

**T.C.**  
**GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOTİV FAN KANADININ DİNAMİK KARAKTERİSTİĞİNİN**  
**DENEYSEL VE TEORİK MODAL ANALİZ METOTLARI İLE**  
**İNCELENMESİ**

**EMRE BALDAN**  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GEBZE**  
**2018**

**T.C.**  
**GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOTİV FAN KANADININ DİNAMİK**  
**KARAKTERİSTİĞİNİN DENEYSEL VE**  
**TEORİK MODAL ANALİZ METOTLARI**  
**İLE İNCELENMESİ**

**EMRE BALDAN**  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMANI**  
**PROF. DR. MEHMET ALİ ARSLAN**

**GEBZE**

**2018**

**T.R.**  
**GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY**  
**GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

**DETERMINATION OF DYNAMIC  
CHARACTERISTICS OF AUTOMOTIVE  
FAN BLADE BY EXPERIMENTAL AND  
THEORETICAL MODAL ANALYSIS  
METHODS**

**EMRE BALDAN**

**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF SCIENCE  
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

**THESIS SUPERVISOR  
PROF.DR.MEHMET ALİ ARSLAN**

**GEBZE  
2018**

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 20/06/2018 tarih ve 2018/32 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 18/07/2018 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Emre Baldan'ın tez çalışması MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

**JÜRİ**

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI)

: PROF. DR. MEHMET ALİ ARSLAN

*M. Ali Arslan*

ÜYE

: DOÇ.DR. İLYAS KANDEMİR

*Ilyas Kandemir*

ÜYE

: DR. ÖĞRETİM ÜYESİ ERTUĞRUL ÇETİNSOY

*Ertugrul Cetinsoy*

**ONAY**

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

...../...../..... tarih ve ...../..... sayılı kararı.

## ÖZET

Yapıların dinamik yükler etkisindeki davranışları, her bir yapı için karakteristik özelliğe sahip dinamik parametreler kullanılarak belirlenmektedir. Yapıların dinamik özelliklerinin deneysel olarak araştırılmasında kullanılan deneysel modal analiz yöntemi son yıllarda önem kazanan bir konu haline gelmiştir. Tasarım aşamasında mühendislik yapılarının, çalışma şartlarında maruz kalacakları statik ve dinamik yüklere karşı verecekleri cevaplar açısından incelenmesi oldukça önemlidir. Yapılarda titreşimlere neden olan dinamik yüklere karşı sistemlerin verdiği cevaplar sinyal analiz teknikleri kullanılarak belirlenebilir. Bu şekilde frekans analizleri gerçekleştirilerek, yapıların dinamik parametreleri olarak adlandırılan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları elde edilebilir. Bu çalışmada otomotiv soğutma fanı yapısının ve tek kanat yapısının dinamik parametreleri teorik ve deneysel modal analiz yöntemleri kullanılarak belirlenmiştir. Çalışma kapsamında fan yapısı tanıtılmış ve deneysel ile teorik modal analiz yöntemlerine ilişkin literatür araştırılması yapılmıştır. Fan yapısının bir bölümü kesilerek tek fan kanadı yapısı çıkarılmıştır. Tek fan kanadı için deneysel ve teorik modal analiz çalışmaları korelasyonlu şekilde yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Daha sonra fan yapısının tamamı için deneysel ve teorik modal analiz çalışmaları yapılarak sonuçlar incelenmiştir. Modal test değerlendirme kriterleri olarak, elde edilen frekans tepki fonksiyonları grafiklerinin pik noktaları, faz değişimleri ve mod şekilleri karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. İki farklı yapı için sonuçlar karşılaştırmalı olarak incelenerek, sadece tek fan kanadı yapısı üzerinde yapılan deneysel ve teorik modal analiz çalışmalarının sistemin tamamı hakkında yeterli bilgi vereceği sonucuna ulaşılmıştır. Deneysel modal analiz ölçümleri ile elde edilen dinamik karakteristiklerin teorik modal analiz sonuçları ile birbirlerine oldukça yakın çıktığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler: Frekans Tepki Fonksiyonları, Deneysel Modal Analiz, Teorik Modal Analiz, Doğal Frekans, Mod Şekilleri, Sönüm Oranları.**

## SUMMARY

Dynamic behaviours of structures that is exposed dynamic loadings, is determined by using dynamic parameters with characteristic features for each of the structures. Experimental modal analysis method used for searching dynamic behaviour of structures as experimental method, is become a subject that is gained more importance in recent years. In the structures, responses against to dynamic loads which is caused to vibrations can be determined by using signal analysis techniques. In this way by making frequency analysis, natural frequencies, mode shapes and damping ratios that is named dynamic parameters of structures can be acquired. In this thesis dynamic parameters of fan structure and single blade structure was determined by using experimental and theoretical modal analysis methods. Within the scope of thesis, structure of fan is introduced and literature research was made concerning experimental and theoretical modal analysis methods. Single blade structure is derived from fan structure by cutting section. Results is compared for single blade structure by performing experimental and theoretical modal analysis with correlation. Then for complete fan structure, results are examined by performing experimental and theoretical modal analysis methods. As modal test evaluation criteria, peak points, phase change of frequency response graphics and mode shapes is evaluated by comparing results. By comparing results for these structures, performing experimental and theoretical modal analysis only for single blade structure will be sufficient to determine dynamic behaviours for complete of fan structure. As result of research, it is seen that dynamic characteristics obtained from experimental modal results are close to theoretical modal analysis results.

**Key Words: Frequency Response Functions, Experimental Modal Analysis, Theoretical Modal Analysis, Natural Frequencies, Mode Shapes, Damping Ratios.**

## TEŞEKKÜR

Bu alıőmanın gerekleőtirilmesinde, değerli bilgilerini benimle payőalaőan ve yardımlarını esirgemeyen danıőman hocam, Prof. Dr. Mehmet Ali Arslan'a ve desteklerini esirgimeyen aileme teşekkür ederim.



