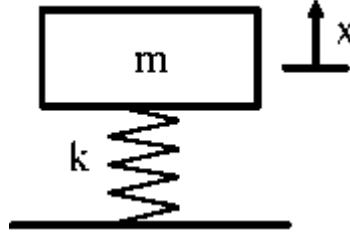
Yapıların birçoğu; sönüm özellikleri, eklem noktalarının düzensizliği, dâhili gerilmeler ya da buna benzer karmaşık nedenlerden dolayı bir veya daha fazla çeşitte sönüm mekanizmaları sergiler. Yinede bu mekanizmalar denk viskoz sönümleme bileşenleri ile modellenen bilmektedir. Bu modellemelerde; sistemden olan enerji kaybı için sadece viskoz bileşenlerin hesaba katıldığı ve sönümlemeden artakalan kısmın, enerji kaybına yol açmayarak non-lineerlikler meydana getirdiği dikkate alınmalıdır. Bu nedenle, lineer model kullanılırken sadece viskoz terimin ölçülmesi sistemi karakterize etmek için yeterli olur[3].

Sönümleme, enerji dağılımının söz konusu olduğu her titreşimli sistemde var olmaktadır. Sönümlü serbest titreşimde, sönümleme sonucu absorbe edilerek yutulan enerji, hareketin genliğinin bozulmasına yol açar. Zorlamalı serbest titreşimde ise absorbe edilen enerji, zorlama etkisi, tahrik mekanizması tarafından sürekli tekrarlandığından devamlı olarak yenilenir. Her iki durumda da sönüm etkisi enerjiyi absorbe ederek sistemden uzaklaştırmaya çalışır.



Şekil 3.10. Genel olarak 'sönümleme - yer değiştirme' grafiği

3.3.1. Sönümsüz Serbest Titreşim



Şekil 3.11. Sönümsüz titreşim modeli

Yukarıda ki modelde sönümsüz serbest titreşimi incelemek için sönümün göz ardı edilebilir düzeyde olduğu ve kütleye hiçbir dış kuvvetin etkemediği varsayılmıştır. Yay tarafından kütleye uygulanan kuvvet yayın uzaması “x” ile orantılıdır. (Yayın, kütlelerin ağırlığı dolayısıyla sıkıştırıldığı varsayılmaktadır.) Orantı sabiti “k” yayın direngenliğidir ve birimi “kuvvet / uzama” cinsindedir.

$$F_s = -kx \quad (3.13)$$

Kütle tarafından üretilen kuvvet ise Newton’un ikinci hareket kanununda verilen kütlelerin ivmesiyle orantılıdır:

$$\sum F = m \cdot a = m \cdot \ddot{x} = m \frac{dx^2}{dt^2} \quad (3.14)$$

Kütle üzerindeki kuvvetler karşılıklı olarak toplandığında aşağıdaki adi diferansiyel denkleme ulaşılır.

$$m \ddot{x} + kx = 0 \quad (3.15)$$

Yukarıdaki sistemde, yayı “A” kadar çekerek titreşime başlattığımızı ve sonra serbest bıraktığımızı varsayarsak, kütlelerin hareketini tanımlayan 3.15 ifadesinin çözümü aşağıdaki 3.16 ifadesi ile tanımlanır.

$$x(t) = A \cos(2\pi f_n t) \quad (3.16)$$

Bu çözüm şu anlamdadır; kütle “ A ” genliğinde ve “ f_n ” frekansında salınmaktadır, burada f_n titreşim analizindeki en önemli değerlerden biri olup “sönümsüz doğal frekans” olarak adlandırılır.

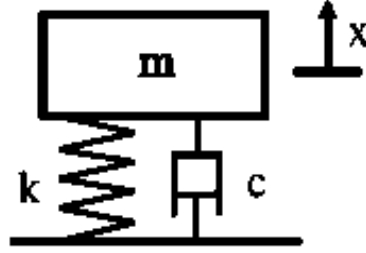
f_n ; basit bir kütle-yay sistemi için aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.17)$$

Denklemlerde sıklıkla açısal frekans ($\omega = 2\pi f$ [rad/sn]) kullanılır çünkü bu gösterim denklemleri kolaylaştırır fakat sistemin frekansından bahsederken standart frekansa (Hz veya dev/sn) dönüştürülür.

Eğer bir sistemin kütlesi ve yay sabiti biliniyorsa, sisteme bir ilk hareket verildiğinde hangi frekansta titreşeceği 3.17 ifadesi kullanılarak hesaplanabilir. Titreşen her sistem, tahrik edildiğinde titreşeceği bir veya daha fazla doğal frekansa sahiptir. Genel olarak bu ifade, bir sistemin kütlesini veya direngenliğini (orantı sabiti) arttırdığımızda ya da azaltığımızda sistemin doğal frekans değerlerinde meydana gelecek değişmeyi ortaya koyar. Örneğin, yukarıdaki formül bir arabanın veya bir kamyonun tamamıyla yüklü olduğunda, seyahat esnasında neden daha konforlu hissettirdiğini açıklar çünkü kütle artmıştır ve bu yüzden sistemin doğal frekansı düşmüştür[3].

3.3.2.Sönümlü Serbest Titreşim



Şekil 3.12. Sönümlü titreşim modeli

Sönümlü serbest titreşimin matematik modeli oluşturulurken, sisteme, kütleinin hızıyla orantılı olarak kuvvet üreten viskoz bir sönümleyici eklenir. Burada sönümleme viskoz olarak adlandırılmaktadır çünkü içinde akışkan bulunan bir tertibat yardımı ile gerçekleşen bir olayı modellemektedir. Orantı sabiti (c) sönüm katsayısı olarak adlandırılır ve ‘kuvvet / hız’ birimindedir. (lbf s/ in veya N s/m).

$$F_d = -cv = -c\dot{x} = -c \frac{dx}{dt} \quad (3.18)$$

Kütle üzerindeki kuvvetleri toplayarak aşağıdaki adi diferansiyel denklem elde edilir:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.19)$$

Bu denklemin çözümü sönüm katsayısına bağlıdır. Eğer sönüm yeterince küçükse sistem titreşecek fakat zaman geçtikçe titreşimler sona erecektir. Bu durumda sistem az sönümlü olarak ifade edilir. Az sönümlü sistemler, titreşim analizinin en çok ilgilenilen kısmıdır. Eğer sönüm değeri, sistemin artık salınmadığı bir noktaya kadar arttırılırsa bu durumda kritik sönüm değerine ulaşmış olunur. Sönümün kritik sönüm değeri üzerine çıkarılması durumunda ise sistem aşırı sönümlü sistem olarak adlandırılır.

Kütle yay sönüm modelinde, kritik sönüm için sönüm katsayısının ulaşması gereken değer 3.20. eşitliği ile ifade edilir.

$$c_c = 2\sqrt{km} \quad (3.20)$$

Sistemdeki sönümü tanımlamak için sönüm oranı (sönüm faktörü ve % kritik sönüm de denir) olarak ifade edilen bir oran kullanılır. Bu oran sistemdeki gerçek sönümün, kritik sönüme ulaşması için gereken sönüme oranıdır. Kütle yay sönüm modeli için sönüm oranının (ζ) matematiksel ifadesi ise şöyledir;

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (3.21)$$

Örneğin; metal yapılar (uçak gövdeleri, motor krank milleri gibi) 0.05 den daha küçük sönümleme faktörlerine sahipken, otomotiv süspansiyonları 0.2–0.3'lük bir sönümleme aralığında çalışır.

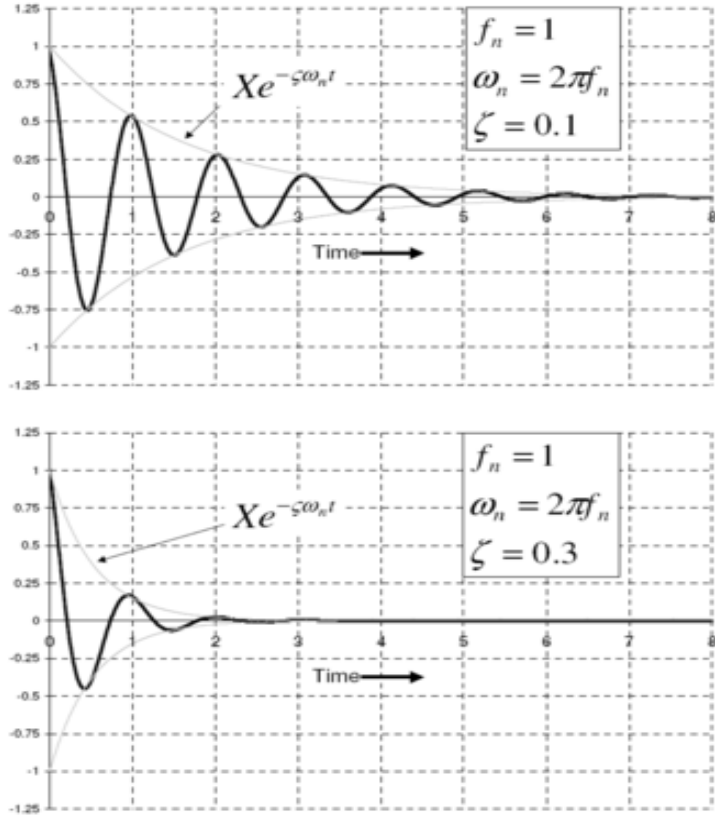
Az sönümlü kütle-yay sönüm sistemi için $\omega_n = 2\pi f_n$ olmak üzere çözüm aşağıdaki gibidir.

$$x(t) = Xe^{-\zeta\omega_n t} \cos(\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n t - \phi) \quad (3.22)$$

Başlangıç genliği (X), faz farkı ϕ olan yayın, ne kadar sıkıştırıldığına göre değişir. Bu çözümde irdelenmesi gereken önemli nokta, eksponansiyel terim ve kosinüs fonksiyonudur. Eksponansiyel terim sistemin ne kadar hızlı sönümleceğini belirleyen terimdir çünkü sönüm oranı büyüdükçe sistem daha hızlı sönümlenir. Cosinüs fonksiyonu ise çözümün salınım yapan kısmıdır ve salınımın frekansı sönümsüz durumdan farklıdır. Bu durumdaki frekansa sönümlü doğal frekans “ f_d ” denir ve aşağıdaki ifade ile sönümsüz doğal frekansla ilişkilendirilir.

$$f_d = \sqrt{1-\zeta^2} f_n \quad (3.23)$$

Sönümlü doğal frekans sönümsüz doğal frekanstan daha düşüktür, fakat birçok pratik durumda sönüm oranı göreceli olarak küçüktür ve bu yüzden aradaki fark göz ardı edilebilir. Örneğin; 0.1' lik sönüm oranında, sönümlü doğal frekans sönümsüz doğal frekanstan %1 küçüktür.



Şekil 3.13. Farklı sönüm oranlarının sistem sönümlemesine etkisi

Yukarıdaki grafik, 0.1 ve 0.3' lük sönüm oranlarının zamana bağlı olarak, sistemin sönümlemesini nasıl etkilediğini göstermektedir. Pratikte sıklıkla yapılan ise bir darbeden sonra (örneğin; bir çekiçle vurduktan sonra) deneysel olarak serbest titreşimi ölçmektir. Daha sonra salınım oranı ölçülerek sistemin doğal frekansı hesaplanır ve salınımların düşüş oranı belirlenerek sönüm oranı bulunur. Doğal frekans ve sönüm oranı, sadece serbest titreşimde önemli olmayıp aynı zamanda yapıların dinamik kuvvetler altında sergileyeceği titreşim davranışının belirlenmesinde de kullanılan parametrelerdir[3].

3.3.3. Sönümlü Zorlamalı Titreşim

Sönümlü zorlamalı titreşim ele alınırken, yay sönüm modeline, aşağıdaki (3.24) ifadesinde görülen harmonik değişen bir kuvvet uygulandığında, modelin nasıl davranacağı incelenmiştir. Uygulamada böyle bir kuvvet, yüksek devirde dönen millerdeki aksenal dengesizliklerden kaynaklanabilir[3,4].

$$F = F_0 \cos(2\pi ft) \quad (3.24)$$

Kütle üzerindeki kuvvetler toplanırsa, aşağıdaki adi diferansiyel denklemler elde edilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos(2\pi ft) \quad (3.25)$$

Denklemin kararlı durum çözümü şu şekilde yazılabilir;

$$x(t) = X \cos(2\pi ft - \phi) \quad (3.26)$$

Sonuç, kütle için uygulanan kuvvetle aynı frekansta salınacağını fakat arada bir faz farkı “ ϕ ” olacağını gösterir.

Titreşimin genliği “ X ” ise aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$x = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.27)$$

Buradaki “ r ” harmonik kuvvetinin frekansı, sönümsüz kütle-yay sönüm modelinin doğal frekansı olarak tanımlanır ve 3.28 ifadesi ile belirtilir.

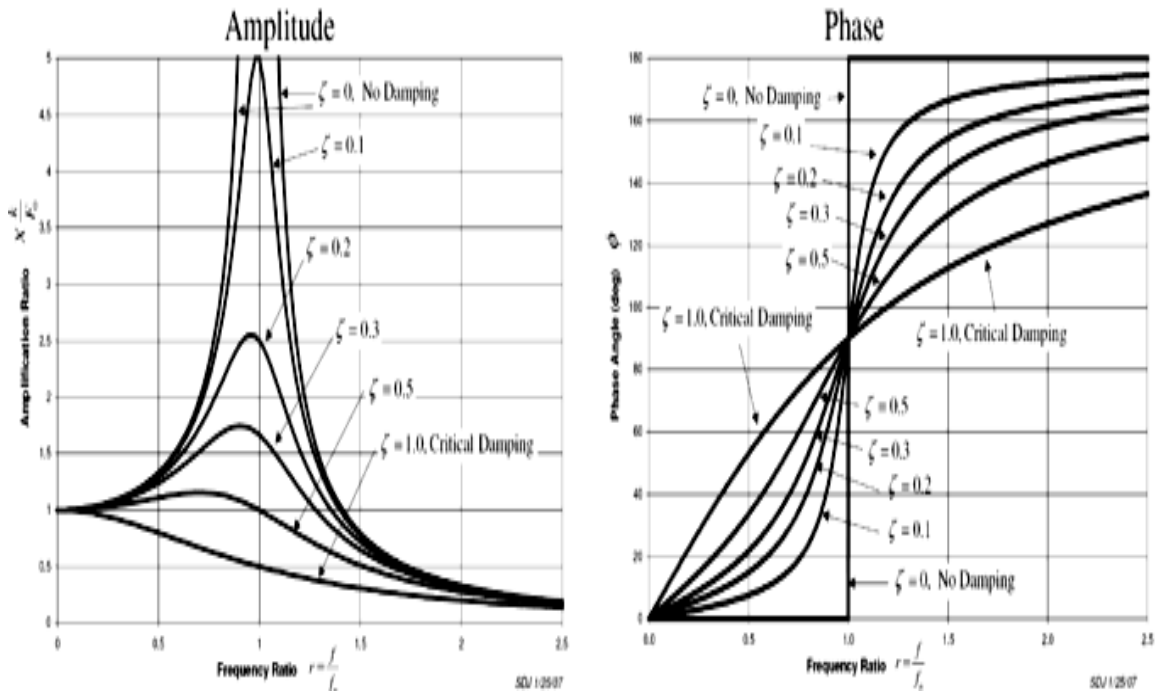
$$r = \frac{f}{f_n} = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (3.28)$$

Faz farkı, “ ϕ ” ise aşağıdaki formülle tanımlanır:

$$\phi = \arctan\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \quad (3.29)$$

Bu fonksiyonların yerleşimi, sistemin frekans cevabını ifade eder, şekil 3.14’ de ki grafik zorlamalı titreşim durumunda, sönüm oranının frekans cevabı üzerindeki etkisini belirtmektedir. Zorlama frekansının doğal frekansla hemen hemen aynı olduğu ($r \approx 1$) çok az sönümlü sistemlerde titreşimin genliği çok yüksek değerlere ulaşarak sonsuza gitme eğilimine girer. Böyle bir durumda sistemin doğal frekansı rezonans frekansı olarak adlandırılır.

Eğer rezonans, mekanik bir sistemde meydana gelirse, sistemde nihai bir bozulmaya sebep olabilir. Titreşim analizlerinin en önemli amaçlarından biri rezonansın ne zaman meydana geleceğini tahmin etmek ve gerçekleşmesini önlemek için ne gibi önlemlerin alınacağına karar vermektir.



Şekil 3.14. Farklı sönüm oranlarının genlik ve faza etkisi

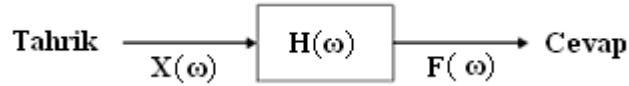
Şekil 3.14.'de görüldüğü gibi, sönüm oranının artması titreşimin genliğini önemli derecede düşürür. Aynı zamanda genlik, sistemin kütlesi veya direngenliği değiştirilerek, doğal frekansın zorlama frekansından uzaklaştırılmasıyla da düşürülebilir. Eğer sistem özellikleri değiştirilemiyorsa, bu durumda zorlama frekansını değiştirme yoluna gidilebilir. (örneğin, dönen millerde devir sayısını değiştirmek gibi.)