# İÇİNDEKİLER

|  | <b><u>Sayfa</u></b> |
|--|---------------------|
| ÖZET   | v                   |
| SUMMARY  | vi                  |
| TEŞEKKÜR   | vii                 |
| İÇİNDEKİLER  | viii                |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ   | x                   |
| ŞEKİLLER DİZİNİ  | xi                  |
| TABLolar DİZİNİ  | xv                  |
| <br>   |                     |
| 1. GİRİŞ   | 1                   |
| 1.1. Tezin Amacı   | 1                   |
| 1.2. Literatür araştırması   | 3                   |
| 2. TEORİ   | 8                   |
| 2.1. Mekanik Titreşimler   | 9                   |
| 2.2. Yapıların Dinamik Analizi   | 9                   |
| 2.2.1. Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerin Yapısal Dinamiği                    | 12                  |
| 2.2.2. Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Yapısal Dinamiği                    | 18                  |
| 2.3. Sönümleme Mekanizması   | 22                  |
| 2.4. Genel Titreşim Çeşitleri  | 24                  |
| 2.4.1. Sönümsüz Serbest Titreşim Modelinin Oluşturulması                       | 24                  |
| 2.4.2. Sönümlü Serbest Titreşim Modeli ve Dinamik Parametrelerinin Çıkarılması | 25                  |
| 2.4.3. Sönümlü Zorlamalı Titreşim Modelinin Oluşturulması                      | 30                  |
| 3. FAN YAPISININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MODELLENMESİ                      | 34                  |
| 3.1. Sonlu Elemanlar Metodunda Uygulanan İşlemler                              | 36                  |
| 3.1.1. Düğüm Noktası, Eleman ve Şekil Fonksiyonu                               | 36                  |
| 3.1.2. Hareket Denklemi  | 39                  |
| 3.2. Tek Kanat Yapısı İçin Teorik Modal Analiz                                 | 42                  |
| 3.3. Fan Yapısı İçin Teorik Modal Analiz                                       | 51                  |
| 3.4. Kritik Hız Değerleri  | 56                  |



|  |     |
|--|-----|
| 4. FAN KANADININ VE FAN YAPISININ DENEYSEL MODAL ANALİZİ | 64  |
| 4.1. Deneysel Modal Analiz Sistemi                       | 64  |
| 4.1.1. Frekans Tepki Fonksiyonlarının Ölçümü             | 64  |
| 4.1.2. Genel Modal Test Sistemleri                       | 66  |
| 4.2. Tek Fan Kanadının Deneysel Modal Analiz Ölçümleri   | 70  |
| 4.3. Fan Yapısının Deneysel Modal Analiz Ölçümleri       | 86  |
| 5. SONUÇLAR ve YORUMLAR                                  | 94  |
| KAYNAKLAR  | 99  |
| ÖZGEÇMİŞ   | 103 |



# SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

| <u>Simgeler ve</u> | <u>Açıklamalar</u>                         |
|--------------------|--|
| <u>Kısaltmalar</u> |  |
| [M]                | : Elemanın kütle matrisi                   |
| $\rho$             | : Elemanın yoğunluğu                       |
| k                  | : Yay rijitlik katsayısı                   |
| $V_e$              | : Elemanın hacmi                           |
| [K]                | : Elemanın rijitlik matrisi                |
| [E]                | : Elastiklik katsayılar matrisi            |
| [N]                | : Şekil fonksiyonu matrisi                 |
| [Q]                | : Deplasman vektörü                        |
| [C]                | : Sönüm matrisi                            |
| [B]                | : Birim şekil değiştirme fonksiyon matrisi |
| { $\varepsilon$ }  | : Birim şekil değiştirme vektörü           |
| {F}                | : Kuvvet vektörü                           |
| F(s)               | : Kuvvet laplace transformu                |
| H(s)               | : Transfer fonksiyonu                      |
| X(s)               | : Sistem cevabının transfer fonksiyonu     |
| G(s)               | : Sistem matrisi                           |
| $\lambda_r$        | : Özdeğerler                               |
| $\omega_n, f_n$    | : Doğal frekans                            |
| $\omega_d$         | : Sistemin titreşim frekansı               |
| $H_\omega$         | : Frekans Tepki Fonksiyonu                 |
| c                  | : Viskoz sönüm katsayısı                   |
| $c_{cr}$           | : Kritik sönüm katsayısı                   |
| $\zeta$            | : Sönüm oranı                              |

# ŞEKİLLER DİZİNİ

| <b><u>Sekil No:</u></b>   | <b><u>Sayfa</u></b> |
|---|---------------------|
| 1.1: Otomotiv soğutma fanı ve viskoz fan kavrama montajı.   | 3                   |
| 2.1: Frekans tepki fonksiyonlarının elde edilmesi.  | 10                  |
| 2.2: Viskoz fan kavrama kesit görünüşü ve detay görünüşü 1.Fan 2.Ön kapak<br>3.Bimetal 4.Civata 5.Fan kavrama civata 6.Sürücü plaka 7.Sürücü mil<br>8.Rulman. | 11                  |
| 2.3: Viskoz fan kavrama test düzeneği.  | 11                  |
| 2.4: Tek serbestlik dereceli sistem modeli.   | 12                  |
| 2.5: Tek serbestlik dereceli sistemin serbest cisim diyagramı.  | 13                  |
| 2.6: Tek serbestlik dereceli bir sistem için serbest sönümlenme cevabının zaman ile<br>değişimi.  | 16                  |
| 2.7: Tek serbestlik dereceli sistem için FRF genlik çizimi.   | 17                  |
| 2.8: Tek serbestlik dereceli sistem için rezonans değerinde faz grafiği.  | 17                  |
| 2.9: Tek serbestlik dereceli sistem için, FRF sanal kısım çizimi.   | 18                  |
| 2.10: Çok serbestlik dereceli sistem modeli.  | 19                  |
| 2.11: Çok serbestlik dereceli bir sistem için serbest titreşim grafiği.   | 20                  |
| 2.12: Çok serbestlik dereceli bir sistem için genlik-frekans grafiği.   | 20                  |
| 2.13: Ankastre bir kiriş FRF'sinin tek serbestlik dereceli sistemden elde edilmesi.   | 21                  |
| 2.14: Serbest titreşim deplasman-zaman grafiği.   | 22                  |
| 2.15: Viskoz sönümlenme ve enerji dağılımı grafiği.   | 23                  |
| 2.16: Kütle yay modeli.   | 24                  |
| 2.17: Sönümlü serbest titreşim modeli.  | 25                  |
| 2.18: Kritik altı sönüm için salınım grafikleri.  | 29                  |
| 2.19: Harmonik kuvvet etkisi altındaki yay-kütle-damper sistemi   | 30                  |
| 2.20: Büyütme oranının $\frac{\omega}{\omega_n}$ karşı değişimi   | 33                  |
| 3.1: Sistem ayrıklaştırılmasında kullanılan bazı eleman tipleri   | 34                  |
| 3.2: Fan kanadının sonlu elemanlar ile oluşturulmuş modeli.   | 35                  |
| 3.3: Fanın sonlu elemanlar ile oluşturulmuş modeli.   | 35                  |
| 3.4: Tek serbestlik dereceli ve sönümlü bir sistem  | 39                  |
| 3.5: Tek fan kanadı ayrıklaştırılmış sistem   | 40                  |

|  |    |
|--|----|
| 3.6: Fan yapısının üç boyutlu.   | 43 |
| 3.7: Tek kanat yapısının oluşturulması.  | 44 |
| 3.8: Geometrinin ANSYS'e aktarılması.  | 44 |
| 3.9: Sonlu elemanlar modeli sabitleme şeklinin gösterimi.                      | 45 |
| 3.10: Oluşturulan alt parçalar arasında kontak tanımlaması.                    | 46 |
| 3.11: Tek kanat için oluşturulan çözüm ağı.                                    | 46 |
| 3.12: İkinci dereceden hexahedral elemanlar.                                   | 47 |
| 3.13: Tek kanat için mesh kalitesi grafiği.                                    | 47 |
| 3.14: Fan kanadı mod 1 şekli (1.eğilme).                                       | 49 |
| 3.15: Fan kanadı mod 2 şekli (1. burulma).                                     | 49 |
| 3.16: Fan kanadı mod 3 şekli (2. eğilme).                                      | 50 |
| 3.17: Fan kanadı mod 4 şekli (2. burulma).                                     | 50 |
| 3.18: Fan yapısının DesignModeler içinde parçalara bölünmesi.                  | 51 |
| 3.19: Oluşturulan alt parçalar arasında kontak tanımlaması.                    | 52 |
| 3.20: Fan yapısı çözüm ağı.  | 52 |
| 3.21: Fan yapısı için mesh kalitesi grafiği.                                   | 53 |
| 3.22: Fan yapısı modeli sabitleme şekli gösterimi.                             | 53 |
| 3.23: Fan yapısı mod 1 şekli (1. eğilme).                                      | 54 |
| 3.24: Fan yapısı mod 2 şekli (1. burulma).                                     | 55 |
| 3.25: Fan yapısı mod 3 şekli (2. eğilme).                                      | 55 |
| 3.26: Fan yapısı mod 4 şekli (2. burulma).                                     | 56 |
| 3.27: Fan yapısı ve viskoz fan kavrama montajı.                                | 57 |
| 3.28: Fan yapısı ve viskoz fan kavrama montajı çözüm ağı.                      | 58 |
| 3.29: Fan kanadı ve fan göbeği kontak çözüm ağı.                               | 58 |
| 3.30: Fan yapısı ve viskoz fan kavrama montajı için mesh kalitesi grafiği.     | 59 |
| 3.31: Viskoz fan kavrama ve mil-rulman bağlantısı.                             | 59 |
| 3.32: SKF rulman kataloğu radyal stiffness değerleri grafiği.                  | 60 |
| 3.33: Rulman yaylarının yerleştirilmesi mil viskoz fan kavrama kesit görünüşü. | 61 |
| 3.34: Rulman yaylarının mil ve viskoz fan kavrama arasına yerleşimi.           | 61 |
| 3.35: Fan montajın Campell diyagramı.  | 62 |
| 4.1: Frekans Tepki Fonksiyonu Blok Diyagramı.                                  | 65 |
| 4.2: İki yerden tahrikli ve iki yerden cevap alınan bir sistem.                | 65 |
| 4.3: Sarsıcı ile genel test sistemi konfigürasyonu.                            | 67 |
| 4.4: Modal çekiç ile genel test sistemi konfigürasyonu.                        | 67 |

|  |    |
|--|----|
| 4.5: Modal çekicinin gezdirilmesi ile yapılan çeşitli test şemaları. | 68 |
| 4.6: Sarsıcı ile yapılan çeşitli test şemaları.                      | 69 |
| 4.7: DEWE 43 A veri toplama cihazı.                                  | 70 |
| 4.8: Modal çekiç yapısı.   | 71 |
| 4.9: Deneysel modal analiz çekişi.                                   | 72 |
| 4.10: Farklı çekiç uçları için uyarı genlikleri.                     | 73 |
| 4.11: Sert uç ile tahrik sonrası elde edilen FFT.                    | 73 |
| 4.12: Yumuşak uç ile tahrik sonrası elde edilen FFT.                 | 73 |
| 4.13: Üç eksenli ivmeölçer.  | 74 |
| 4.14: Tek kanat 4. mod deformasyonu vektörel yönelimi-1.             | 75 |
| 4.15: Tek kanat 4. mod deformasyonu vektörel yönelimi-2.             | 75 |
| 4.16: Tek kanat modal test ölçümleri şekli.                          | 76 |
| 4.17: Test programı arayüzünde oluşturulan geometri.                 | 76 |
| 4.18: Tek kanat modal testi için yapılan sabitleme şekli.            | 77 |
| 4.19: Kanal setup ayarlarının yapılışı ve örnek sinyal ölçümleri.    | 79 |
| 4.20: Tek kanat modal test arayüz kurulumu.                          | 79 |
| 4.21: Tek kanat modal test için ivmeölçerin yerleşimi.               | 80 |
| 4.22: Fan kanadı FTF grafiği.  | 81 |
| 4.23: 1. ve 2. mod için faz değişimi incelemesi.                     | 82 |
| 4.24: 4. mod için faz değişimi incelemesi.                           | 83 |
| 4.25: 4. mod için Nyquist plot çizimi.                               | 84 |
| 4.26: Tek kanat 1. mod şekli (1. eğilme).                            | 85 |
| 4.27: Tek kanat 2. mod şekli (1. burulma).                           | 85 |
| 4.28: Tek kanat 4. mod şekli (2. burulma).                           | 85 |
| 4.29: Veri toplama cihazı SIRIUS ve bilgisayar arayüzü gösterimi.    | 86 |
| 4.30: Fan yapısı modal test ölçümleri şekli.                         | 87 |
| 4.31: Fan yapısı sabitleme şekli.                                    | 87 |
| 4.32: Fan yapısı modal testi için ivmeölçerin yerleşimi.             | 88 |
| 4.33: Fan yapısı modal test arayüz kurulumu.                         | 88 |
| 4.34: Dewesoft yazılımı içinde oluşturulan fan yapısı geometrisi.    | 89 |
| 4.35: Fan yapısı FTF grafiği.  | 89 |
| 4.36: 1. mod için faz değişimi incelemesi.                           | 90 |
| 4.37: 2. mod için faz değişimi incelemesi.                           | 91 |
| 4.38: 3. mod için faz değişimi incelemesi.                           | 91 |

|  |    |
|--|----|
| 4.39: Fan yapısı 1. mod şekli (1. eğilme).                   | 92 |
| 4.40: Fan yapısı 2. mod şekli (1. burulma).                  | 92 |
| 4.41: Fan yapısı 4. mod şekli (2. burulma).                  | 93 |
| 5.1: Tek fan kanadı için mod şekillerinin karşılaştırılması. | 95 |
| 5.2: Fan yapısı için mod şekillerinin karşılaştırılması.     | 96 |



# TABLolar DİZİNİ

| <b><u>Tablo No:</u></b>  | <b><u>Sayfa</u></b> |
|--|---------------------|
| 2.1: Frekans Tepki Cevapları Tipik Fonksiyonları.  | 15                  |
| 2.2: Tipik Sönüm Derecesi Değerleri.   | 30                  |
| 3.1: Fan Yapısı Malzeme Özellikleri.   | 48                  |
| 3.2: Kritik Hız Değerleri.   | 63                  |
| 5.1: Tek Fan Kanadı için Teorik ve Deneysel Modal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması. | 95                  |
| 5.2: Fan Yapısı İçin Teorik ve Deneysel Modal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.     | 96                  |

# 1. GİRİŞ

Mekanik yapılar üzerindeki titreşim çalışmaları herhangi bir kuvvetin etkisi altında olan ya da olmayan cisimlerin salınım hareketini incelemektedir. Tüm mühendislik yapıları ve sistemleri çalışma şartları altında titreşimlere maruz kalırlar. Bundan dolayı mekanik yapıların tasarımında, yapıların salınım davranışlarının da düşünülmesi gerekmektedir.