Aşağıdaki hususlar ise zorlamalı titreşimin frekans cevap grafiği ile ilgili diğer noktalardır:

- Belirli bir frekans oranında, titreşimin genliği (X), doğrudan zorlamanın genliği (F_0) ile orantılıdır. Buna göre, tahrik kuvveti iki katına çıkarılırsa meydana gelen titreşimde iki katına çıkar.
- Çok az ya da sıfır sönüm şartlarında, titreşim, zorlama ile aynı fazdadır ve $r < 1$ dir ve eğer 180 derecelik faz farkı mevcutsa frekans oranı $r > 1$ dir.
- Eğer “ r ”, 1’den çok küçükse ($r \ll 1$) bu durumda genlik sadece statik kuvvet (F_0) altındaki yayın uzamasıdır. Bu uzama statik uzama δ_{st} olarak adlandırılır. Bu yüzden $r \ll 1$ olduğunda sönüm ve kütlenin etkileri minimumdur.
- Eğer “ r ”, 1’den çok büyükse ($r \gg 1$) bu durumda titreşimin genliği statik uzamadan (δ_{st}) daha azdır. Bu bölgede kütle tarafından üretilen kuvvet ($F = m.a$) hâkimdir, çünkü kütlenin maruz kaldığı ivme, frekans arttıkça artar. Bu bölgede yaydaki uzama (X), azaldığından, yay tarafından zemine iletilen kuvvet ($F = k.x$) azalır. Böylece kütle-yay-sönüm sistemi, harmonik kuvveti zeminden izole eder, buna “ titreşim izolasyonu” denir.

3.4. FREKANS CEVAP ÖLÇÜMLERİ

Bir titreşim probleminin çözümü, bir girdi - çıktı ilişkisi olarak görülebilir. Burada tahrik kuvveti girdi, titreşim ise çıktı, yani cevaptır. Aşağıdaki şemada frekans cevap fonksiyonu metodu olarak bilinen eş zamanlı giriş uyarısı ve çıkış cevabı şeklindeki bir modal test ölçümü örneklenmiştir.



Şekil 3.15. Modal testte uygulanan tahrik ve elde edilen cevap

Eğer kuvvet ve titreşim, frekans tabanında, yani genlik ve faz ile ilişkilendirilerek yazılırsa aşağıdaki ifadeyi elde edilir:

$$H(\omega) = \left(\frac{X(\omega)}{F(\omega)} \right) \quad (3.30)$$

Burada $H(\omega)$ “ Frekans Cevap Fonksiyonu ” olarak adlandırılır ve hem genlik hem de faz bileşenlerini içerir.

$$r = \frac{f}{f_n} = \frac{\omega}{\omega_n}, \quad \omega_n = \sqrt{k/m} \quad \text{olmak üzere frekans cevap fonksiyonu } H(\omega)$$

3.31 eşitliği ile ifade edilir.

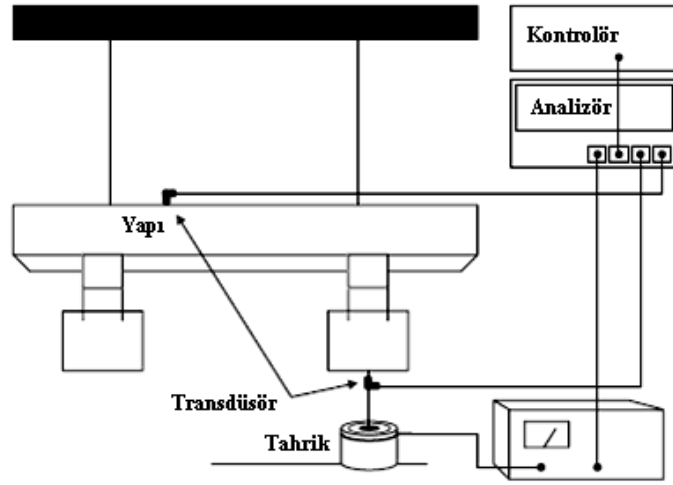
$$|H(\omega)| = \left| \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \right| = \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.31)$$

FRF'nin fazı ise aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\angle H(\omega) = \arctan\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \quad (3.32)$$

3.4.1.Genel Test Sistemi Biçimleri

Frekans cevap ölçümleri esnasında test düzeneğinin kurulumu bakımından test edilecek yapının fiziksel özellikleri ve testten beklenen sonuçlara göre farklılık arz eden çeşitli faktörler vardır[4]. Şekil 3.16. temel bir test sistemi düzeneğini göstermektedir.



Şekil 3.16. Modal testlerde kullanılan temel test düzeneği

Şekil 3.16' da görülen analizör cihazı, veri kazancı sağlama ve sinyali işleme görevlerini yerine getirmektedir. Analizör; kuvvet ve kuvvet cevap ölçümleri ile sürücülü shakerın bir veya daha fazla çeşitteki tahrik tipi ve şiddetine uygun olacak biçimde birkaç tip giriş kanalına ayarlanabilmektedir. Windowing ve hızlı fourier dönüşümü gibi ölçüm fonksiyonları genellikle analizör bünyesinde oluşturulur.

Transdüsör ise kuvvetin istenilen düzeyde tatbik edilmesi ve cevabın ölçülmesi sürecinde, sisteme giriş uyarısı olarak uygulanan fiziksel tahrik etkisini elektriksel sinyale çevirme görevini yapar. Transdüsörün sinyalleri konumlandırabilmesini sağlamak için, bir enerji temin edilmelidir. Sinyallerin düzenlenmesi için ihtiyaç duyulan bu enerji bazen analizörün kendi bünyesindeki bir bileşenden temin edilir. Bu nedenle sistemin kurulumunda ve düzenlenmesinde bu durum göz önüne alınmalıdır.

3.4.2. Test edilecek yapının sabitlemesi

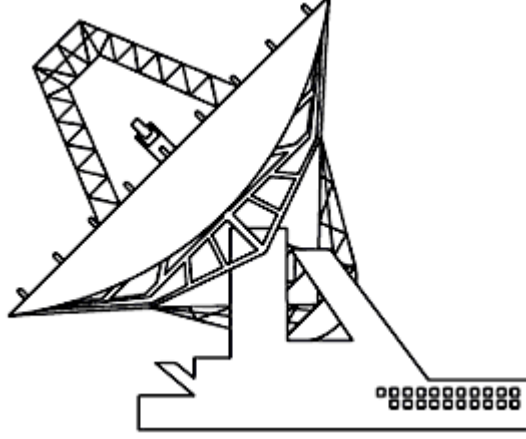
Frekans cevap ölçümü çalışmalarında, istenilen sınır şartlarını elde edebilmek için gereken ilk adım sabitleme mekanizmasını iyi düzenlemektir. Bu, tüm yapısal karakteristikleri etkileyebilecek çok önemli bir faktördür.

Analitik olarak, sınır şartları tamamen serbest ya da tamamen sınırlandırılmış bir yaklaşımla ele alınabilir. Fakat test uygulamalarında bu şartları tamamen elde etmek çoğu zaman mümkün olmaz. “ Serbest Sınır Şartı ” ifadesi, yapının uzayda hiçbir noktaya bağlı olmadan, rijit bir yapısal davranışı sergilemekte olduğunu ifade etmek için kullanılır. Şekil 3.17(a). 'da görülen uçak modeli bu serbest şartlar tanımlaması için örnek gösterilebilir. Fakat gerçekte fiziksel olarak bu mümkün olamaz ve bu nedenle yapı bir şekilde bir destek noktasına bağlı olmalıdır.



Şekil 3.17(a). Serbest sınır şartı

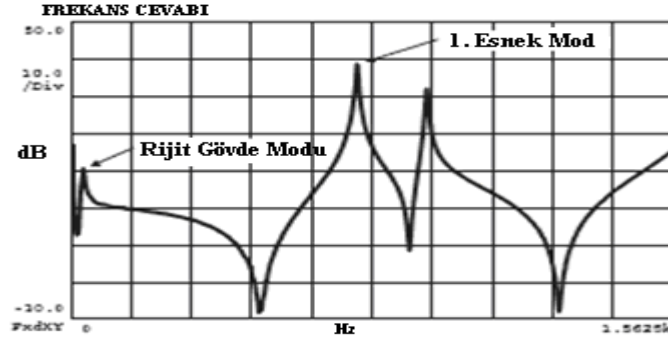
Sınırlandırılmış şartlar ise hareketin (dönme - ötelenme) sıfır olarak belirlendiğini tarif etmek için kullanılan bir terimdir. Fakat gerçekte yapıların birçoğu yer değiştirme oranlarına bağlı olarak bazı hareket serbestiselerine sahiptir. Şekil 3.17 (b).’ deki uydu çanağı buna örnek verilebilir.



Şekil 3.17(b). Kısıtlı sınır şartı

Testler esnasında tamamen serbest bir sisteme yaklaşmak amacıyla yapı son derece yumuşak iplerle asılabilir ya da çok yumuşak bir yastık üzerine yerleştirilebilir. Bu yolla yapı belli bir dereceye kadar zorlanır ve rijit sistemin frekansı bu dereceden sonra artık sıfır olamaz. Bununla birlikte eğer yeterince yumuşak bir yerleştirme sistemi kullanılırsa, rijit yapının frekansları, esnek yapının frekanslarından daha düşük olacak ve böylece ihmal edilebilir değerde bir etkiye sahip olacaktır. Serbest şartlar için, rijit yapının en yüksek mod frekansı, esnek yapının ilk on mod frekansından düşük olmalıdır. Eğer bu kıstas yakalanırsa, rijit yapı modları, esnek modlar üzerinde ihmal edilebilecek mertebede etkiye sahip olacaktır[4].

Şekil 3.18. sıfırdan farklı modlara sahip bu tarz bir frekans cevap ölçümünü göstermektedir.



Şekil 3.18. Rijit ve esnek yapı modları

Sınırlandırılmış şartlardaki bir sistem için test değişkenlerinin uygulanması çok daha zordur. Çünkü bir yapı her ne kadar bir yere sabitlenmiş olsa da, yapısından dolayı bazı hareket serbestisilerine sahiptir. Bu nedenle tamamen sabitlenmiş olamaz. Hatta civatalama, perçinleme, kaynaklama gibi sabitleme yöntemleri ile sabitlenen noktalar bile, bazı serbestliklere sahip olacaktır. Bu problemin çözümü için en iyi yöntem, ilgilenilen frekans aralığında, bu sabitleme noktaları baz alınarak yapılacak frekans cevap ölçümüdür. Böylece frekans cevabının, yapının doğal frekansı ile çakışıp çakışmadığı belirlenmiş ve duruma göre ihmal edilip edilemeyeceğine karar verilmiş olur.

Frekans cevap ölçümleri sırasında, bir yapıyı sabitleme bakımından pratik ya da kesin bir biçimde belirlenecek bir metot yoktur. Her durumun kendine has karakteristikleri vardır. Örneğin tonlarca ağırlığa sahip bir iş makinesini bir serbest test düzeneğine sabitlemek olanak dışı bir şeydir. Diğer taraftan bazı durumlarda çok hafif bir yapıyı da sınırlandırılmış şartlar altındaki bir test düzeneğine sabitlemenin de uygun bir yolu bulunamayabilir.

Örneğin bir uyduya, hem serbest hem de belli sınır şartları altında olmak üzere farklı test işlemleri uygulandığında;

Serbest şartlar altında yapılan test, uydunun boşlukta işletilip işletilemeyeceğini belirlemek için gerekli olup, sınırlandırılmış şartlar altında yapılan test ise uydunun fırlatma vasıtasına bağlanma şeklinin belirlenebilmesi için yapılması gerekli bir test olacaktır.

Uygun sınır şartlarını belirleme zorunluluğunun bir diğer önemli nedeni de sonlu elemanlar kolerasyonunun doğru biçimde gerçekleştirilmesini sağlamaktır. Testin bu aşamasında, bütün koşulların doğru biçimde belirlenmesi, elde edilecek sonuçları herhangi bir oranda etkileyebileceğinden bu aşama çok önemlidir.

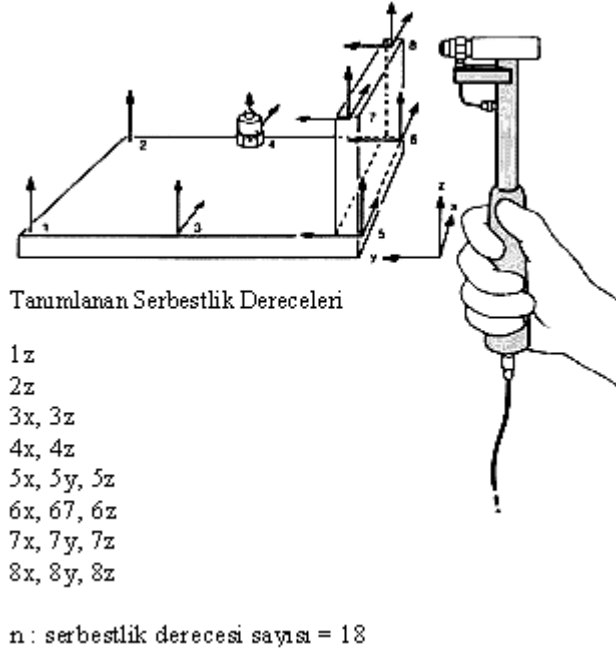
3.4.3. Serbestlik Derecesinin Belirlenmesi

Üç boyutlu bir uzayda, serbest bir noktanın genel olarak altı serbestlik derecesi vardır. (üç dönme - üç ötelenme). Fakat genellikle ötelenme serbestlik derecesi, hareketi ifade etmek için yeterli olur. Test için gereken serbestlik derecesinin belirlenmesi çeşitli faktörlere bağlı olarak değişmekle birlikte, çoğu yapı için bir veya birkaç yöndeki düzgün dağıtılmış ölçüm noktaları yeterli olur.

3.4.3.1. Test için gerekli serbestlik derecesi

Test için gerekli olan serbestlik derecesi sayısı; testin amacına, ilgilenilen yapısal geometriye ve ilgilenilen frekans sahası içerisindeki modların sayısına bağlıdır. Örneğin sadece daha önceden analitik olarak belirlenen modal frekansları doğrulamak için yapılacak bir test, sadece birkaç serbestlik derecesi gerektirir. Fakat eğer testin amacı bir matematiksel model oluşturmak ise bu durumda, ölçülen mod şekillerinin karşılıklı ortogonal veya lineer bağımsız olabilmesi için yeterli olacak serbestlik derecesi belirlenip, test için bu sayıda serbestlik derecesi kullanılmalıdır.

Aşağıda bir dikdörtgenel plaka üzerinde onsekiz serbestlik derecesi için hazırlanmış bir ölçüm düzeneği gösterilmektedir.



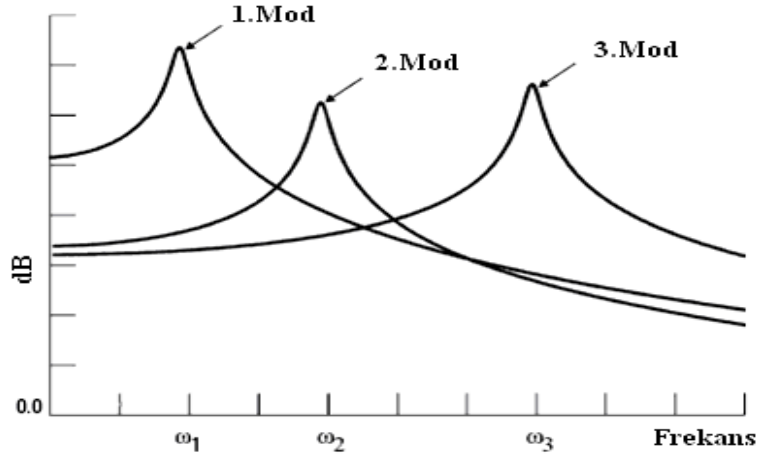
Şekil 3.19. Bir dikdörtgen plakada tanımlanmış serbestlik dereceleri

3.4.3.2. Modal davranış

Bir yapı üzerinde yapılan frekans cevap ölçümü, yapısal cevabın bir dizi piklerden oluştuğunu gösterecektir. Özel pikler, teşhis edilebilen merkez frekanslar şeklinde olup genellikle keskin görünümlüdürler, bu onların rezonans frekansları olduğunu gösterir. Eğer FRF'deki daha geniş pikler, güçlendirilmiş frekans çözümlenmesi ile analiz edilirse, genellikle birbiri ile birleşik iki ya da daha fazla mod daha bulunur. Bu olaya 'Modal Katılma' adı verilir. Bir yapının bu şekilde davranış göstermesi, onun tek serbestlik dereceli bir alt yapılar dizisinden oluşmuş olmasından kaynaklanır.

3.4.3.3. Modal katılma faktörü

Genel olarak modal katılma faktörü, seçilen serbestlik derecesini tanımlayan noktaların giriş ve çıkışındaki uyartı ve mod şekli katsayılarının bir fonksiyonudur. ‘Katılma Faktörü’; belirli bir noktadaki her mod katkısının, toplam cevaba olan katılım miktarını tanımlar. Örnek olarak Şekil 3.20.’de üç ayrı modun modal katılımları gösterilmiştir.



Şekil 3.20. Üç serbestlik dereceli bir sistemin kendine has modal katılımları

3.4.4. Yapının Tahrik Edilmesi

Ölçüm sürecindeki bir sonraki adım, test edilecek uygulamayı en iyi temsil eden tahrik fonksiyonunun seçilmesidir. Tahrik fonksiyonu seçiminin doğru yapılması ölçümün kalitesinin yüksek veya düşük olmasını etkileyecektir. Tahrik sistemi seçimi, sistem ve arzu edilen tahrik fonksiyonu beraber ele alınarak belirlenmelidir. Tahrik fonksiyonu, giriş sinyalini temsil eden bir matematiksel sinyaldir. Genellikle tahrik fonksiyonu seçimi, tahrik sistemi seçimini ifade eden bir yaklaşımdır.

Tahrik fonksiyonları dört ana kategoride incelenir.

- 1- Durgun hal
- 2- Gelişigüzel hal
- 3- Periyodik hal
- 4- Geçici hal

Yapılacak testin karakteristiğine en uygun tahrik fonksiyonu tipi belirlenirken birkaç seçenek ile karşılaşılır. Her bir seçeneğin kendine has avantajları ve dezavantajları olmakla birlikte, çizelge 3.1.'de, bunlardan modal analiz için en kullanışlı olanların temel karakteristiklerini belirtilmiştir.