Genel olarak titreşim serbest ve zorlamalı olarak iki sınıfta incelenmektedir. Serbest titreşim, sistemde iç kuvvetlerin etkisi ile salınımlar meydana geldiği zaman oluşmaktadır. Serbest titreşim altındaki cisimler bir ya da birden fazla şekilde doğal frekanslarında salınımlar meydana getirirler. Doğal frekanslar, dinamik sistemlerin kütle, rijitlik ve sönüm nedeni ile oluşan farklı konfigürasyonlarının özellikleridir. Dinamik yüklere maruz kalan bir yapıda doğal frekansların bulunması temel tasarım parametrelerinden biridir.

Yapıların maruz kaldıkları dış kuvvetler ile tahrik edildiği zaman ise zorlamalı titreşim meydana gelmektedir. Tahrik belirli salınım frekanslarında olduğu zaman, sistem tahrik frekansında titreşime zorlanır. Eğer tahrik frekansı sistemin doğal frekansı ile aynı değere gelir ise, sistem rezonansa girmiş demektir ve bu neden ile sistemde çok tehlikeli büyük salınımlar meydana gelebilir. Bundan dolayı yapıların doğal frekanslarının hesaplanması titreşim çalışmalarının en önemli aşamasıdır.

Titreşim meydana gelen tüm cisimlerde sürtünme ve yapıların iç dirençlerinden kaynaklanan enerji dağılımı nedeni ile değişen miktarlarda sönümlemelere maruz kalırlar. Eğer salınım küçük ise sistemin doğal frekansları üzerinde çok az etkisi olur ve bundan dolayı doğal frekans hesaplamaları sönümleme olmadığı temeli üzerinde yapılır. Fakat buna rağmen sönümleme rezonans salınımlarında meydana gelen genliklerin limitlenmesinde önemli rol oynamaktadır.

## 1.1. Tezin Amacı

Mekanik yapıların değişken dinamik yükler etkisi altındaki davranış biçimleri, öngörülemez biçimlerde meydana gelebilmektedir. Yapısal parçaların dinamik yükler etkisi altındaki davranışlarını gerçekçi olarak belirleyebilmek için bu davranışları oluşturan parametrelerin doğru şekilde belirlenmesi gerekir. Dinamik karakteristikler olarak adlandırılan doğal frekans, mod şekli ve sönüm oranının



mevcut yapının özelliklerini yansıttak şekilde deneysel yöntemler ile belirlenebilmesi, yapı dinamik davranışının daha gerçekçi elde edilmesine imkan sağlamaktadır. Deneysel olarak belirlenen bu dinamik özelliklerin teorik sonuçlar ile doğrulanması tasarım olarak daha güvenli sonuçlara ulaşılmasını sağlar.

Mekanik yapıların tasarım ve analiz aşamasında önemi gittikçe artan modal analiz tekniklerinin incelenmesi günümüzde oldukça önem kazanmaktadır. Bu şekilde yapıların çalışma şartlarında, çevresel kuvvetler ile meydana gelen titreşimlerin yapı üzerinde oluşturabileceği etkiler önceden belirlenmiş olur. Günümüzde üretilen turbo makinaların birçoğunun, yapımında kullanılan malzemelerin elastik yapıları ve yüksek hızda dönmeleri nedeni ile değişken dinamik ve statik yükler altında çalışmaktadırlar. Bu statik ve dinamik yükler ile meydana gelen titreşimlerin, analizler ve testler ile elde edilen frekans grafikleri incelenerek yapıların rezonansa girme frekanslarının bulunması tasarım açısından oldukça önemli bir konudur. Çünkü bu kuvvetlerin bir veya birkaçının frekansının mekanik sistemin doğal frekansı ile aynı olması durumunda meydana gelecek olan titreşim genlikleri sistemi tahrip edici boyutlara ulaşabilir. Bu durum mekanik sistemlerin rezonansa girmesi şeklinde ifade edilir.

Çalışma kapsamında yapıların tasarım aşamasında titreşim incelemesi için kullanılan deneysel ve teorik yöntemler otomotiv soğutma fanı üzerinde uygulanmıştır. Günümüzde otobüs, kamyon ve tır gibi büyük araçların soğutma fanları viskoz fan kavrama ile birlikte kullanılmaktadır. Viskoz fan kavramafanı mekanik olarak tahrik eden bir sistemdir. Motor her ısındığında viskoz fan kavrama devreye girerek soğutma fanının maksimum devirre çıkmasını sağlar ve bu şekilde yeterli miktarda hava çekilir. Motor uygun sıcaklığa düştüğünde viskoz fan kavrama devreden çıkar ve fan devri düşer. Aşağıdaki şekilde viskoz fan kavrama ve soğutma fanı görülmektedir.



Şekil 1.1: Otomotiv soğutma fanı ve viskoz fan kavrama montajı.

Viskoz fan kavrama mekanizması soğutma fanını ürettiği tork ile döndürür. Bu neden ile viskoz fan kavrama her devreye girdiğinde ve devreden çıktığında fan yapısı dinamik yüklere maruz kalmaktadır. Soğutma fanları üzerinde rezonans titreşimlerinin oluşmaması için tasarım aşamasında titreşim analizleri ve testleri yapılmalıdır. Bu tez kapsamında otomotiv soğutma fanı ve tek bir kanat yapısı üzerinde deneysel modal analiz ve teorik modal analiz metodu ile incelemeler yapılmış ve sonuçlar karşılıklı olarak doğrulanmıştır. Soğutma fanının rezonansa girme frekansları tespit edilmiştir.

## 1.2. Literatür Araştırması

Ewins, modal test teknolojisinin günümüzdeki yerini, modal test metodlarının mekanik yapıların tasarımında uygulanmasını referans olarak anlatan bir çalışması bulunmaktadır. Ayrıca varolan metodları özetlemiş ve gelişmekte olan yeni teknikleri anlatmıştır [1]. Zou ve arkadaşları saha modal test ölçümleri ve sonlu elemanlar modal analizleri ile güneş enerjisi kolektörünün doğal frekanslarını çıkarmışlar ve test datalarından faydalanılarak sonlu elemanlar modelini geliştirerek ve geliştirilen sonlu

elemanlar modeli ile saha testleri karşılaştırılmıştır [2]. Jia-Jang Wu, laboratuvar ortamında 1/10 ölçeğindeki bir vinç kulesi dinamik davranışlarını incelemek için sonlu elemanlar modeli geliştirmişler ve deneysel modal analiz çalışmaları sonucu bu modeli geliştirmişlerdir [3]. Patricio Almeida ve arkadaşları strain gage ve LDV kullanarak, dönen santrifüj kompresör çarkının titreşim davranışlarını ölçmüşler ve iki yöntemin avantajlarını ve dezavantajlarını göstermişlerdir. Ayrıca sonlu elemanlar modeli ile de sonuçların korelasyonunu sağlamışlardır [5]. Minette ve Silva Netto çalışma şartları altında oluşturdukları test düzeneği ile elektrikli dalgıç pompanın LSCE tekniğini kullanarak deneysel modal analiz ile doğal frekanslarını ve sönümleme oranlarını araştırmışlardır [5]. Zhang ve arkadaşları okyanus üzerinde bulunan bir rüzgar türbininin kule ve temel yapısı üzerinde, yapının doğal frekanslarını ve rüzgar kaynaklı titreşimleri inceleme için modal analizler çalışmaları yapmışlardır [6]. Fladung ve Rost deneysel modal analizde sızma etkilerini en aza indirmek ve sinyal/gürültü oranını artırmak amacıyla exponansiyel ağırlık fonksiyonlarının kullanılmasını incelemişler ve iki tip tepki sinyali üzerine exponansiyel ağırlık fonksiyonlarının nasıl uygulanacağını ve uygulamanın sonuçlarını göstermişlerdir [7]. Jonghyuk Lim ve arkadaşları rolanti devirinde bir otomobilde, radyatör soğutma fanı üzerindeki kütle dengisizliği nedeni ile oluşan titreşim kuvvetlerini inceleyen çalışmaları mevcuttur. Teorik ve test modelleri kurarak fan-motor montajının kütesinin, fan muhafazasının ve montaj kauçuklarının rijitliğinin iletilen titreşim kuvvetlerinin üzerindeki etkisini araştırmışlardır [8]. Pavic ve P. Reynolds çatlak ve çatlak olmayan kompozit beton zemin üzerinde sonlu elemanlar ile modal analiz ve deneysel modal analiz yaparak sonuçları karşılaştırmışlar ve sonlu elemanlar analizine göre prototip modelleri güncelleyerek doğal frekansların ve mod şekillerinin korelasyonunu incelemişlerdir [9]. Rusiński ve arkadaşları maden havalandırmasında kullanılan santrifüj bir fan muhafazası üzerinde, çalışma şartlarında modal testler gerçekleştirmişler ve sonuçları sonlu elemanlar analizi ile karşılaştırmışlardır [10]. Kumar ve arkadaşlarının bir vites kutusunu kullanarak, malzemelerin mekanik özelliklerinin yapıların doğal frekansları ve mod şekilleri üzerindeki etkisini araştırır çalışması bulunmaktadır [11]. P. Patil ve arkadaşları rüzgar türbini kanadının statik ve modal analizini yapmışlar ve modal analiz sonuçlarını türbin kanadının doğal frekans sonuçları ile karşılaştırmışlardır [12]. Zhou ve arkadaşları fan kanadının dinamik karakteristiğinin çalışma şartları altında doğal frekanslarını çıkardığı ve tahrik kuvvetinin harmonik cevabını sonlu elemanlar analizi ile incelediği çalışması

mevcuttur [13]. Ziyuan Huang ve arkadaşları turbomoleküler pompa rotor kanatları üzerinde değişmezlik prensibi uygulayarak modal analiz methodu geliştirmişler ve orijinal model ile geliştirilen method için analiz sonuçlarını ve daha sonra da orijinal parça üzerinde uygulanan modal test sonuçlarını inceleyerek karşılaştırmışlardır [14]. Schwarz ve Richardson, modal parametre tahminini, modal tahrik tekniklerini, veri toplama cihazları ile frekans tepki fonksiyonu ölçümlerini de içeren deneysel modal analiz yöntemi ile ilgili temel konuları anlatımını içeren bir çalışmaları vardır [15]. Dadhich ve arkadaşları fanların çalışması esnasında sürekli meydana gelen devir değişikliklerinden ötürü fan kanatlarının maruz kaldıkları santrifüj, eğilme ve titreşim yüklerini incelemiş ve bu konu için operasyonel şartlarda yorulma analizleri yapmışlardır. Daha sonra fanın doğal titreşim frekanslarını bularak bu sonuçları fanın çalışma şartlarındaki frekans değerleri ile karşılaştırmışlardır [16]. Carney ve Stuart yaptıkları çalışmada bir tekerlek modelini sınır kirişleri ile oluşturarak titreşim modelleri oluşturmuşlardır [17]. Akash Shukla ve S.P. Harshabuhar türbini palinin deneysel ve teorik olarak modal analiz sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Türbinin son kademesinde bulunan pal, üzerinde bulunan dinamik yüklerden dolayı kırılmaya eğilimli olduğu için test ve analizler onun üzerinde yapılmıştır. Model doğrulaması yapıldıktan sonra test ve analizler çatlak bir pal içinde gerçekleştirilerek sonuçları incelemişlerdir [18]. Bucher and Ewins Source çalışmalarında günümüzde var olan deneysel modal analiz methodlarını, modellerini ve var olan tekniklerini, bunların avantajlarını ve kısıtlamalarını incelemiş ve birbirleri ile karşılaştırmışlardır. Dönen ve dönmeyen yapıların dinamik analizleri için kullanılan matematiksel modellerin birbirleri ile olan farklarını incelemişlerdir [19]. Nilesh K. Kharate, Dr. Sharad S. Chaudhari fren sistemleri üzerinde sürtünmelerden dolayı meydana gelen disk titreşimlerini teorik ve deneysel modal analiz methodu ile incelemiş ve sonuçları karşılaştırmışlardır [20]. Ramumurti ve Sujatha otobüs gövdesi üzerinde sonlu elemanlar modeli kullanarak modal analiz yapmış ve sonuçlarını test verileri ile karşılaştırmışlardır [21]. Y.-G. Joe ve arkadaşları Euler-Bernolli beam teorisini kullanarak fren diskinin teorik modelini oluşturmuşlar ve teorik modelden elde ettikleri sonuçları test verileri ile karşılaştırmışlardır [22]. Hollkamp ve Gordon jet motor kanatları üzerinde modal testler gerçekleştirerek, ortam şartlarının ve dönen elemanlardan elde edilen frekans tepki fonksiyonlarında değerlerin birbirine çok yakın çıkması durumunu incelemiş, doğru modal parametreler elde etmek için yöntem geliştirmişlerdir [23]. Orlowitz ve Brandt bir plaka üzerinde OMA ve EMA ile elde