Çizelge 3.1. Test için en uygun tahrik fonksiyonu seçimi tablosu

Tahrik Fonksiyonu Tipi Avantaj	Analizör Ekranında Periyodik					Analizör Ekranında Transient		
	Sine steady state	True random	Pseudo Random	Random	Fast sine	Impact	Burst sine	Burst random
Sızıntı Minimizasyonu	Hayır	Hayır	Evet	Evet	Evet	Evet	Evet	Evet
Sinyal Gürültü Düzeyi	Çok Yüksek	Orta	Orta	Orta	Yüksek	Düşük	Yüksek	Orta
Pikler Oranı RMS' si	Yüksek	Orta	Orta	Orta	Yüksek	Düşük	Yüksek	Orta
Gereken Ölçüm Zamanı	Çok Uzun	İyi	Çok İyi	Orta	Orta	Çok İyi	Çok İyi	Çok İyi
Frekans Kontrol Kabiliyeti	Evet	Evet*	Evet*	Evet*	Evet*	Hayır	Evet*	Evet*
Genlik Kontrol Kabiliyeti	Evet	Hayır	Evet*	Hayır	Evet*	Hayır	Evet*	Hayır
Bozunum Giderme Kabiliyeti	Hayır	Evet	Hayır	Evet	Hayır	Hayır	Hayır	Evet
Non-Lineerlik Karakteri	Evet	Hayır	Hayır	Hayır	Evet	Hayır	Evet	Hayır

* İlave yazılım ve ekipman gerektirenler

En iyi tahrik fonksiyonunun belirlenmesi; uygun sinyal işleme cihazı, test edilecek yapının karakteristiği, ölçümde dikkate alınacak parametreler ve tabii ki tahrik sisteminin doğru biçimde seçimine bağlıdır.

Örneğin bir True Random veya Burst Random tipi giriş sinyali (tahrik fonksiyonu) uygulamak için bir shaker sistemine ihtiyaç duyulur. Tam fonksiyonlu bir dinamik sinyal analizörünün yapıyı tahrik edebilmesi için yeterli kapasiteye sahip bir sinyal kaynağına ihtiyacı vardır. Düşük kapasiteli sinyal analizörü modellerinde, sinyal elde etmek amacıyla ilave bir cihaz kullanmak gerekebilmektedir. Bu kaynaklar genellikle sinyal olarak; ‘Sine steady’ ya da ‘True Random’ fonksiyonlar üretirler.

Fakat yüksek doğruluk istenilen testler de, bu tür kaynaklar kabul edilebilir doğruluk sağlamayabilirler. Çünkü ölçüm kalitesi açısından, tahrik fonksiyonu seçiminde, sisteme etkiden diğer tüm fiziksel faktörlerin göz önüne alınması daha doğru bir yaklaşım olarak benimsenmiştir.

Tahrik fonksiyonu seçiminde, yapısal dinamikler de önemli bir seçim kriteridir. Sistemin nonlinearite düzeyi, sinüs süpürmeleri ile karakterize edilebilir fakat nonlinear bir sistemin bir lineer modelinin oluşturulabilmesi için bir rastsal fonksiyona ihtiyaç duyulabilir. Tahrik fonksiyonu tipi, yapının sönümlenme miktarı ve modların yoğunluğuna bağlı olarak belirlenir. Örneğin modlar sıkı biçimde birleşmişse ve/veya yapı hafif sönümlenmeli ise bu durumda genellikle ‘Leak- Free’ biçimindeki bir tahrik fonksiyonu ile tanımlamak uygundur.

Tahrik mekanizmaları dört gruba ayrılır;

- 1- SHAKER TİPİ
- 2- IMPACT-HAMMER TİPİ
- 3- BASAMAK GEVŞETMELİ TİP
- 4- KENDİNDEN TAHRİKLİ TİP

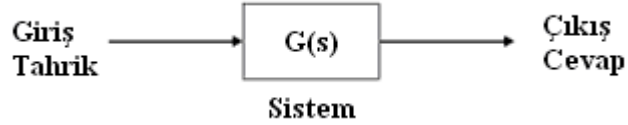
Basamak gevşetmeli tip, basit bir anlatımla; yapıya, bir kablo ile direnen ve kablunun serbest bırakılması ile etki ettirilen, ölçümlü bir kuvvet yardımı ile bir önyüklemeye uygulanarak, sistemdeki süreksizliklerin ölçülmesi esasına dayanır.

Kendinden tahrikli tip; yapıyı gerçek bir yükleme yolu ile tahrik eder. Bu yükleme girişi birçok durumda ölçülebilir olmadığından bu durum bu yöntemin kullanılabilirliğini sınırlar.

Tahrik mekanizması sınıflandırılmasında bir başka metot ise onları bağlantılı ve bağlantısız tip cihazlar olarak sınıflandırmaktır. Örneğin Shaker bir bağlantılı tahrik sistemi iken, Impact-hammer kısa periyotlarla yapı ile temas etse de bağlantısız bir tahrik cihazıdır.

3.4.5. Frekans Cevap Fonksiyonu Ve Transfer Fonksiyonu İlişkisi

Transfer fonksiyonu; bir sistemin giriş ve çıkış değerleri arasındaki ilişkiyi tanımlayan bir matematiksel modeldir. Şekil 3.21. tek giriş-çıkışlı bir sistemin blok diyagramını göstermektedir.



Şekil 3.21. Tek serbestlik derecesinde tahrik ve cevap ilişkisi

Giriş uyarısı, sistem cevabı adı verilen çıkış etkisine yol açmaktadır. Bu nedensel ilişki eşitlik 3.33.’ de tarif edildiği gibidir.

$$\text{Transfer Fonksiyonu} = \frac{\text{Çıkış}}{\text{Giriş}} \quad (3.33)$$
$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)}$$

Transfer Fonksiyonu, matematiksel olarak çıkış değerinin giriş değerine bağlı ‘Laplace Dönüşümü’ olarak tanımlanır. FRF (Frequency Response Function) da benzer tarzda tanımlanır ve transfer fonksiyonu ile ilişkilendirilir[4]. Matematiksel olarak, FRF çıkış değerinin giriş değerine bağlı ‘Fourier’ dönüşümü ile tanımlanır. Bu terimler birbirinin yerine sıklıkla kullanılmakla birlikte bu durum bazen karmaşaya neden olabilmektedir. Bu ilişki modal analiz prosesleriyle daha iyi açıklanabilir.

3.5. MODAL ANALİZDE KULLANILAN TAHRİK SİSTEMLERİ

3.5.1. Shaker Mekanizması

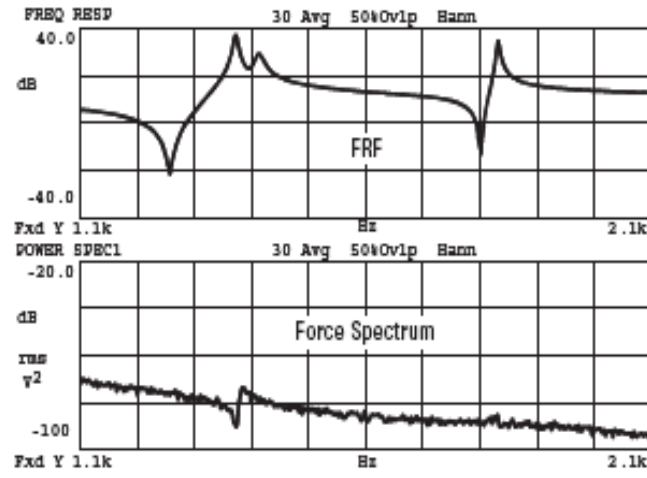
a) Elektromanyetik Tip Shaker:

Elektromanyetik Shaker’da kuvvet, manyetik bir bobini süren alternatif akım vasıtası ile oluşturulur. Maksimum frekans limiti, kapasiteye bağlı olarak 5 kHz den 20 kHz ‘ e kadar değişir. Maksimum kuvvet derecesi ise shaker kapasitesine bağlı olarak 9[N] ile 445[N] arasında değişir. Bir başka ifade ile shaker kapasitesi küçüldükçe elde edilen kuvvet de düşer. Modal analiz için en kullanışlı shaker tipi şekil 3.22.’ de gösterilen elektro manyetik tip Shakerlar dır.



Şekil 3.22. Elektromanyetik tip shaker

Elektromanyetik shakerda karşılaşılan en önemli problem, yapı ve shaker bobini arasında var olabilecek empedans uygunsuzluğudur. Shakerın empedansı, bobinin hareket genliği ile değişir. Hafif yapılarda rezonans anında, cevap üretilebilmesi için çok küçük bir kuvvet yeterli olur. Bu durum, rezonans bölgesindeki kuvvet spektrumunda bir düşüşle sonuçlanarak, ölçümün gürültüye karşı duyarlı hale gelmesine yol açar. Şekil 3.23. bu fenomeni tanımlamaktadır. Bu problem genellikle shakerda farklı tip bobinler kullanarak ya da shakerı sürekli-geçişli bir amplifikatörle çalıştırarak düzeltilebilir[5].



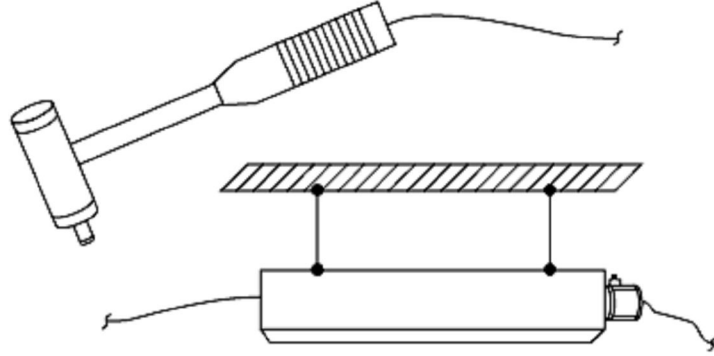
Şekil 3.23. Hafif yapılarda rezonans anında ortaya çıkan gürültü

b) Elektro Hidrolik Tip Shakerlar:

Hidrolik shakerlarda kuvvet, yüksek kuvvet düzeylerinin elde edilmesine olanak veren hidrolik sıvısı ile oluşturulur. Bazı shaker tipleri, birkaç bin libreye ulaşan kuvvet üretebilir. Buna rağmen maksimum frekans alanı 1kHz ve altı değerlerinde olup, daha düşüktür. Hidrolik shakerların avantajı yapıya büyük bir statik ön yükleme uygulama kabiliyetleridir. Bu durum, öğütücü ve pres makineleri gibi yüksek ön yüklemeler altında çalışan ve bu nedenle yapısal karakteristikleri değişen makineleri modal testlerinde hidrolik shakerların kullanılmasını avantajlı kılmaktadır [5].

3.5.2. Hammer- Impact Mekanizması ve Genel Tatbik Esasları

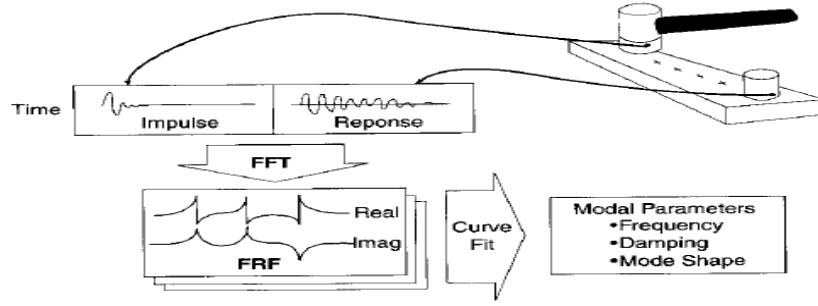
Modal analizde kullanılan bir diğer tahrik mekanizması da Hammer-Impact tahrik mekanizmasıdır. Bu tekniğin elverişliliği çekicidir çünkü basit bir donanım gerektirir ve daha kısa ölçüm zamanı sağlar. Şekil 3.24.'de gösterildiği gibi, test edilecek yapıya uygulanacak tahrik özel bir çekiç ile gerçekleştirilir.[6].



Şekil 3.24. Hammer - Impact test düzeneği

Bu işlem esnasında en önemli etken, uygulanacak tahriğin şiddetidir. Çünkü sistemin sönüm değerinin belirlenebilmesi için uygulanan tahrik şiddetinin bilinmesi gerekir. Tahrik şiddeti çekiç vasıtasıyla ayarlanır.

Yapıya uygulanan kuvvet düzeyi; çekicinin kütlesi ve hızının bir fonksiyonudur. Bu düşünce, 'kütle çarpı hız' olarak tanımlanan lineer momentum mantığına dayanır. Lineer uyarı, lineer momentumda meydana gelen değişikliğe eşittir. Fakat burada çekicinin hızını kontrol etmek zor olacağından, kuvvet düzeyi, çekiç kütlesi değiştirilerek kontrol edilir[6]. Çekiçler birkaç onstan birkaç libreye kadar değişen ağırlıklarda olabilmektedir. Çoğu çekiçte kütle eklenebilir ya da küle çıkarabilmeye olanak tanıyan bir yapının bulunması, onları farklı boy ve ağırlıktaki yapıların testlerini gerçekleştirmeye elverişli bir hale getirir. Ayrıca yapıya uygulanan tahrik frekansının içeriği; temas edilen yüzeyin sertliği ve çekiç kütlesinin bir fonksiyonudur. Temas edilen yüzey sertliği, çarpma kuvvetinin şiddetini etkileyerek, frekans içeriğini belirler.

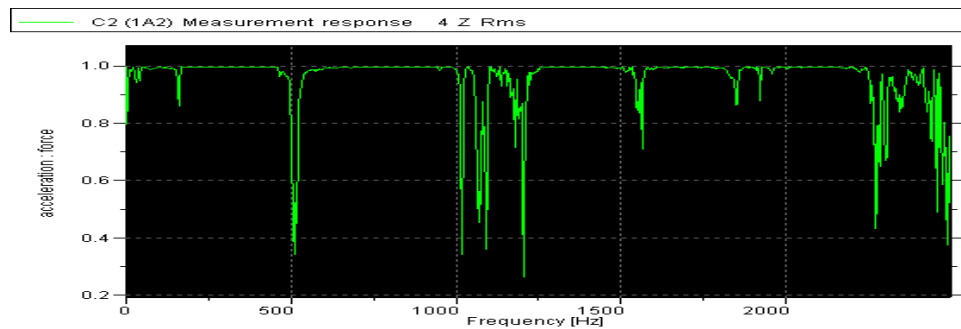


Şekil 3.25. Impact-Hammer testi özet diyagramı

Yukarıdaki şekil, bir impact-hammer test düzeneğini ve frekans cevap fonksiyonunun hangi aşamalarla elde edildiğini özetlemektedir. Yapıya impact-hammer ile tahrik (impulse) uygulanmış ve ivmeölçer vasıtasıyla, sistemin uygulanan tahriğe karşılık verdiği yapısal cevap (response) elde edilmiştir. Elde edilen veriler bilgisayar bünyesinde FFT (Fast Fourier Transform) vasıtasıyla FRF'ye çevrilerek elde edilen bu fonksiyona uygun bir eğri uydurma yöntemi kullanılarak oluşturulan grafik vasıtasıyla yapının mod şekli, sönüm oranı ve doğal frekans değerleri elde edilir[6].

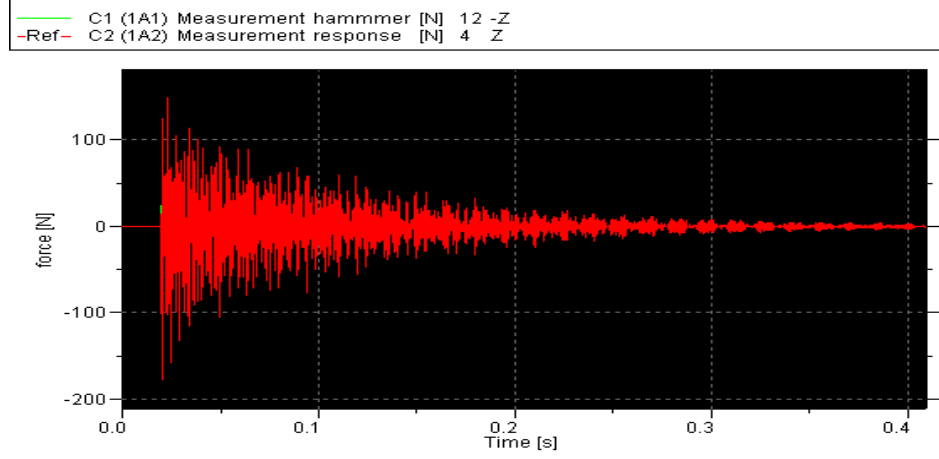
Testin tatbiki esnasında, kullanılan farklı bilgisayar yazılımlarının genel arayüz ekranları aşağıda açıklanan temel işlemlere dayanmaktadır.

Test esnasında, impact-hammer ile yapının farklı noktalarına tahrik uygularken, uygulanan tahrik şiddetlerinin aynı karakteristiğe sahip olması gerekmektedir. Uygulanan tahriklerin birbirleri ile uyumu aşağıdaki Coherence (Uyum) fonksiyonu ekranından izlenir.



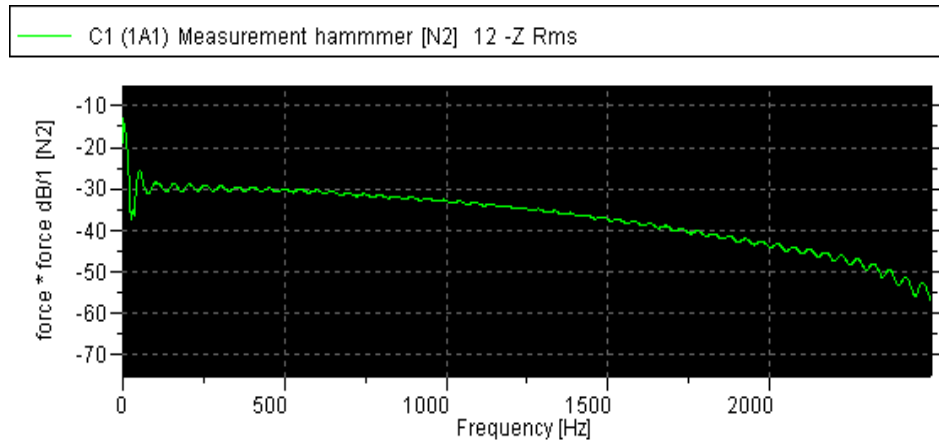
Şekil 3.26. Tahrik uyum grafiği

Aşağıdaki eğri; uygulanan tahrik kuvvetine karşılık, ivmeölçer vasıtasıyla ölçülen yapısal cevabı göstermektedir. Bu sayede yapının, titreşme ve sönümleme özelliği hakkında bilgi edinilir. Zaman eksenini incelendiğinde, titreşimlerin 0,4 sn de sönümlendiği görülmektedir.