edilen modal parametreleri karşılaştırmışlardır [24]. Ohman ve Singal uçak motorlarının testi esnasında kullanılan fanların doğal frekanslarını belirlemek için fan kanadı üstünde deneysel ve sonlu elemanlar modal analizi gerçekleştirerek sonuçlarını karşılaştırmışlardır [25]. Brughmans ve arkadaşları tarafından tasarlanan iki yolcu kapasiteli üstü açık bir araç gövdesi üzerinde modal test ve analiz çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Araba gövdesi üzerinde gerçekleştirilen modal testteki hataları incelemişlerdir [26]. Pavic ve arkadaşları çekiçli darbe tekniği deneyinin uygulamadaki hızı, kolaylığı ve düşük maliyetli olduğunu vurguladıktan sonra, bu metodun uygulanmasında meydana gelen düşük mod değerlerinin, grafik üzerinde birbirlerine çok yakın çıkan rezonans frekansı değerlerinin ve yüksek sönüm oranlarının üzerinde durulması gerektiğini anlatan çalışmaları vardır [27]. Jongsuh Lee ve arkadaşları dönen elemanlar için yapılan modal testlerde elemanda meydana gelen ileri ve geri yayılma dalgalarının önemi üzerinde durmuşlar ve bir tekerlek üzerinde ileri-geri hareket dalgalarını araştırmak için model oluşturmuşlardır [28]. Dave Brown yaptığı çalışmada modal çekiçin çift vuruş, non-lineerlik ve aşırı yükleme gibi dezavantajlarını anlatmıştır [29]. Agilent Technologies firmasının deneysel modal analizin yapılışı ve hesaplama matematiğini anlatan ayrıntılı bir kaynağı bulunmaktadır [30]. ODTÜ’den Taylan Karaağaçlı uçak yapılarında deneysel modal analiz verilerini kullanarak dinamik eşdeğer sonlu elemanlar modeli meydana getirmiştir [31]. Sakarya Üniversitesi’nden Ahmet Şimşek’in bir araç kabininin titreşim analizini bilgisayar destekli olarak gerçekleştirdiği bir çalışması bulunmaktadır. Araç kabini belirtilen ölçülerde modellendikten sonra ANSYS Workbench programı ile modal analizi yapılmış ve tasarlanan kabinin doğal frekansları elde edilmiştir [32]. İTÜ’den Halil Ulaş Şekerci yüksek lisans tez çalışmasında deneysel modal analiz yönteminin havacılık uygulamalarındaki gerekliliğini ve uygulanabilirliği helikopter palleri üzerinde yaptığı çalışma ile göstermeye çalışmıştır. Bu amaçla paller üzerinde deneysel ve teorik modal analiz ölçümleri gerçekleştirmiş ve sonuçları karşılaştırarak yöntemin uygulanabilirliğini belirtmiştir. [33]. İTÜ’den Begüm Derebay’ın önceden titreşim problemleri iyileştirilen bir ağır vasıta direksiyonu ve bağlantıları üzerinde meydana gelen titreşimlerinin deneysel ve sonlu elemanlar modal analiz yöntemi ile incelenmesini içeren tez çalışması bulunmaktadır [34]. Chadi Amer kompozit rüzgar türbini kanadının yapı karakteristiğini sonlu elemanlar modeli ve deneysel modal analiz metodları ile incelemiş, ayrıca deneysel modal analiz sonuçlarını sonlu elemanlar modelini

değiştirmek için kullanmıştır [35]. Dokuz Eylül Üniversitesi'nde Serdar Hügöl mühendislik yapılarının dinamik cevaplarının ve kritik yük hızlarının sonlu elemanlar yöntemi ile yüksek hassasiyette bulunmasını anlatan bir çalışması mevcuttur [36]. Mersin Üniversitesi'nden Emrah Şahin hafif yapıların modal testlerinde kütle yüklemesi etkisiyle oluşan veri belirsizliklerini araştıran çalışması bulunmaktadır. Bir turbo türbin üzerinde ivme ölçer yerine micro-flown sensör kullanarak ivme ölçerin neden olduğu belirsizliği belirlemeye çalışmıştır [37]. Mohammad Reza Ashory günümüzde kullanılan modal test metodlarında mekanik hatalar nedeni ile meydana gelen ölçüm hatalarını inceleyerek, geliştirilen yöntem üzerinde ölçüm kalitesini değerlendiren doktora çalışması hazırlamışdır [38].



## 2. TEORİ

### 2.1. Mekanik Titreşimler

Bir denge konumu etrafında salınımlar yapan cismin hareketi titreşim olarak isimlendirilir. Titreşimler, elektriksel, akışkan, mekanik gibi farklı türdeki sistemlerde oluşabilir. Bir sistemde titreşim olabilmesi için sistemde bir atalet elemanı (kütle, kütle atalet momenti) ve bir yay elemanı (yay, akışkanların yüzdürme etkisi, yerçekimi ivmesi, malzemelerin elastikiyeti vb.) bulunması gerekir.

Mekanik titreşimler iki ana grupta incelenir:

- Sistemin hiçbir kuvvet etkisi altında olmadan kendi kendine serbest titreşimleri.
- Sistemin bir zorlama kuvvet etkisi altındaki zorlanmış titreşimleri.

Zorlanmış titreşimler kendi içerisinde üç ayrı grupta incelenir:

- Zaman içerisinde tekrarlanan düzenli rejim zorlanmış titreşimleri.
- Zaman içerisinde yok olan geçici rejim zorlanmış titreşimleri.
- Zorlama fonksiyonunun rastgele olduğu gelişigüzel titreşimler.

Serbest ve zorlanmış titreşimler sönümlü ve sönümsüz olarak üzere başka bir sınıflandırmaya da tabi tutulurlar. Her ne kadar evrendeki bütün cisimler birer sürekli ortam ise de titreşim problemlerinin çözümünü basitleştirmek amacı ile cisimler kütsüz bir yay ve bir maddesel nokta veya bunların birçoğunun bir araya gelerek oluşturdukları kesikli sistemler olarak düşünülürler.

Makine parçaları çoğu kez zamana göre değişen yüklemelere maruzdur. Bu tür yüklemeye maruz cisimlerde titreşim olması durumunda zorlanma genellikle statik yüklenme olması durumuna göre daha büyük değerler alırlar. Bu neden ile, cisimlerin titreşim hareketi yapması durumundaki yer değiştirmeler ve kuvvetlerin bilinmesi gerekir. Ayrıca, mekanik titreşimler günümüzde pek çok alet ve makinenin temel çalışma ilkesini oluşturur. Bunun dışında gürültü, deprem vb. çeşitli olayların incelenmesi ancak mekanik titreşimlerin bilinmesi ile mümkündür.

- Serbestlik Derecesi:

Bir cismin ya da sistemin uzayda her hangi bir andaki konumunu belirtmek için bilinmesi gereken minimum sayıdaki bağımsız koordinat sayısıdır.

- Hareket Denklemi:

Hareket halindeki bir cisim ya da sistemin herhangi bir andaki konumu, hızı ve ivmesi arasındaki bağıntıyı veren denklem veya denklemler sistemidir.

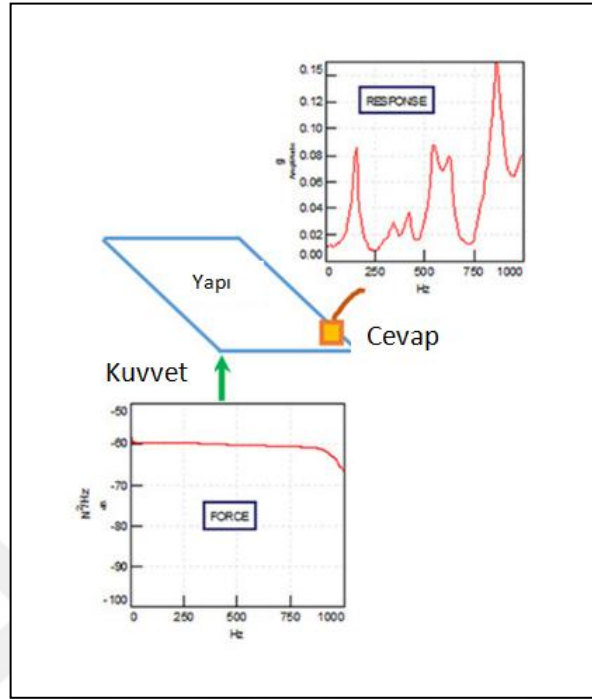
## 2.2. Yapıların Dinamik Analizi

Mühendislik sistemleri operasyon şartlarında ani bir şekilde ya da şiddeti zamana bağlı değişen bir şekilde yüklere maruz kalabilirler. Bu şekilde dinamik yüklere maruz kalan sistemler dinamik sistemlerdir ve bu sistemlerde dinamik yükleme durumundan dolayı yapının kütlelerinin ve ivmesinin etkisi sistem cevabında ortaya çıkar. Bundan dolayı dinamik sistemlerin analizinde katı cisim dinamiği analizi ve zamanla değişen yükler ile meydana deformasyon miktarları ve şekilleri incelenmelidir. Gerçek hayatta karşılaştığımız bütün sistemler birer dinamik sistemdir. Dinamik yükleme sonucu oluşan titreşimler, mekanik sistemlerde tehlikeli salınımlar meydana getirdiği gibi aynı zamanda bu titreşimler gürültü, dinamik gerilme kaynaklı yorulma, aşınma ve performans azalmasına da neden olmaktadır.

Deneysel ve teorik modal analiz çalışmalarının doğru bir şekilde yapılabilmesi için yapısal dinamik analizinin anlaşılması, özellikle dinamik yüklere karşı sistem cevabı olan frekans tepki fonksiyonlarının bilinmesi oldukça önemlidir. Deneysel modal analiz çalışmalarında kullanılan frekans tepki fonksiyonları, frekans tabanlı bir ölçüm fonksiyonudur. Fiziksel bir yapının rezonans frekansını, sönümünü ve mod şeklini tanımlamak için kullanılır. Frekans tepki fonksiyonları giriş ve çıkış arasındaki transfer fonksiyonu olarak tanımlanır. Bu neden ile frekans tepki fonksiyonlarının farklı formlarını ve nasıl oluştuklarını bilmek oldukça önemlidir. Yapının dinamik karakteristikleri ve uygun frekans tepki fonksiyonu ölçümleri arasındaki ilişkilerin anlaşılması için, temel eşitlikler ve bunların çeşitli formları iyi irdelenmelidir. Şekil 2.1'de frekans tepki fonksiyonlarının elde edilmesi görülmektedir. Yapı üzerine uygulanan kuvvet ile bir cevap elde edilmekte, bu cevap frekans ekseninde genlik değişimi ile gösterilmektedir. Elde edilen pikler yapıların doğal frekanslarını



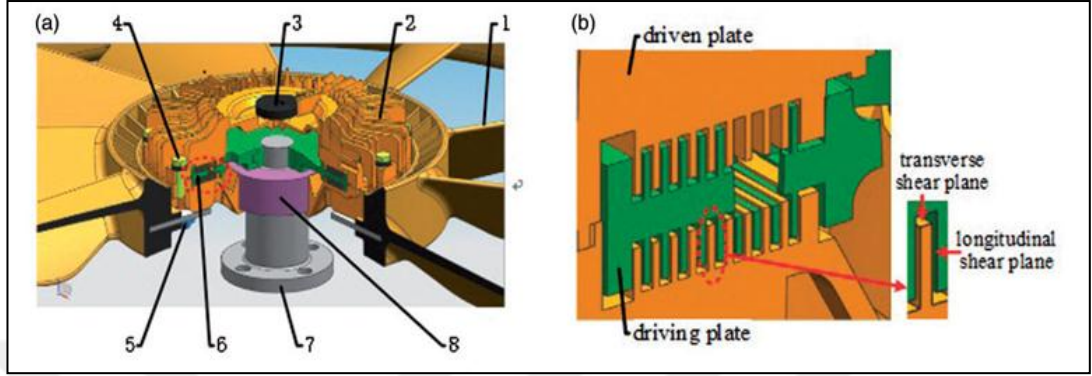
göstermektedir. Dinamik sistemlerin ve modal parametrelerin analitik incelenmesinde sistemin lineer ve durağan olduğu kabul edilmektedir.



Şekil 2.1: Frekans tepki fonksiyonlarının elde edilmesi.