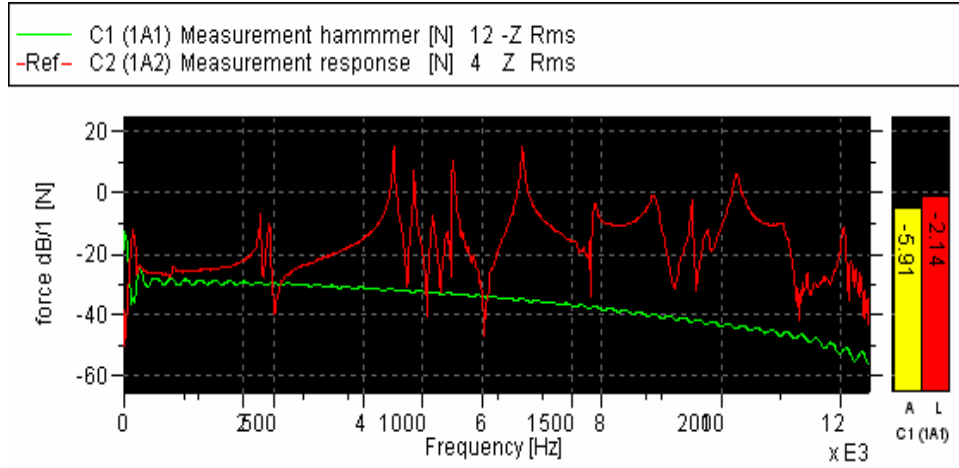
Şekil 3.27. Uygulanan tahriğe karşılık elde edilen yapısal cevap

Şekil 3.28'deki eğri, uygulanan tahrik kuvvetine bağlı olarak, sistemin hangi frekans bandında tahrik edildiğini göstermekte ve kuvvet spektrumu olarak adlandırılmaktadır. Ölçüm kalitesi açısından bu grafiğin mümkün olduğunca düz olması gerekmektedir. Bu şartın gerçekleşmesi, seçilen impact-hammer ucunun test edilecek yapının karakteristiğine uygun sertlikte seçilmiş olması ile yakından ilişkilidir.



Şekil 3.28.Yapının tahrik edildiği frekans bandı

Şekil 3.29'daki kırmızı renkli eğri ise yapının rezonans frekanslarının belirlenebilmesini sağlar. Burada yeşil renkli eğri, testin gerçekleştirildiği frekans bandını, kırmızı renkli eğri ise yapının, incelenen frekans bant sahası içerisine düşen rezonanslarını, bir başka deyişle yapısal cevabını göstermektedir. Kırmızı renkli eğrideki pick noktalarına karşılık gelen frekanslara bakılarak yapının rezonans frekansları belirlenir.

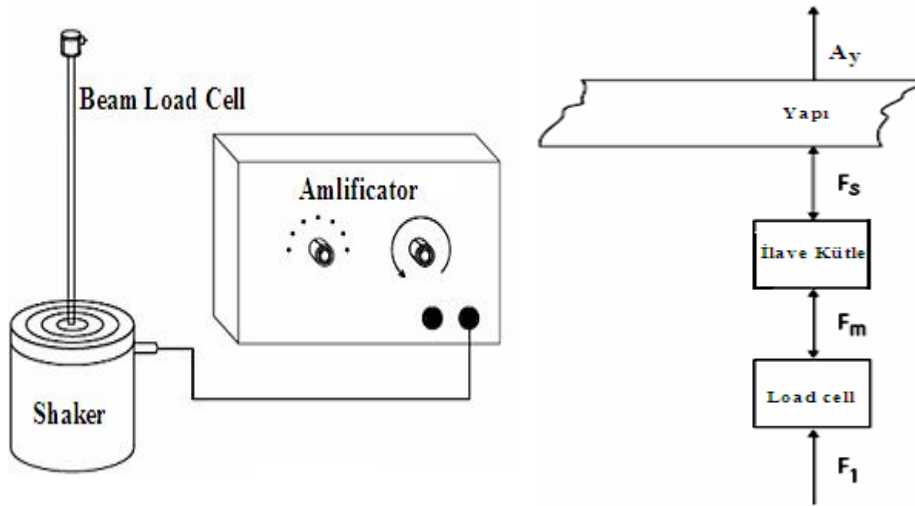


Şekil 3.29. Belirlenen frekans bandındaki rezonans frekansları

3.6. MODAL TESTLERDE KARŞILAŞILAN BAZI SİSTEMATİK HATALAR

3.6.1. Shaker Temelli Testlerde Mekanizmanın Yapıya Hatalı Monte Edilmesi

Yapıyı tahrik etmek için bir shaker mekanizması kullanıldığında, shaker yapıya fiziksel olarak load cell (yük hücresi) vasıtası ile temas ettiğinden, özellikle hafif yapılarda bu durum, yapının fiziksel dinamiğinin ihmal edilemez düzeyde değişmesine yol açar. Bunun yanında load cellin yapıya montesi için kullanılan aparatın sahip olduğu kütlenin de ilave bir ağırlık oluşturması, load cell ile ölçülen kuvvetin, gerçekte yapıya uygulanmış olan kuvvetten daha büyük ölçülmesine neden olur. Şekil 3.30.' bir elektromanyetik shaker ve ona monte edilmiş bir beam load cell (çubuk tipi yük hücresi) den meydana gelen tahrik mekanizmasının, hafif bir yapının tahrik edilmesinde kullanılması durumunda, uygulanan tahrik kuvvetinin gerçekte yapıya hangi değerde etkiğini özetlemektedir.

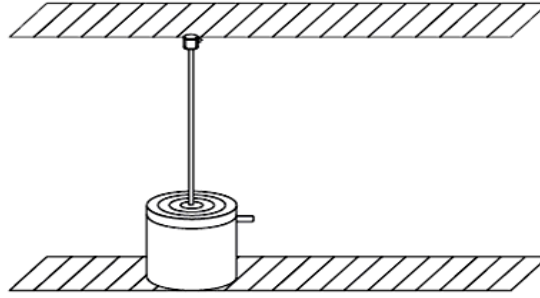


Şekil 3.30. Tahrik mekanizmasının hatalı monte edilmesi

$$F_s = F_m - M_m A_y \quad (3.34)$$

3.34. ifadesi, hafif bir yapıya shaker tipi bir tahrik mekanizması monte edilmesi durumunda, gerçekte uygulanmış olan tahrik kuvvetinin, yapısal özellikler nedeni ile yapıya hangi değerde etki edeceğini ifade etmektedir.

Tahrik kuvveti bileşenlerinin, diğer yönlerde de etkiye yol açması sonucu ortaya çıkan bu olumsuzluğu en alt seviyeye indirmek için, shaker, load celle diğer eksenlerde serbestçe hareket etmesini sağlayabilecek şekilde montajlanmalıdır. Şekil 3.31.'de gösterilen montajlama biçimi, güçlü aksenal kararlılığa fakat zayıf eğilme ve kesme direncine sahiptir. Etki altında iken aksenal yükleri taşıyan fakat moment ve kesme kuvvetlerini aktarmayan bir destek elemanı gibi davranır.

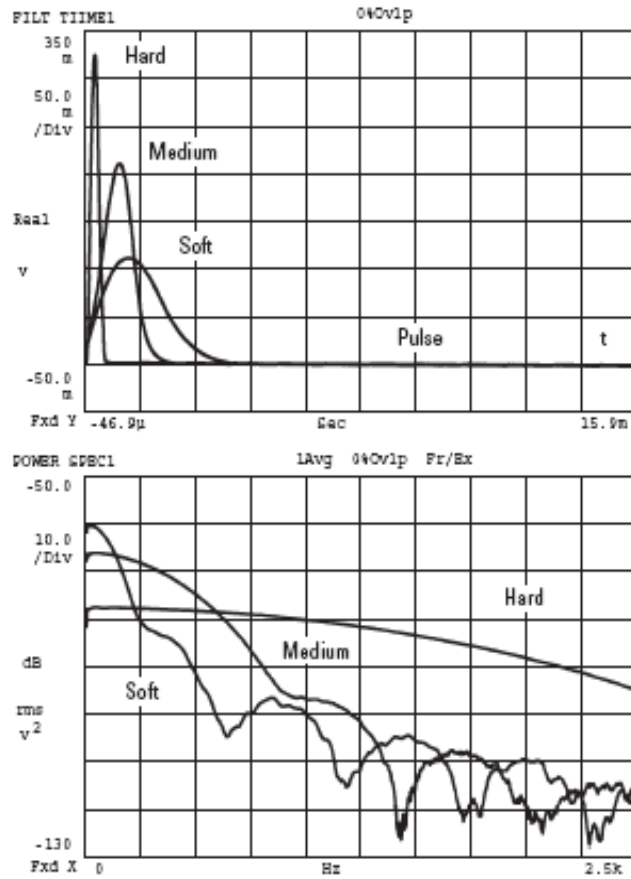


Şekil 3.31. Shakerın yük hücreğine montesi

Shaker tabanından sisteme iletilecek reaksiyon kuvvetlerinin engellenebilmesi için, shaker ana gövdesi, yapıdan izole edilmelidir. Bu amaçla shaker sert bir zemine monte edilip, test edilecek yapı ise yukarıdan asılarak, zeminden gelen reaksiyon kuvvetlerinin yapıya ulaşması engellenebilir. Alternatif olarak, shaker, mekanik olarak izole edilmiş bir zemine sabitlenerek, zeminden yapıya yansıyacak reaksiyon kuvvetinin sönümlenmesi de sağlanabilir. [6].

3.6.2. Hammer-Impact Testinde Yapıya Uygun Olmayan Başlık Seçimi

Frekans cevap ölçümlerinde test edilen yapının sertliğini değiştirmek olanaksızdır. Bu nedenle frekans içeriği, çekiçin başlığı değiştirilmek suretiyle uygun sertlikte başlıklar kullanılarak kontrol edilir. Gereğinden sert bir başlık, çarpma temas süresini azaltmakta, bu nedenle frekans içeriği olması gereken değerden daha yüksek olmaktadır[6]. Şekil 3.32. aynı yapı için farklı sertliğe sahip başlıkların kullanılması durumunda, sertlik derecesine bağlı olarak değişen temas süreleri ve frekans içeriklerini göstermektedir.

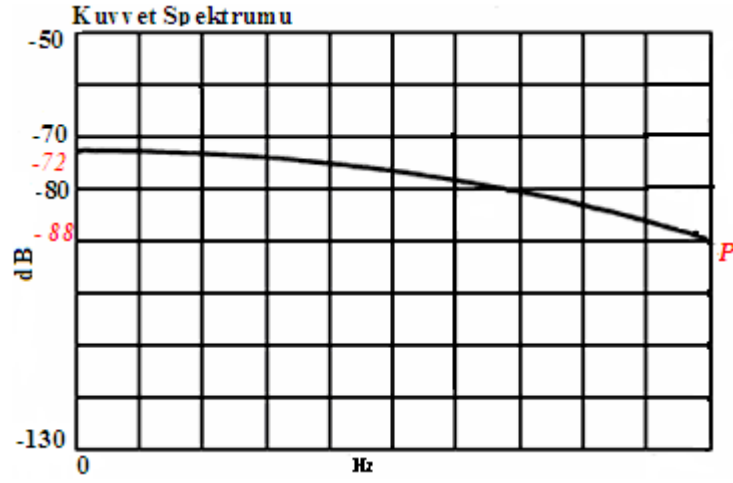


Şekil 3.32. Farklı sertlikteki çekiç uçlarının kuvvet spektrumundaki frekans içeriği

3.6.3. Frekans Bant Sınırının Yanlış Belirlenmesi

Kural olarak; ilgilenilen frekans sahasına göre belirlenecek band sınırının, maksimum frekansta seçilen bir pick eğrisi ile kesiştiği noktada, kuvvet spektrumunun gözlendiği ekranın düşey ekseninde ki farkın 10 – 20dB’ lik bir aralıktan daha büyük olmaması gerekmektedir[7].

Örneğin şekil 3.33.’de belirtilen aralık, 16dB’ lik bir farka tekabül ettiğinden belirlenen band sınırı doğru belirlenmiş bir band sınırıdır.

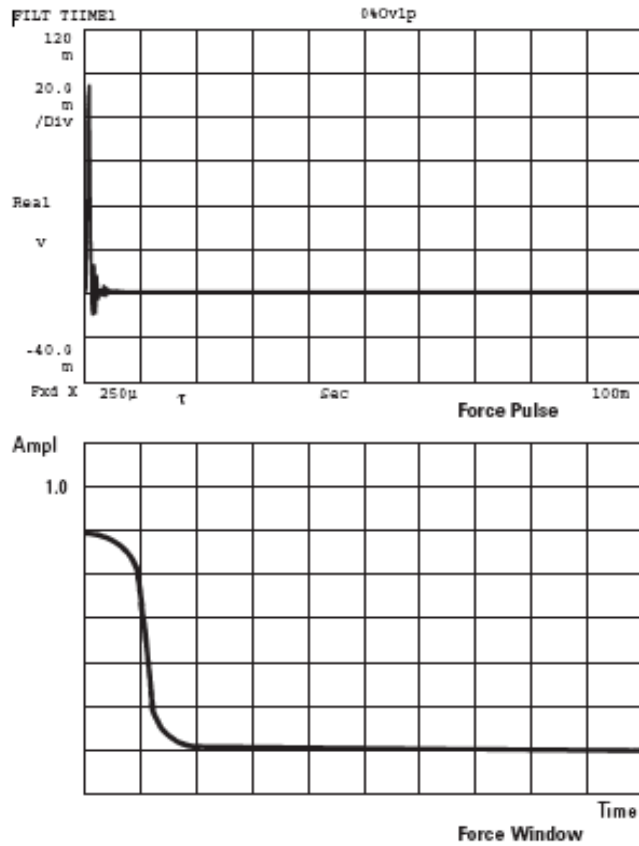


Şekil 3.33. Frekans band sınırının belirlenmesi

3.6.4. Ölçümler Esnasında Ortaya Çıkan Sızıntı Ve Gürültüler

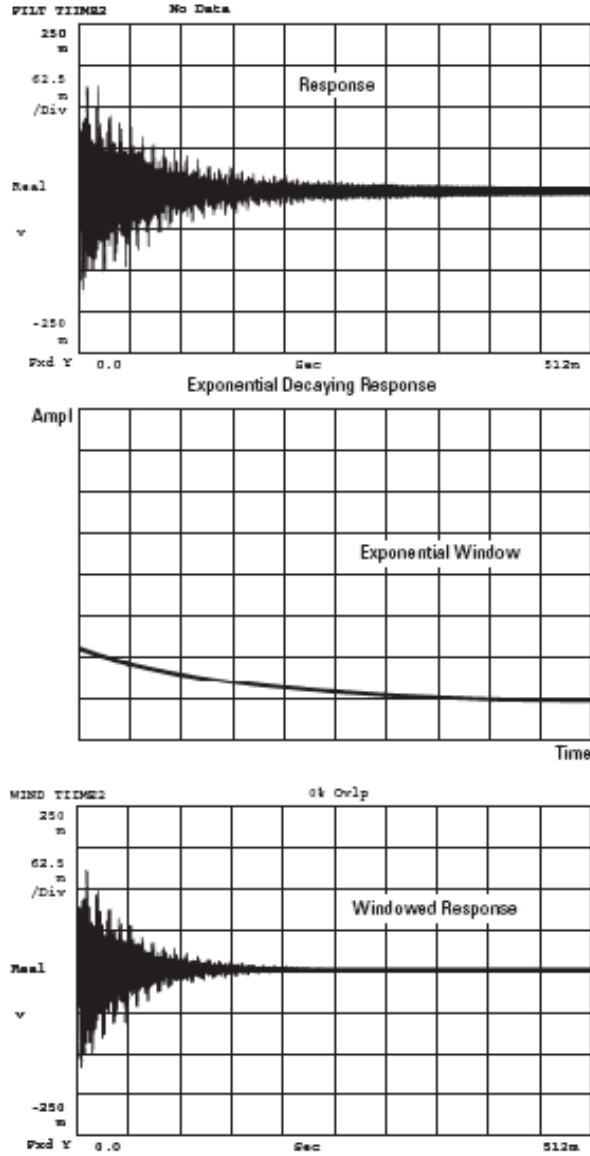
Hammer-Impact testlerinde, sinyal işleme sırasında birbiriyle birleşik iki potansiyel problem söz konusudur. İlki; uzun zaman kaydı süresinin bir sonucu olarak ‘gürültünün’ kuvvet ya da cevap sinyali gibi algılanmasıdır. İkincisi ise ‘sızıntı’dır. Bunun nedeni ise, kısa zaman kaydı süresinin bir sonucu olarak ‘sızıntının’ cevap sinyali gibi algılanmasıdır. Bu her iki problemin telafisi ‘Windowing’ teknikleri ile mümkün olur.

Kuvvet uyarıtısı, genellikle zaman kaydına oranla çok kısa sürdüğü için, uyarıtı sonrasındaki sinyal parçası (kısmı) gürültülüdür. Bu olumsuzluk ‘Windowing’ yöntemi ile sinyalin kendisine dokunulmadan elimine edilebilir. Şekil 3.34. ‘Windowing’ adı verilen bu yöntemi göstermektedir.



Şekil 3.34. Windowing yöntemi ile kuvvet sinyalinin gürültüden elimine edilmesi

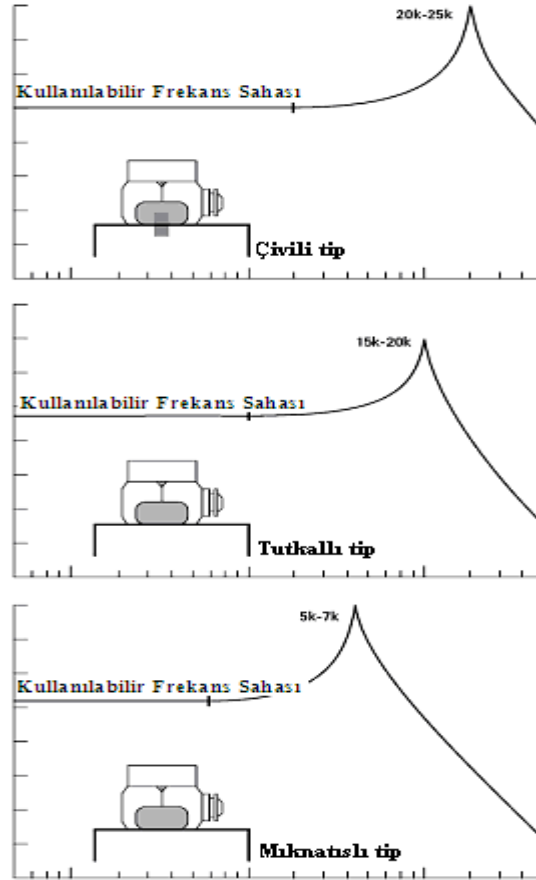
Benzer şekilde cevap sinyali de üstel olarak azalan bir fonksiyon olduğundan, ölçüm bitmeden önce veya ölçüm bittikten sonra zayıflamış olabilir. Genellikle ağır sönümlü yapılarda cevap sinyali, henüz kayıt süreci tamamlanmadan önce zayıflamış olabilir[7]. Yapının hafif sönümlü olması durumunda ise; bu kez cevap sinyali kayıt süresi sonrasında da devam ediyor olabilir. Bu tarz sızıntılar ölçüm kalitesi üzerinde olumsuz etkiler doğurur. Şekil 3.35. Windowing yöntemi ile cevap sinyalindeki bu sızıntının elimine edilmesini göstermektedir.



Şekil 3.35. Windowing yöntemi ile cevap sinyalinin gürültüden elimine edilmesi

3.6.5. İvmeölçer Montaj Biçiminin Yanlış Belirlenmesi

Genellikle, optimum ivmeölçerler yüksek hassasiyet, geniş frekans sahası ve hafif kütleye sahiptirler. İvmeölçerin rezonans frekansı, kütesinin ve sertlik karakteristiklerinin bir fonksiyonu olsa da, gerçek doğal frekans, genellikle montajlama yönteminin sağladığı rijitliğe bağlıdır. Bu nedenle, frekans cevap ölçümlerinde, güvenilir sonuçların elde edilmesi bakımından, uygun ivmeölçer tipinin belirlenmesi kadar, uygun montajlama biçiminin belirlenmesi de büyük önem taşır. Hangi montajlama yönteminin seçileceğine karar verirken, testin gerçekleştirileceği frekans bandı göz önüne alınarak, ivmeölçerin kendisine ait rezonans frekansı ya da frekanslarının, bu frekans bandı içine düşmeme şartını sağlayan montajlama tipinin seçilmesi gerekmektedir. Farklı tip montaj yöntemlerinin ivmeölçerin kullanılabilceği geçerli frekans sahası üzerindeki etkisi şekil 3.36.'da gösterilmiştir.

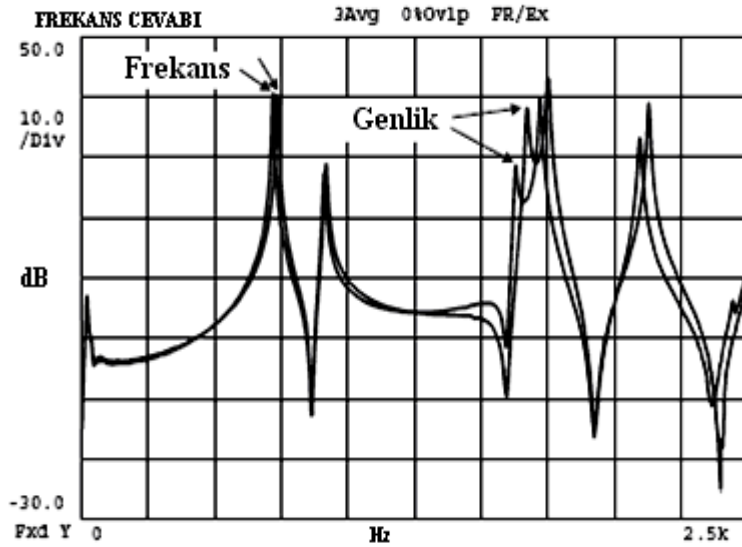


Şekil 3.36. Farklı montaj biçimlerinin ivmeölçerin rezonans frekansına etkisi

3.6.6. İvmeölçerin Neden Olduğu Kütle Yüklemesi

Bir diğer önemli etken ise ivmeölçerin neden olduğu kütle yüklemesidir. Bu, ivmeölçer kullanımında ve seçiminde dikkate alınması gereken önemli bir etkidir. Özellikle hafif yapılarda, teste geçilmeden önce, oluşacak bu kütle yüklemesi olumsuzluğu mertebesinin belirlenmesi ölçüm kalitesi açısından çok önemlidir[8]. Bu amaçla;

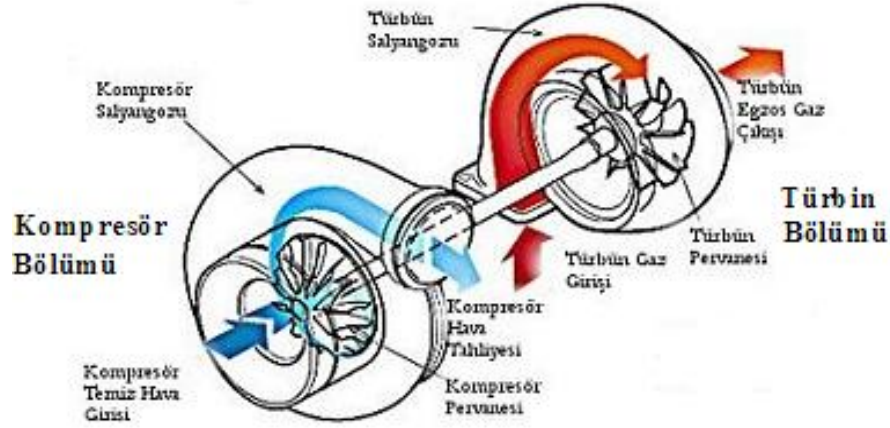
- 1- Kullanılması düşünülen ivmeölçer ile test objesinin frekans cevap fonksiyonları belirlenir,
- 2- Başka bir ivmeölçer, aynı noktaya takılarak ölçüm tekrarlanır,
- 3- Bu iki ölçüm karşılaştırılarak, frekans ve genlik değişimleri incelenir,
- 4- Eğer iki ölçüm, şekil 3.37.'de görüldüğü gibi farklılık arz ediyorsa, ivmeölçerin kütle yüklemesi bir probleme yol açacak boyuttadır. Bu durumda, daha düşük kütleli bir ivmeölçer kullanılmalıdır. Hafif yapılarda, kütle yüklemesi sorununu elimine etmek maksadıyla frekans cevap ölçümü için akustik ya da optik sensörler kullanmak gerekebilmektedir.



Şekil 3.37. Aynı yapı için farklı iki ivmeölçer ile yapılan testten elde edilen frekans spektrumu

3.7. HAFİF BİR OTOMOBİL TURBO TÜRBİNİNİN MODAL TESTİNDE İVMEÖLÇERİN NEDEN OLDUĞU KÜTLE YÜKLEMESİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

3.7.1 Turbo Sisteminin Yapısı



Şekil 3.38. Turbo sisteminin yapısı

Şekil 3.38’ de dört zamanlı bir dizel motora ait turbo charge sistemi görülmektedir. Turbo chargerlar, motor gücünü arttırmak, egzost emisyonlarını azaltmak ve hava - yakıt karışım oranını geliştirmek amacıyla kullanılmaktadır. Egzost fanı yüksek egzost gazı sıcaklıklarında ve gaz basıncı etkisiyle dönmektedir. Aynı şaft üzerine monte edilmiş olan emme fanı egzost gazı basıncının oluşturduğu etki ile dönmekte ve silindirlere giren hava miktarını arttırmaktadır. Yukarıdaki resimden de anlaşılacağı üzere gerek emme tarafı, gerekse de türbin tarafı çok hassas olarak yataklanmış olup, şaftın aksenal gezintisi, emme tarafına yerleştirilen gezinti yatakları ile sınırlandırılmıştır.

Egzost gazı sıcaklığı motorun tam olarak yüklendiği durumlarda $500^{\circ}\text{C} \sim 700^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken, turbo chargerın devir hızı dakikada yaklaşık 100.000 dev/dak’ ya kadar ulaşmaktadır. Bu nedenle çalışma şartlarında rezonans etkisinin oluşmaması için türbin kanatçılarının doğal frekanslarının belirlenmesine ihtiyaç duyulmuştur.

3.7.2. Türbin Kanatçıkları İçin Yapılan Deneysel Ölçümler

Deneysel modal testler için, genellikle bu testlerin doğrudan yapı üzerinde gerçekleştirilen testler olması nedeni ile elde edilen sonuçların, sonlu elemanlar yöntemi gibi diğer yöntemlerle elde edilenlere göre daha doğru ve güvenilir sonuçlar verdiği düşünülür. Ancak deneysel ölçümlerde her zaman var olan gürültü ve parazitler ile modal test sisteminden kaynaklanan ve sistematik hatalar olarak adlandırılan; kütle yüklemesi etkisi, mesnet etkileri ve yapı-tahrik mekanizması etkileşimi gibi bir takım mekanik hatalar, böyle bir testten elde edilen verilerin kalitesini olumsuz yönde etkilemektedir.

Özellikle hafif yapıların modal analizlerinde, uygulanan standart modal test teknikleri, ivmeölçerler gibi yapı ile temas ederek veri toplayan sensörlerin ağırlığından dolayı, yapıda ‘kütle yüklemesi’ etkisine neden olarak, hatalı modal model ve doğal frekans değerlerinin elde edilmesine yol açmaktadır. Alternatif olarak geliştirilen temassızlık yaklaşımı, hafif yapıların deneysel modal analizlerinde, partikül hız sensörleri olarak adlandırılan titreşim ölçerler kullanarak ya da sayısal yöntemlere başvurulmak sureti ile elde edilen modal modellerde kütle yüklemesi etkisinin bertaraf edilmesine imkan vermektedir.

Deneysel veriler, genellikle deney düzeneği ya da daha spesifik olarak veri işleme aygıtlarından kaynaklanan hatalar nedeniyle sık sık sistematik hatalar vermektedir. Modal testlerde sıklıkla karşılaşılan sistematik hatalardan biriside ‘Kütle Yüklemesi’ etkisidir[8,9]. Bu hata, test edilecek yapının, denetlenen tahrik altındaki yapısal cevabının elde edilmesi amacıyla, yapı üzerine yerleştirilen algılayıcı sistemin (sensör vb.) sahip olduğu kütleden kaynaklanmaktadır. Algılayıcı sistem, yapının kendi kütlelerine ilave olarak yapıya eklenir ve eğri uydurma yöntemi ile elde edilen deneysel verilerin yapısal doğal frekanslarında doğru olmayan yargıların elde edilmesi ile sonuçlanır. Bu etkinin, test edilecek yapı hafifledikçe daha da hissedilir biçimde artacağı açıktır. Bu nedenledir ki, çok hafif yapıların modal analiz uygulamalarında, bu çalışmada incelenen ‘kütle yüklemesi’ etkisi ile ilgili araştırmalar artmaktadır.

Yapı üzerine yerleştirilmiş sensörlerin kütle yüklemesi etkisi için basitleştirilmiş bir analitik formülasyon, incelenen yapının dinamik rijitlik değeri ‘ z_0 ’ ile aynı yapıya eklenen ilave kütle ‘ m_h ’ sonucu değişime uğrayan rijitlik değeri ‘ Z_m ’ ile ilişkilendirilerek aşağıdaki eşitlik ile verilir;

$$Z_m = z_0 - m_h \cdot \omega^2 \quad (3.35)$$

Eşitlik 3.35 bu olayda, etkili olan ilgili parametrelerin fonksiyonel etkilerini göstermektedir. Genelde ‘kütle yüklemesi’, ölçülen sistemin dinamik rijitliğinde bir azalmaya neden olur, bu nedenle deneysel olarak ölçülen doğal frekanslar daha gerçekte olması gereken değerden daha düşük değerler olarak değişime uğrar[9,10]. Buna paralel olarak eşitlik 3.35 kütle yüklemesinin frekansla bağlantılı olduğunu ve direkt olarak sensörün frekans kullanım alanını sınırlayacağını göstermektedir.

Ağır bir sensör, nispeten daha hafif bir yapıyla irtibatlandırıldığında, özellikle yüksek frekans sahalarında güvenilir olmayan verilerin elde edilmesine yol açar[10]. Sonuç olarak, kütle yüklemesi aynı zamanda lokal dinamik rijitlik ve transdüser kütlesi arasındaki orana çok duyarlıdır.

3.7.2.1. Türbin kanatçıklarında ivmeölçer kullanılarak yapılan modal test

İvmeölçerin neden olduğu kütle yüklemesi etkisinin incelendiği testte şekil 3.39’da görülen, hassas bir impact-hammer ve hafif ivmeölçerler kullanılmıştır.

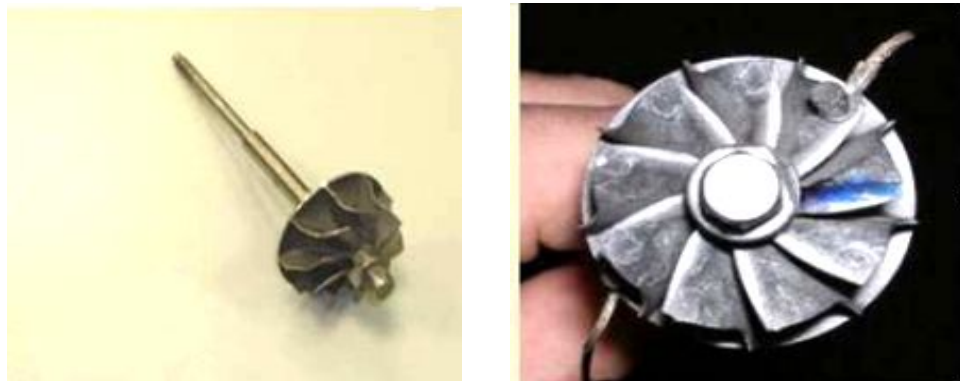


Şekil 3.39. Test için kullanılan hafif ivmeölçerler ve çekiç

Al alaşımından imal edilmiş, 56,6 gram ağırlığındaki 9 kanatçıklı bir otomobil türbininin kanatçıkları üzerine, yapışkanlı tipte 2 adet ivmeölçer yerleştirilmiştir. Kütle yüklemesi etkisini minimum düzeyde tutmak amacıyla, ivmeölçerlerin mümkün olduğunca hafif olmasına dikkat edilmiş ve 0,15 gram ağırlığında ivmeölçerler kullanılmıştır. Türbinin imal edildiği malzemeye ait özellikler aşağıdaki çizelgede belirtilmiştir.

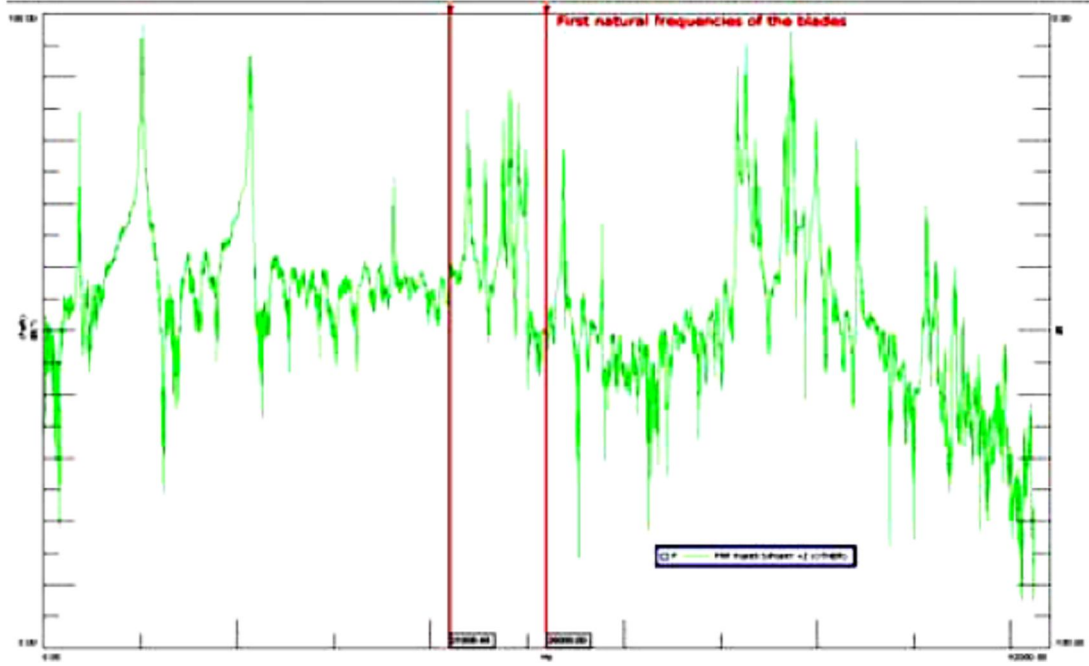
Çizelge 3.2. Türbinin imal edildiği malzemeye ait özellikler

Yoğunluk (d)	Elastisite Modülü (E)	Poisson Oranı (ν)	Akma Gerilmesi(σ_{ak})
2.6898 kg/dm ³	69 x 10 ³ MPa	0.33	140 MPa



Şekil 3.40. Otomobil turbo türbini ve kanatçıklara yerleştirilmiş iki ivmeölçer

Bu şartlar altında yapılan modal test sonucunda, kanatçık doğal frekanslarının 20 KHz ile 26 KHz lik bir frekans aralığı içine düştüğü belirlenmiştir. İlk 15 moda ait doğal frekansların yüksek bir sıklıkta dağılım göstermesi, türbinin yapısal cevabın gözlendiği aşağıdaki frekans spektrumunda, pick noktalarının belirgin olarak görülememesine yol açmıştır.



Şekil 3.41. İvmeölçer kullanılarak yapılan testten elde edilen frekans spektrumu

Çizelge 3.3. İvmeölçer ile yapılan testten elde edilen sonuçlar

Mod	Frekans (kHz)	Sönüm Oranı (%)	Mod	Frekans (kHz)	Sönüm Oranı(%)
1	21.927	% 0.09	9	24.323	% 0.05
2	22.617	%0.04	10	24.495	%0.58
3	22.687	%0.04	11	24.613	%0.98
4	22.970	%0.10	12	24.770	%0.04
5	23.698	%0.23	13	24.892	%0.07
6	23.762	%0.81	14	25.156	%0.06
7	23.921	%0.04	15	25.200	%0.08
8	24.087	%0.13			

3.7.2.2. Türbin kanatçıklarının modal testinde micro-flown sensörü kullanılarak yapılan test

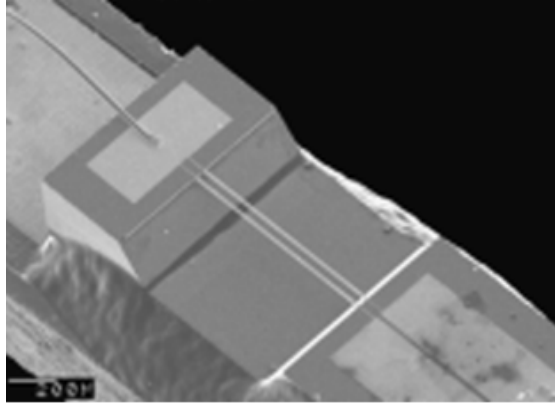
Son yıllarda modal test etmede, temassızlık yaklaşımı ön plana çıkmaktadır. Bu yaklaşımda özellikle hafif yapıların modal testlerinde, ivmeölçerler yerine ‘‘Micro-Flown’’ sensörleri kullanılmaktadır. Bu sayede algılayıcı sistem, test edilecek yapıdan tamamen bağımsız bir biçimde veri toplamakta ve kütle yüklemesi etkisi tamamen bertaraf edilmiş olmaktadır. Micro-flown sensörleri akustik yoğunluğun ölçümü için özel olarak tasarlanmıştır[11].



Şekil 3.42. Micro-flown sensörü

Micro-Flown sensörü, ses dalgalarının yarattığı basınç sonucu hareketlenen hava partiküllerinin hızını ölçen akustik bir sensördür. Micro-flown sensörü klasik anemometrelerdeki gibi tek bir kızgın tel yerine iki çok ince kızgın tel içeren bir yapıya sahiptir. Ayrıca çalışma prensibi açısından da farklılık arz eder. Micro-flown sensörlerinde, tellere dikey doğrultuda etki eden partikül hız sinyali, teller üzerindeki sıcaklık dağılımını anlık olarak değiştirir. Bunun nedeni tellerden birine yukarı yönlü hava akımı, diğerine ise aşağı yönlü hava akımının temas etmesi sonucu, yukarı yönlü hava akımı temas eden telin aşağı yönlü hava akımı temas eden telden daha fazla soğuması ve ortaya çıkan sıcaklık farkının tellerde meydana getirdiği direnç farklılığıdır[11].

Ortaya çıkan bu direnç farklılığı 0Hz den 20kHz' e kadar ulaşan band genişliğinde lineer bir sinyal elde edilmesini sağlar. Partikül hızı ile orantılı olarak 135 Db'e kadar çıkan geniş bir doğrusal sinyal elde edilir. Sensör 500°C ye kadar olan sıcaklara dayanıklıdır. Uygulama prensibine bağlı olarak sensör hassasiyeti sıcaklık değişimlerinden etkilenmez. Düşük frekanslarda, partikül hız sensörlerinin hassasiyeti her oktavda yaklaşık 6Db artar 100Hz – 1kHz aralığında frekans cevabı nispeten daha doğru ölçülür. 10 kHz in üzerindeki frekanslarda ise hassaslık, her oktav için 6dB'lik bir düşüş gösterir. Bu her iki etki, tellerin termal sıcaklık kapasitesi koşullarından kaynaklanır. Buna karşın sensörün propları vasıtası ile sinyal koşullama işlemi uygulanıp, analizör yazılımına kalibrasyon değerleri girilerek doğru frekans cevapları elde edilebilmektedir[13]. Şekil 3.43.'de bir mikro-flown sensörü probunun yakınlaştırılmış görüntüsü görülmektedir.



Şekil 3.43. Micro-flown sensörü probunun yakınlaştırılmış görüntüsü

Türbinde micro-flown sensörü kullanılarak yapılan ikinci testte, algılayıcı sistem yapıdan tamamen bağımsız olup, sadece yapıya çok yakın bir mesafede tutulmak suretiyle veri toplamaktadır. Ayrıca uygulanan tahrik kuvvetinin yapının sadece kanatçık bölgelerinde daha etkili olması için türbin rotoru ile kanatçıklar arası bölge çok yumuşak bir sünger kullanılarak izole edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 3.44. Micro-flown sensörü kullanılarak yapılan ikinci test

Çizelge 3.3. Micro-flown sensörü kullanılarak yapılan testten elde edilen sonuçlar

Mod	Frekans (kHz)	Sönüm Oranı (%)
1	21.974	% 0.02
2	22.876	%0.02
3	23.762	%0.02
4	24.035	%0.02
5	24.157	%0.02
6	24.237	%0.02
7	24.598	%0.02
8	24.980	%0.02
9	25.242	%0.02

Çizelge 3.2 ve çizelge 3.3’ deki ilk 9 mod incelendiğinde, belirlenen doğal frekans değerleri üzerindeki kütle yüklemesi etkisi açıkça görülmektedir. İvmeölçerler kullanılarak elde edilen doğal frekans değerleri ilk 9 mod için sürekli olarak micro-flown sensörü ile elde edilmiş olan değerlerden daha düşük değerler almıştır. İki test arasındaki bu belirgin farklılık, kanatçıklar üzerine yerleştirilmiş ivmeölçerlerin neden olduğu ilave ağırlık ‘ m_h ’ nin, kanatçıkların ağırlığına göre ihmal edilemeyecek düzeyde olması sonucu, yapının ağırlığında meydana gelen artış nedeni ile yapının ilk durumdaki dinamik rijitlik değeri z_0 ’ ın eşitlik 3.35’ deki $Z_m = z_0 - m_h \cdot \omega^2$ ifadesine göre değişime uğrayarak azalmasından kaynaklanmıştır.

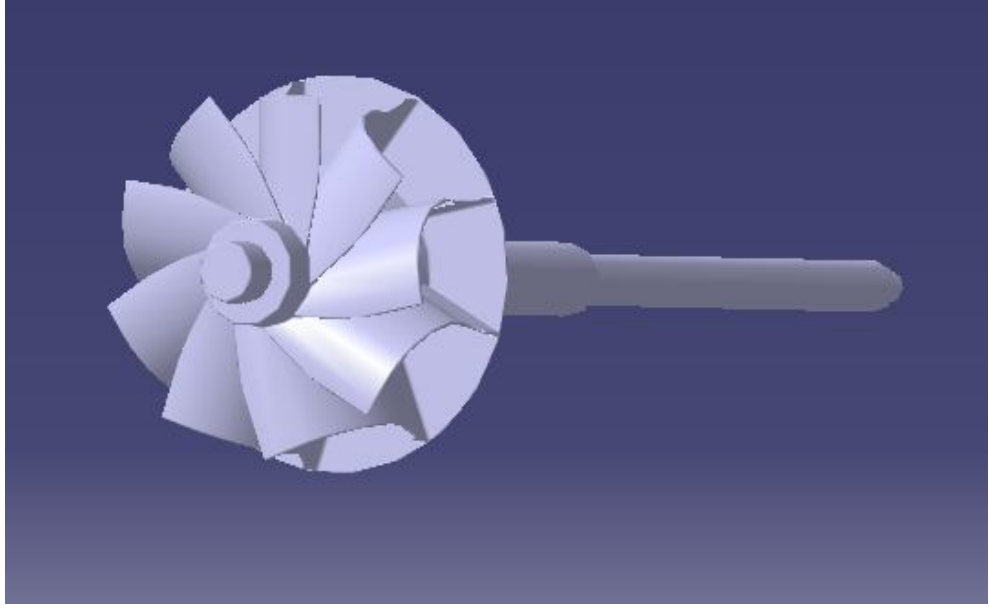
3.7.2.3. Deneysel olarak elde edilen sonuçların sonlu elemanlar yöntemi ile mukayesesi

Uygulamada karşılaşılan mühendislik problemlerinin sadece küçük bir kısmının analitik çözümü mevcuttur. Bu, çözüm aranan bölgede çözüme ait matematiksel ifadelerin bulunabilmesi, yani sonsuz noktada çözümün bilinmesi anlamına gelmektedir. Analitik çözümler yalnızca fiziki problemin bazı basitleştirilmiş ve sadeleştirilmiş matematik modelleri için elde edilebilir. Uygulamada karşılaşılan pek çok mühendislik problemi için analitik çözüm bulmak mümkün değildir. Genellikle deneyimli mühendisler veya araştırmacılar problemin tabiatına çok uzak olmayan basitleştirmeler ve varsayımlar altında yaklaşık çözümlere ulaşmaktadırlar. Ancak, örneğin düzgün olmayan geometri, karışık sınır koşulları, üniform olmayan yüklemeler, lineer olmayan malzeme davranışı gibi nedenlerle bu gibi analitik çözümlerin elde edilmesi çok güçleşmekte veya olanaksız hale gelmektedir. Sonlu elemanlar yönteminin kullanılması halinde bu gibi durumlara ait yaklaşık çözümler kolaylıkla elde edilebilmektedir.

Bilgisayar teknolojisindeki ve CAD/CAM/CAE sistemlerindeki hızlı ilerlemeler sayesinde karmaşık mühendislik problemleri artık eskisine göre daha kolay modellenebilmekte ve çözümlenebilmektedir. İlk prototipin üretiminden önce birkaç alternatif model bilgisayar ortamında modellenip, gelişmiş paket programların analiz modüllerinde analiz edilebilmektedir. Bu ilerlemeler sayesinde, temel modelleme teknikleri ve sonlu elemanlar metodunu kullanarak, mühendislik problemlerini çok daha hızlı ve düşük maliyetli bir biçimde çözümlenmek mümkün olabilmektedir.

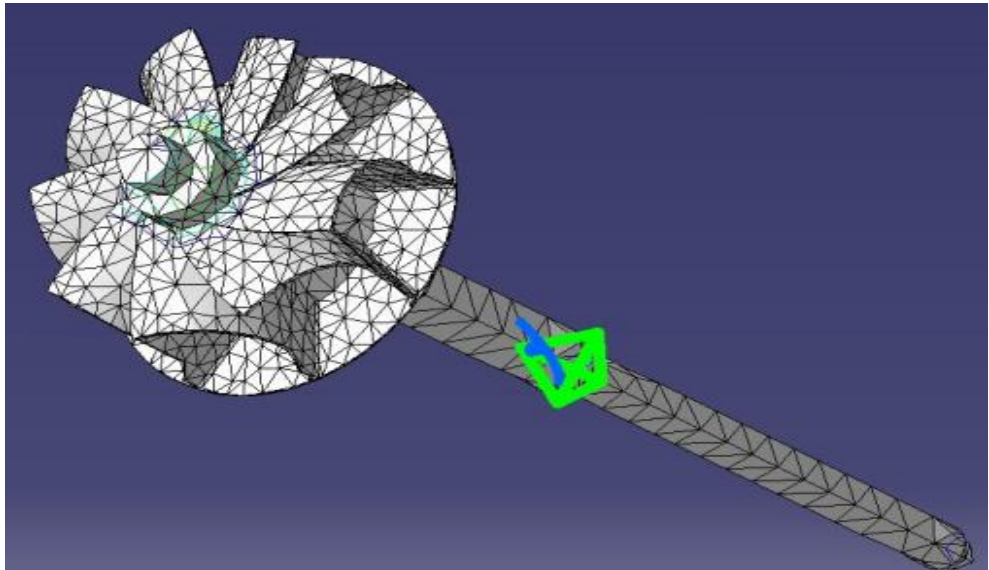
Çalışmada, elde edilmiş deneysel sonuçların, sonlu elemanlar yöntemi ile kontrolü amacıyla Catia V5 ve Ansys yazılımları olmak üzere iki farklı yazılım ile elde edilen nümerik sonuçlar kullanılmıştır.

3.7.2.4. Catia V5 Yazılımı'nda yapılan modal analiz



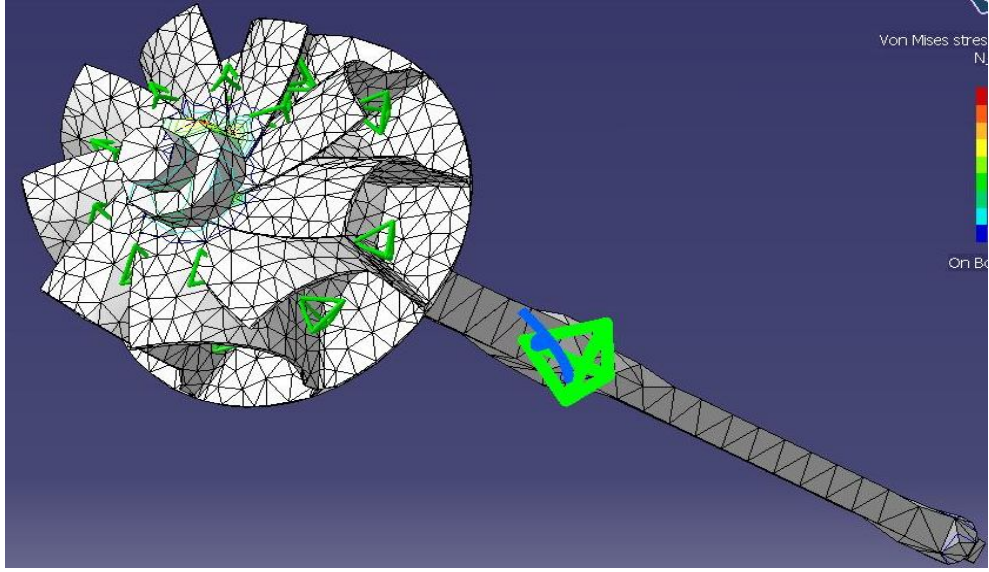
Şekil 3.45. CatiaV5 Yazılımı'nda modellenen türbin geometrisi

Türbinde yapılan doğal frekans analizi için yapı 'mesh' adı verilen sonlu sayıda elemanlara bölünerek türbinin sonlu eleman modeli elde edilmiştir. Şekil 3.46'da türbinin sonlu eleman modeli görülmektedir.



Şekil 3.46. Türbinin Catia V5 Yazılımı'nda elde edilen sonlu eleman modeli

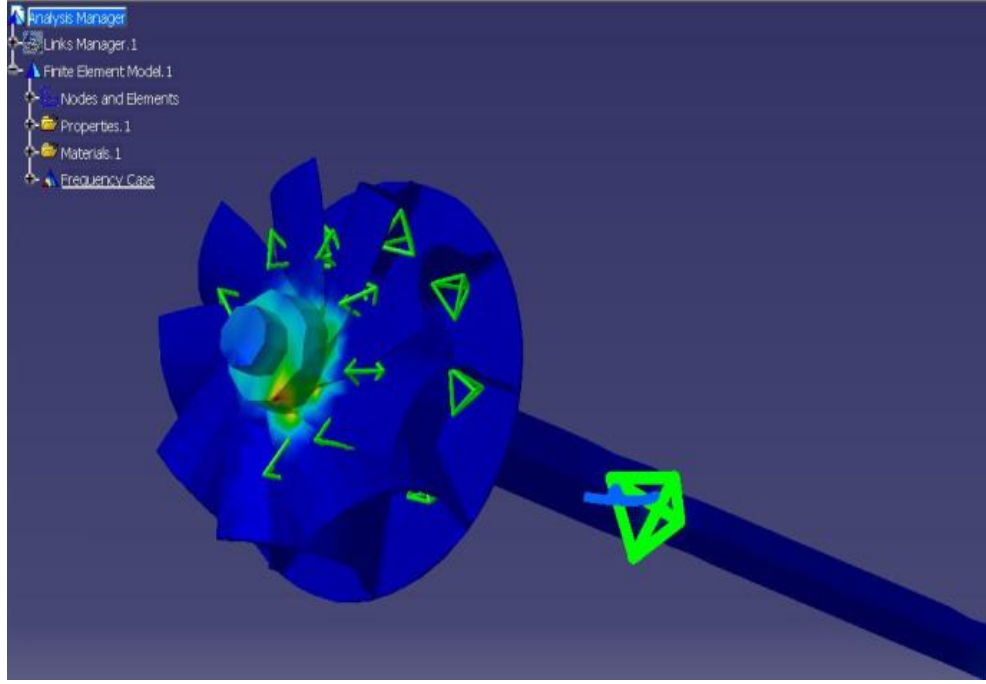
Sonlu elemanlar yönteminde, yapı ne kadar küçük boyutta elemana bölünürse, düğüm noktaları sayısı o kadar artacağından, elde edilecek çözüm hassasiyeti de o derece artacaktır. Bu nedenle, özellikle türbinin kanatçıklarına ait rezonans frekanslarını daha doğru belirlemek ve kanatçıklarda meydana gelecek deformasyonu daha ayrıntılı incelemek amacıyla, kanatçık bölgelerine lokal mesh uygulanmıştır.



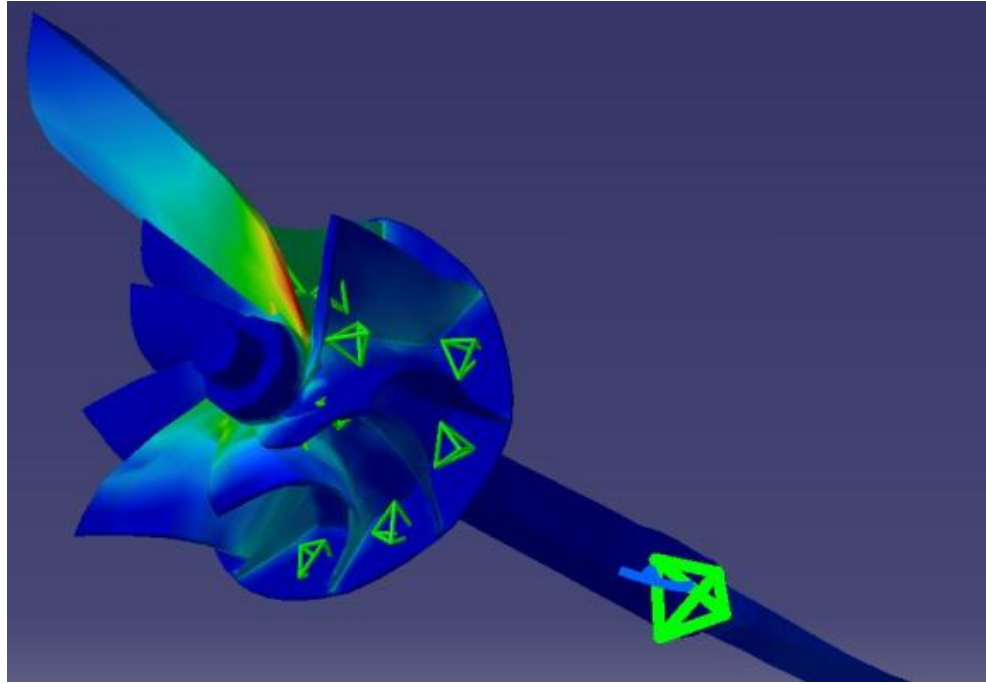
Şekil 3.47. Catia V5 Yazılımı'nda türbin kanatçıklarına lokal mesh uygulanması

Çizelge 3.4. CatiaV5 Yazılımı'nda yapılan modal analizden elde edilen sonuçlar

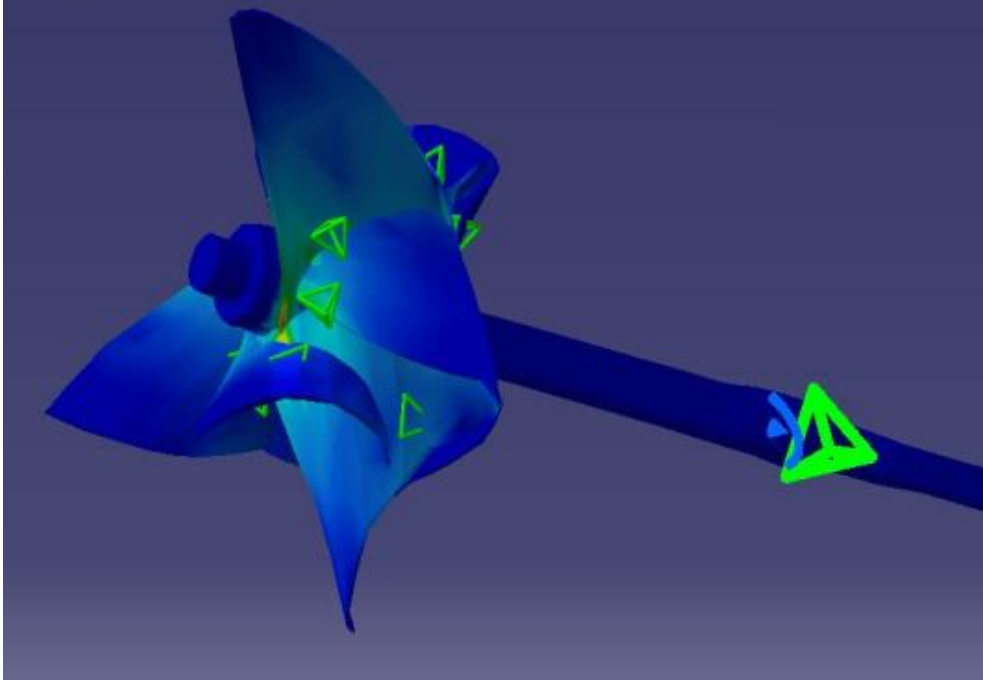
Mod	Frekans (kHz)	Sönüm Oranı (%)
1	21.984	%0.42
2	22.416	%0.49
3	22.711	%0.84
4	23.307	%0.03
5	23.984	%0.02
6	24.337	%0.02
7	24.553	%0.12
8	24.764	%0.05
9	24.987	%0.05



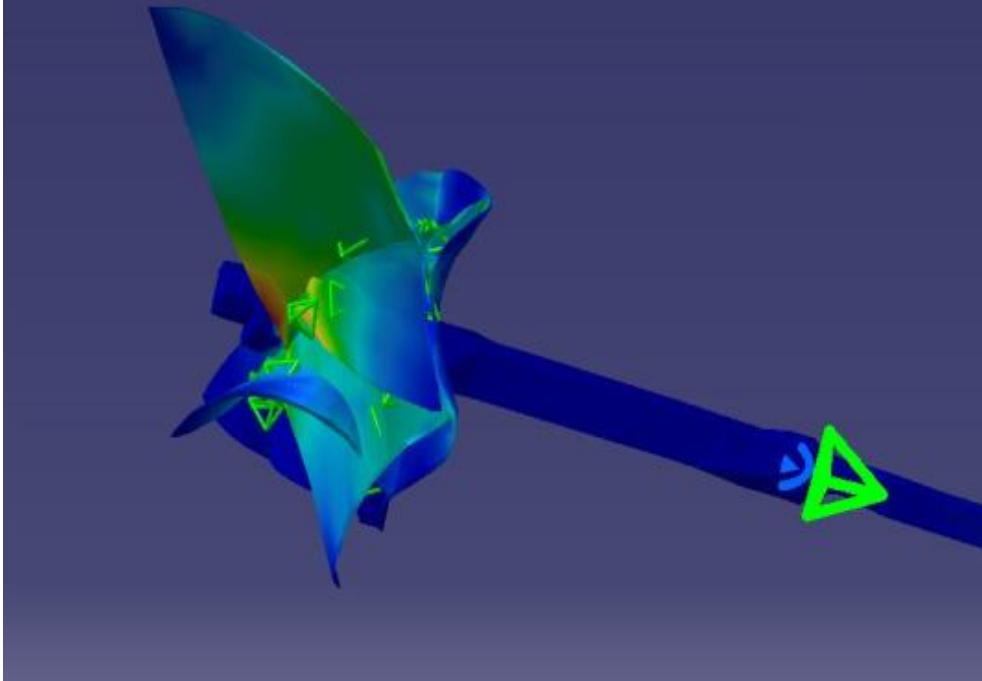
Şekil.3.48. Kanatçıkların 1. modda, 21.984 kHz' de sergilediği yapısal davranış



Şekil.3.49. Kanatçıkların 3. modda, 22.711 kHz' de sergilediği modal davranış

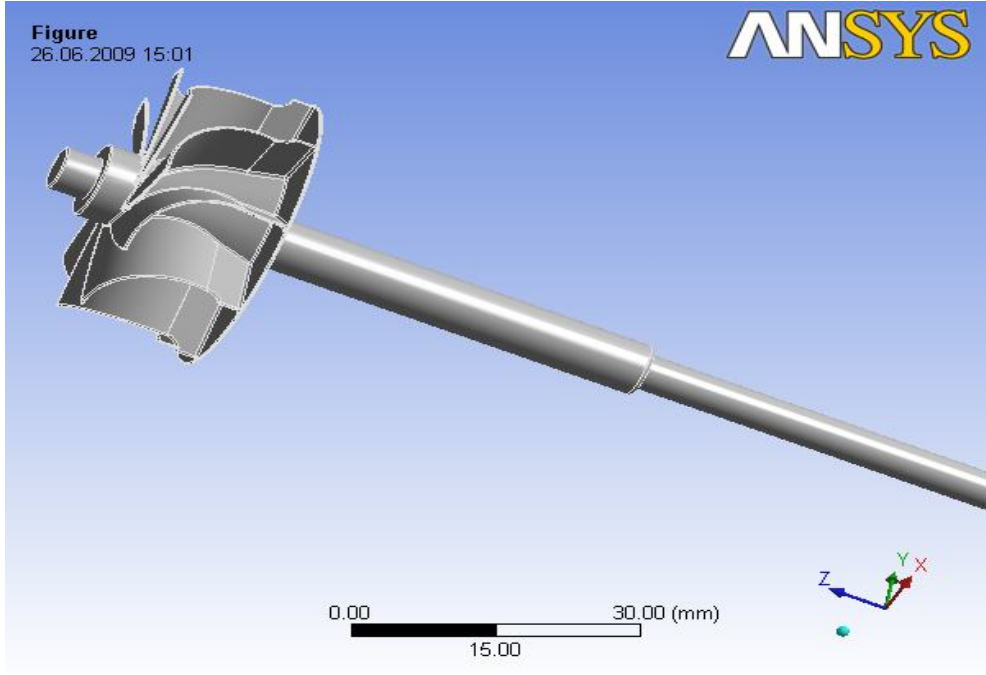


Şekil.3.50. Kanatçıkların 5. modda, 23.984 kHz' de sergilediği modal davranış

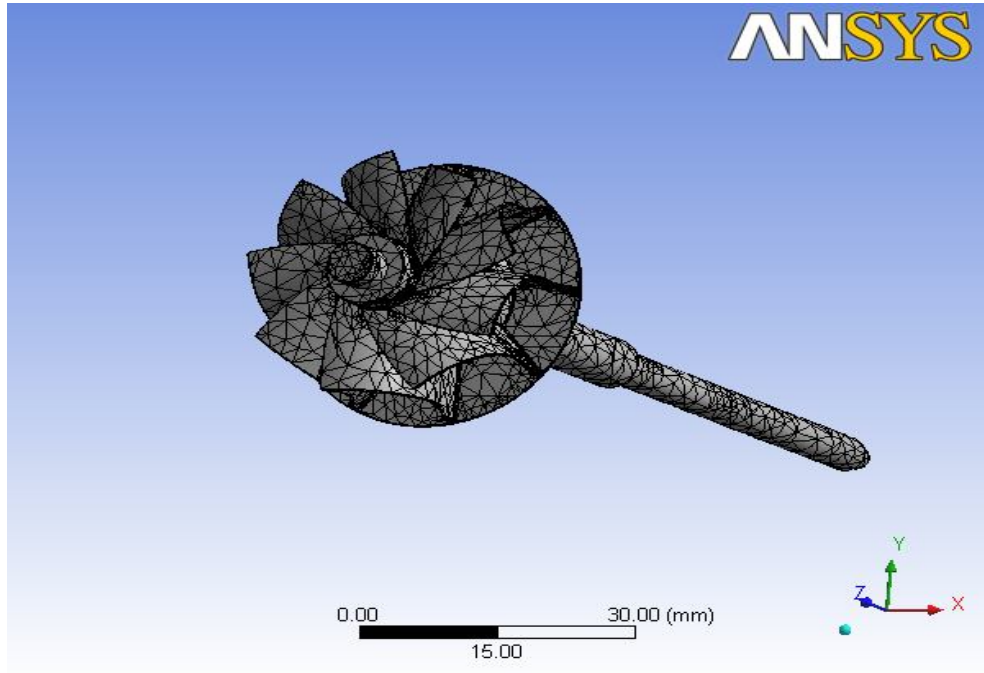


Şekil.3.51. Kanatçıkların 6. modda, 24.337 kHz' de sergilediği modal davranış

3.7.2.5. Ansys Yazılımı'nda yapılan modal analiz



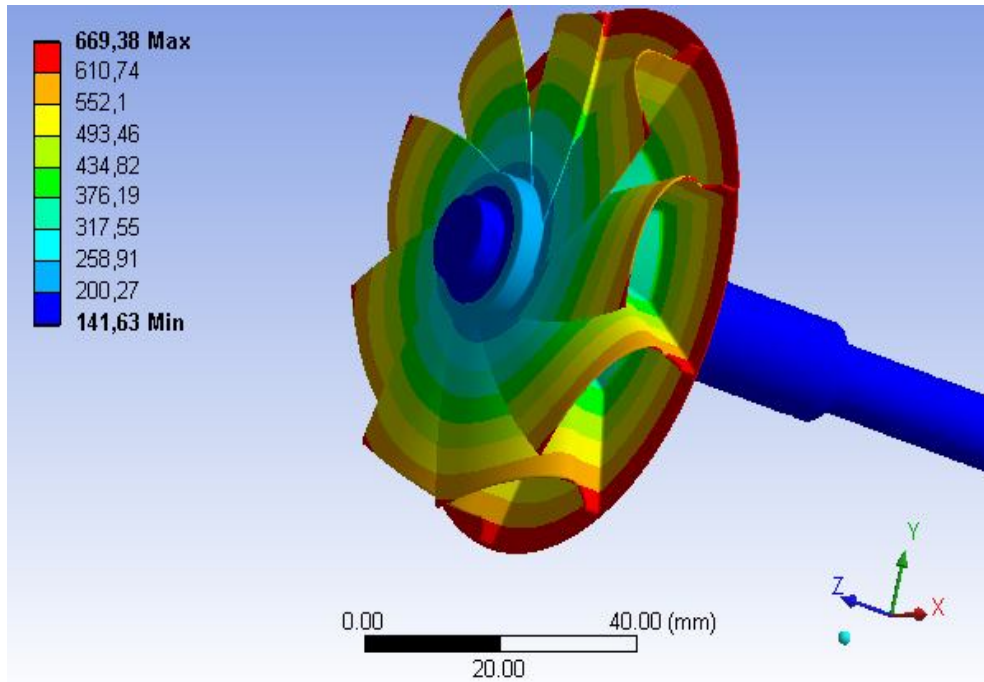
Şekil 3.52. Türbin geometrisinin Ansys Yazılımı'na aktarılması



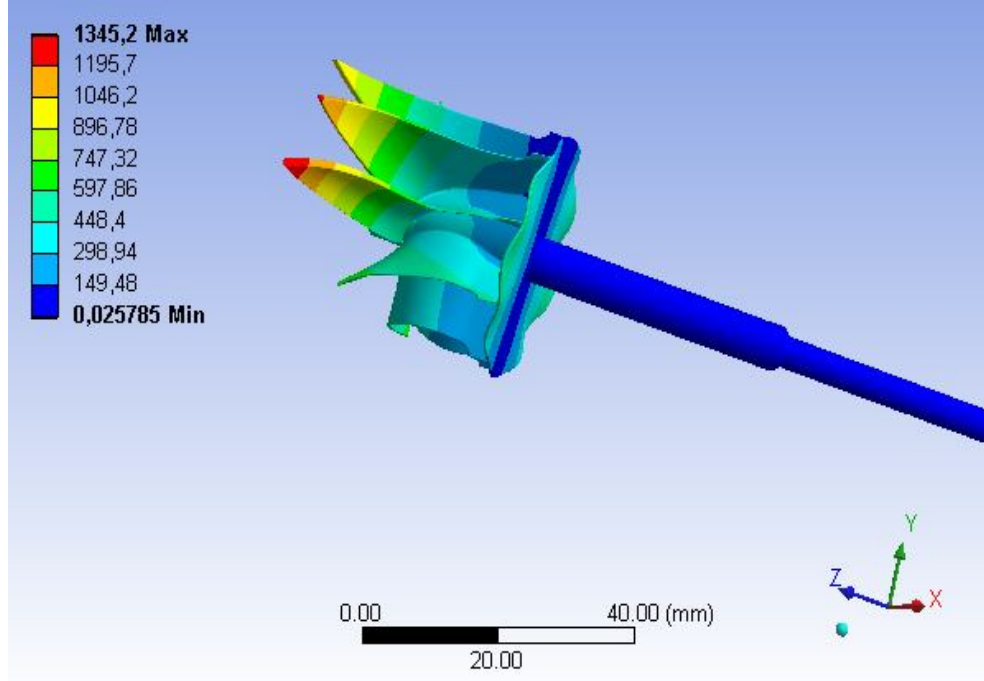
Şekil 3.53. Türbinin Ansys Yazılımı'nda elde edilen sonlu eleman modeli

Çizelge 3.5. Ansys Yazılımı'nda yapılan modal analizden elde edilen sonuçlar

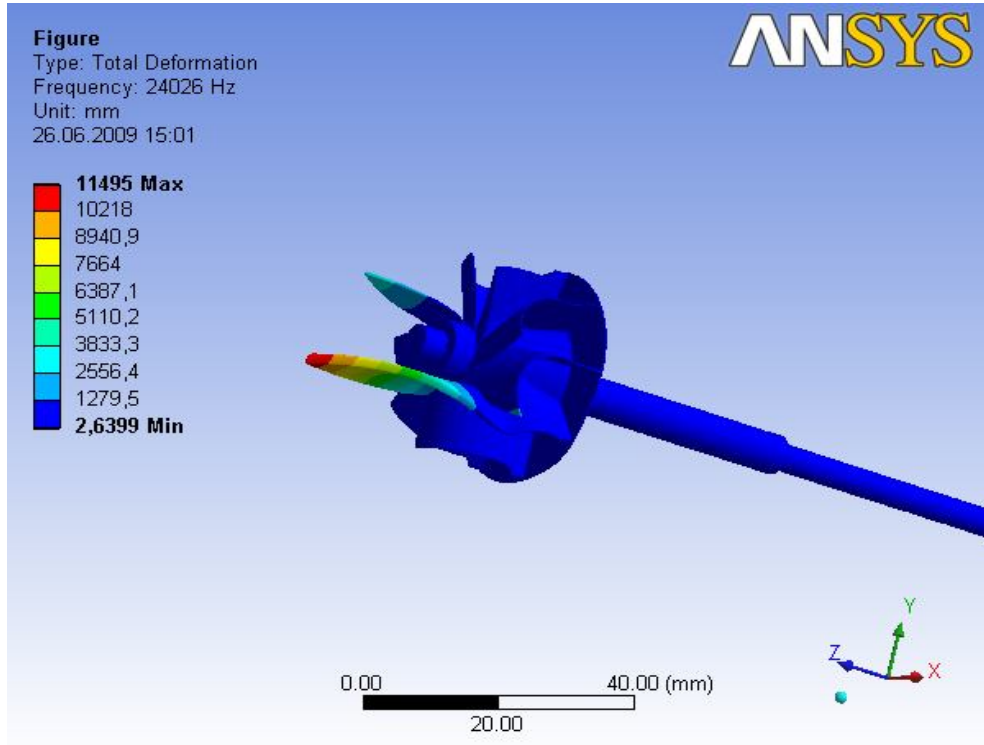
Mod	Frekans (kHz)	Sönüm Oranı (%)
1	21.893	%0.43
2	22.309	%0.51
3	22.873	%0.86
4	23.584	%0.02
5	24.026	%0.02
6	24.249	%0.02
7	24.602	%0.11
8	24.823	%0.05
9	25.004	%0.05



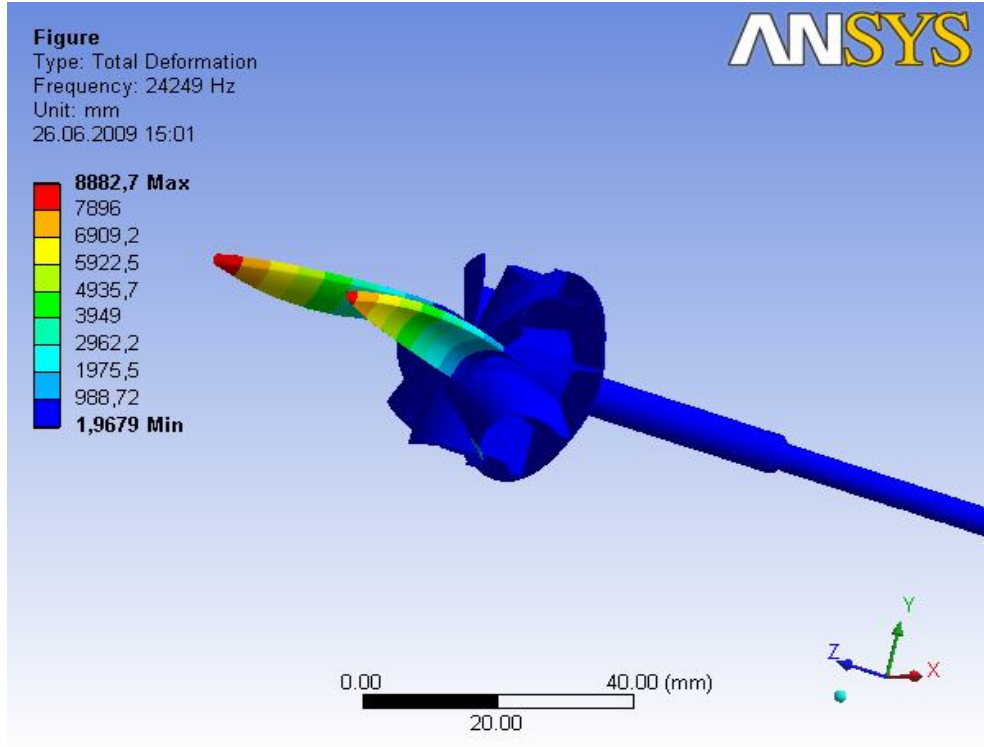
Şekil 3.54. Kanatçıkların 1. modda, 21.893 kHz' de sergilediğim modal davranış



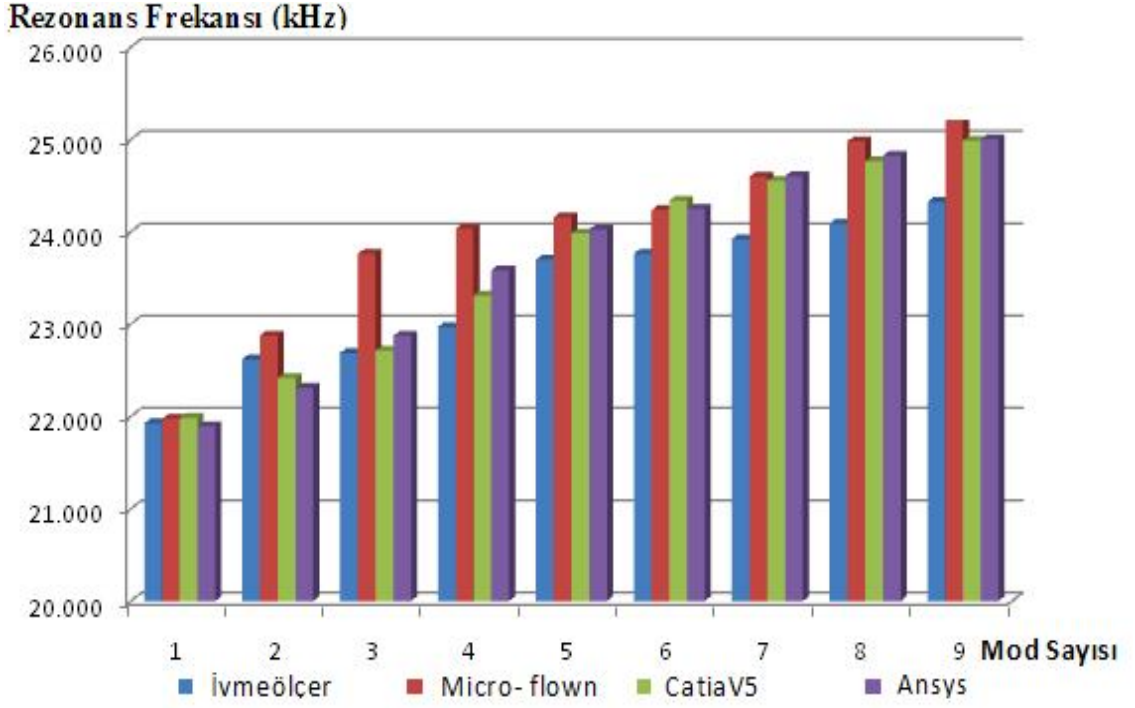
Şekil 3.55. Kanatçıkların 3. modda, 22.873 kHz' de sergilediği modal davranış



Şekil 3.56. Kanatçıkların 5. modda, 24.026 kHz' de sergilediği modal davranış



Şekil 3.57. Kanatçıkların 6. modda, 24.249 kHz' de sergilediği modal davranış



Şekil.3.58. Kullanılan yöntem ve belirlenen rezonans frekansları arasındaki farkın grafiksel ifadesi

Türbin kanatçıklarına ait rezonans frekanslarının kullanılan yöntemlere göre dağılımını özetleyen yukarıdaki grafik incelendiğinde, en yüksek uyumun CatiaV5 ve Ansys yazılımlarında elde edilen nümerik sonuçlar arasında yakalandığı görülmektedir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA:

Yapılan çalışmada, modal testlerde karşılaşılan sistematik hatalar ve yapı üzerine yerleştirilen algılayıcı sistemlerin, test edilecek yapının dinamiğinde meydana getirdiği değişimler incelenmiştir. Hafif yapıların modal analizlerinde, temaslı ve temassız algılayıcı sistemleri kullanılarak elde edilmiş test sonuçları ile sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Elde edilen rezonans frekansları için 24 kHz sınırı baz alınıp, ivmeölçer kullanılarak yapılan deneysel modal analiz sonuçlarını gösteren çizelge 3.2 incelendiğinde, türbinin kanatçıklarına ait rezonans frekanslarının ancak 8. modda 24 kHz mertebelerine ulaştığı görülürken, micro - flown sensörü kullanılarak yapılan deneysel modal analiz sonuçlarını gösteren çizelge 3.3 incelendiğinde ise türbinin kanatçıklarına ait rezonans frekanslarının 24 kHz mertebesine henüz 4. modda ulaştığı görülmektedir.

Bu sonuçların sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilecek sonuçlarla mukayesesi amacıyla, Catia V5 Yazılımı'nda türbinin üç boyutlu modellemesi yapılmıştır. Yapı ilk önce Catia V5 Yazılımı'nın analiz modülünde, uygun sınır şartları ve malzeme özellikleri girilmek suretiyle modal analiz işlemine tabi tutulmuştur. Catia V5 Yazılımı ile elde edilen rezonans frekanslarını gösteren çizelge 3.4 incelendiğinde, kanatçıklara ait rezonans frekanslarının 24 kHz mertebesine 6. modda ulaştığı görülmektedir. Daha sonra sonlu elemanlar yönteminin güvenilirliğini kontrol amacıyla, türbinin üç boyutlu modeli Ansys Yazılımı'na aktarılarak aynı şartlar altında modal analiz işlemi tekrarlanmıştır. Ansys Yazılımı ile elde edilen rezonans frekanslarını gösteren çizelge 3.5 incelendiğinde, bu kez kanatçıklara ait rezonans frekanslarının 24 kHz mertebesine 5. modda ulaştığı görülmektedir.

İki farklı yazılımın sonlu elemanlar metodu ile sağladığı sonuçlar incelendiğinde, mod sırasına göre Catia V5 Yazılımı'nın 5. modda 23.984 kHz, Ansys Yazılımı'nın ise 5. modda 24.026 kHz değerlerini verdiği ve aradaki farkın 0.042 kHz gibi ihmal edilebilecek bir düzeyde olduğu görülmüştür.

Deneysel yöntemlerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde ise ivmeölçer kullanılarak yapılan testte 5. modda 23.698 kHz, micro- flown sensörü kullanılarak yapılan testte 5. modda 24.157 kHz değerlerinin elde edildiği ve aradaki farkın 0.459 kHz gibi nispeten çok daha büyük bir değerde olduğu görülmüştür. Bu durum hafif yapıların modal testlerinde, micro-flown sensörleri veya sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilecek sonuçların, ivmeölçerler gibi yapı ile temas ederek veri toplayan sensörlere göre daha doğru ve güvenilir sonuçlar verdiğini göstermiştir.

Elde edilen veriler, modal testlerde, yapının rezonans frekanslarını belirlemek amacıyla kullanılan temaslı sensörlerin (ivmeölçerler), hafif yapılarda kütle yüklemesi etkisine neden olarak, sistemin dinamik davranışını etkilediği ve belirlenen rezonans frekanslarının normalden daha düşük değerler olarak belirlenmesine yol açtığını göstermiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Çalışmada, modal analiz konusunda yapılan deneysel çalışma ve testlerin doğruluğunun, araştırmacının bilgi ve tecrübesi yanında, test düzeneğinin doğru biçimde kurulması, kullanılan ölçüm cihazlarının doğru seçilmesi ve yapısal farklılıklara uygun hassasiyette olması gibi faktörlere de sıkı sıkıya bağlı olduğu ortaya konmuştur. Modal testlerde güvenilir sonuçların elde edilebilmesi için göz önünde bulundurulması gereken hususlar ele alınmış ve testler esnasında sıklıkla karşılaşılan sistematik hataların bertarafı açısından bazı önemli hususlara değinilmiştir.

İncelenen turbo türbininin kanatçıklarına ait rezonans frekanslarının belirlenmesi amacıyla, üç farklı yaklaşım ile gerçekleştirilmiş testlerin sonuçları incelendiğinde, kanatçıklar için belirlenen rezonans frekanslarının farklı değerler olarak belirlendiği görülmüştür. Rezonans frekansları arasındaki bu belirgin farklılığın özellikle hafif yapılarda, yapı ile temas ederek veri toplayan sensörlerin (ivmeölçerler) sahip olduğu ağırlığın, yapının doğal dinamiğini etkileyerek, sistemin dinamik rijitliğinin azalmasına yol açtığı, bu durumda yapıya ait rezonans frekanslarının olması gerekenden çok daha düşük frekans değerlerinde belirlenmesine neden olduğu görülmüştür. Bu durum, bu tarz hafif yapıların rezonans frekanslarının belirlenmesi çalışmalarında tercih edilebilecek en uygun yöntemlerin, micro-flown sensörü kullanımı ya da sonlu elemanlar yaklaşımı olduğunu ortaya koymaktadır.

Bir sistemin verimli ve düzgün çalışması için irili - ufaklı birçok parçanın görev yapması gerektiği düşünüldüğünde, sistemi oluşturan herhangi bir parçanın rezonansa girmesi sonucu oluşacak hasarın diğer tüm parçaları da etkileyerek, bütün sistemin hasar görmesine yol açacağı her zaman göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle özellikle insan hayatının söz konusu olduğu; uçaklar ve diğer toplu taşıma araçlarının yüksek devir ve titreşim şartlarında çalışan kritik paçalarının rezonans frekansları titizlikle belirlenmelidir.

Deneysel ya da teorik bütün araştırma ve analizler çeşitli kısıtlamalar ve bazı yapısal özelliklerin yol açtığı nedenlerden ötürü belirli oranlarda hatalar içerir. Bu nedenle önemli olan bu çalışmalar esnasında, denenen farklı yaklaşımlardan en tutarlı sonuçları veren yaklaşımın hangisi olduğuna karar vermek ve incelemeleri bu yaklaşım üzerinden sürdürmektir.

Gelişmiş ülkelerin makine imalat endüstrileri incelendiğinde, yoğun şekilde kullanılan bilgisayar destekli mühendislik uygulamalarının, kaliteli ürün geliştirme ve maliyetlerin azaltılması konusunda son derece yararlı olduğu görülmektedir. Teknolojideki baş döndürücü gelişmelere ve endüstriyel alandaki uluslararası rekabete ayak uydurulabilmesi bakımından, ülkemizde ar-ge faaliyetlerine gereken önemin verilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, üniversite - sanayi işbirliğinin geliştirilmesi ve ülkemizin teknoloji üretme ve geliştirme potansiyelinin daha iyi değerlendirilmesi ümit edilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Ewins, D. “Modal Testing Theory And Practice”, John Wiley and Sons, s., 20-245 New York, (1984)
- [2] Dokumacı, E. ‘Mekanik Titreşimler’, Makine Müh. Odası Yayınları, Cilt 1. s., 602-636, (1994)
- [3] Roy, R. Ve Craig, J. ‘Fundamentals Of Structural Dynamics’ Hoboken, N.J, USA, 2nd Edition, s., 62-175, (2006)
- [4] Rocklin, G Ve Klosterman, L. “Direct Structural Modification Using Frequency Response Functions” , 2nd International Modal Analysis Conefrence, (1984)
- [5] Brown, D. Ve Jorgensen, J. “Machine-Condition Monitoring Using Vibration Analysis” Brüel& Kjeaar Application Notes, (1992)
- [6] Corelli, D. Ve David, L. Brown “Impact Testing Considerations Proceedings of the 3nd International Modal Analysis Conference”, (1988)
- [7] Decker, J. Ve Witfeld, H. “Correction Of Transducer-Loading Effects In Experimental Modal Analysis” ,Proceedings Of The 13th IMAC, Nashville, s., 1604-1608, (1995)
- [8] Cakar, O. Ve Sanliturk, K. “ Elimination Of Transducer Mass Loading Effects From Frequency Response Functions”, Mechanical Systems and Signal Processing, s., 87–104, (2003)
- [9] Baldanzini, N. Ve Pierini, M, “An Assessment Of Transducer Mass Loading Effects On The Parameters Of An Experimental Statistical Energy Analysis (SEA) Model”, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 16, Issue 5, s., 885-903, (2002)
- [10] Vecchio, A. Ve Valent, L. “Impact Of Test Data Uncertainties On Modal Models Extracted From Multi-Patch Vibrations Test” Trieste -Italy, s., 47-160, (2005)
- [11] Valent, L. Ve Vecchio, A. Bregant, L. “Particle Velocity Sensors For Modal Testing Of Light Weight Structures, Published On The Proceeding Of SEM Annual Conference”, Saint Luois, (2006)
- [12] Bregant, L. Ve Bressanutti, M. “Non Contact Sensors Comparison For Dynamic Testing Of Lightweight Structures”, s., 1860-1866, (2006)
- [13] Microflown USP Manual, Microflown Technologies, Zevenaar, www.microflown.com, [15 Temmuz 2008]

ÖZGEÇMİŞ

12 Nisan 1982’de Mersin’de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Mersin Özel Toros Koleji’nde, lise öğrenimini Mersin Dumlupınar Lisesi’nde tamamladı. 2002 yılında Uludağ Üniversitesi Müh. Mim. Fak.’de Makine Mühendisliği Lisans programına başladı. Aynı yıl Anadolu Üniversitesi’nin İkinci Üniversite Programı dâhilinde, Açık Öğretim Fakültesi İşletme Lisans programına kaydoldu. Stajlarını 2004’de Paşabahçe Cam Sanayi A.Ş Mersin Fabrikası’nda, 2005’de Alseko Demir Çelik A.Ş Bursa Fabrikası’nda tamamladı. 2005 yılında stajyer öğrenci olarak bir mühendislik şirketinde üç boyutlu tasarım ve sonlu elemanlar yöntemi üzerine çalışmalar yaptı. 2006 yılında makine mühendisliği ve işletme lisans programlarını tamamlayarak, aynı yıl Mersin Üniversitesi Müh. Mim. Fak.’de yüksek lisans öğrenimine başladı. 2007 yılında askerlik hizmetini yerine getirmek amacıyla yüksek lisans öğrenimine ara vererek, askerliğini Kars 14.Mek. Piy. Tug ’ da yedek subay olarak tamamladı. 2009 Temmuz ayı itibariyle Mersin Üniversitesi’ndeki yüksek lisans öğrenimini tamamlamış bulunmaktadır.