Yapıların doğal frekanslarının teorik ve deneysel yöntemler ile bulunması rezonans frekanslarının bulunması için çok önemlidir. Yapılar doğal frekanslarında uyarılara maruz kalırlarsa rezonans durumu ortaya çıkabilir ve bunun sonucu olarak yapılarda hasarlara neden olan büyük genlikler ve dinamik gerilmeler ortaya çıkmaktadır. Bunun için rezonans frekanslarının, normal dizayn şartlarındaki frekanslar ile üst üste gelmesinden kaçınılmalıdır. Yapılan bu tez çalışmasında bir otomotiv soğutma fanının sadece tek kanatı ve tamamı üzerinde teorik ve deneysel olarak dinamik analizler yapılmıştır. Radyatör soğutma fanları fan termikleri ile kullanılmaktadır. Fan termikleri, radyatör soğutma fanını mekanik olarak tahrik eden bir parçadır. Motor sıcaklığı yükseldiği zaman kanallara yağ dolmakta ve fanın dönüş hızını arttırmak için tork uygulamaktadır. Bundan ötürü soğutma fanı zamanla ve üretilen tork miktarına göre değişen yüklemelere maruz kalmaktadır. Soğutma fanlarının ani devir değişikliklerine verecekleri cevapların incelenmesi bu açıdan önemlidir. Şekil 2.2’de termik fanın kesit görünüşü ve kanal detayları gösterilmiştir. Şekil 2.4’de viskoz fan kavramının fan montajı ile test düzeneğinde görüntüsü verilmiştir. Bu test düzeneğinde viskoz fan kavramının devreye girme testi

gerçekleştirilmektedir. Test, motor devri 750 rpm ve 2500 rpm arasında değiştirilerek uygulanmakta, bu şekilde viskoz fan kavramanın değişik devirlerde verdiği tepkiler incelenmektedir. Bu test sırasında system ani dinamik yüklemelere maruz kalmaktadır.



Şekil 2.2: Viskoz fan kavrama kesit görünüşü ve detay görünüşü 1.Fan 2.Ön kapak 3.Bimetal 4.Civata 5.Fan kavrama civata 6.Sürücü plaka 7.Sürücü mil 8.Rulman.

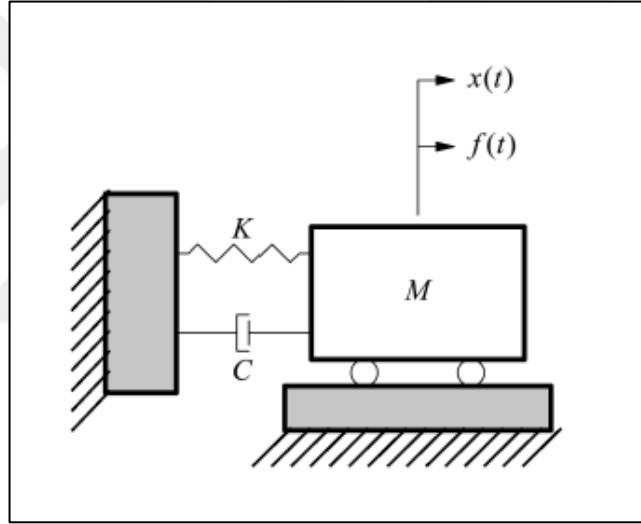


Şekil 2.3: Viskoz fan kavrama test düzeneği.

Dinamik analiz kapsamında modal test araştırılması yapılarak, deneysel ve teorik modal analiz çalışmaları gerçekleştirilmiş, fan kanatlarının ve fanın tamamının doğal frekansları bulunmuş ve bu sonuçlar karşılaştırılarak mod şekilleri hesaplanmıştır.

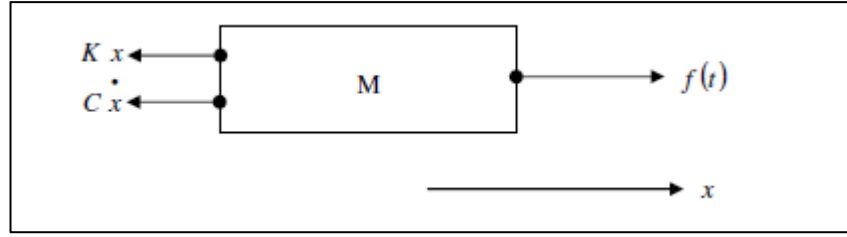
### 2.2.1. Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerin Yapısal Dinamiği

Modal analiz teorisinin anlaşılabilmesi için tek serbestlik dereceli sistemlerin anlaşılması gerekir. Çünkü modal parametre tahmininin temelinde kullanılan birçok modelin temeli tek serbestlik dereceli sistemlerin matematiksel modeline dayanmaktadır. Modal analiz araştırmalarında tek serbestlik dereceli sistemin önemi, çok serbestlik dereceli sistem modellerinin tek serbestlik dereceli sistemlerin doğrusal süperpozisyonundan meydana gelmesidir. Şekil 2.4’de kütle, yay ve damperden oluşan tek serbestlik dereceli temel bir sistem görölmektedir. Bu sistem  $f(t)$  kuvveti ile tahrik edildiğinde sistem enerji kazanmaktadır. Bu enerji damperde sönümlenme ile harcanmaktadır.



Şekil 2.4: Tek serbestlik dereceli sistem modeli.

Şekil 2.4’ de görölen sistemin serbest cisim diyagramı şekil 2.5’de görölmektedir.



Şekil 2.5: Tek serbestlik dereceli sistemin serbest cisim diyagramı.

Tek serbestlik dereceli sistemin genel matematiksel gösterimi Newton'un hareket denkleminde elde edilir ve denklemden şu şekilde gösterilir. Bu denklemin sistemin doğal frekansını ve sönüm oranının hesaplanmasını sağlayan, sistemin kütlesi, sönümlenme katsayısı ve rijitlik katsayısı ile ilgilidir [42].

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (2.1)$$

Burada;

- M = Sistemin kütlesi
- C = Sistemin sönümlenme katsayısı
- K = Sistemin rijitlik katsayısı
- f(t) = Genel kuvvet fonksiyonu'dur.

Denklemin 2.3 türde türevsel bir denklemdir olduğundan  $f(t) = 0$  kabul edilerek çözümlenir.

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = 0 \quad (2.2)$$

Yukarıdaki eşitlik; kütle, rijitlik ve sönümlenme parametrelerini ortaya koymakta ve sistemin doğal frekans ve sönümlenme değerlerinin hesaplanabilmesini sağlamaktadır. Karmaşık bir sistem için zaman alanındaki davranış cevabı frekans alanına çevrilebilir. Bu şekilde sistem incelemesi daha anlamlı hale gelebilir. Zaman fonksiyonunu s kompleks değişkenine dönüştürmek için;

$$F(s) = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt \quad (2.3)$$

bağıntısı kullanılır. Burada  $s$  kompleks değişkendir. Sistemin  $t=0$  anı olan, başlangıç durumunda hızı ve deplasmanı sıfır kabul edilerek, denklem 2.3 için sisteme ait hareket denkleminin Laplace transformu aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$[Ms^2 + Cs + K]X(s) = F(s) \quad (2.4)$$

Burada  $[Ms^2 + Cs + K]$ ,  $B(s)$  kabul edilerek;

$$B(s)X(s) = F(s) \quad (2.5)$$

şeklini alır. Böyle bir sistemde, sistem girdisi olan kuvvet  $F(s)$  ve sistem çıktısı olan deplasman  $X(s)$  biliniyorsa  $B(s)$  hesaplanabilir. Burada daha çok ilgililenen sistem cevabı  $X(s)$  çekilir ise;

$$X(s) = \frac{F(s)}{B(s)} \quad (2.6)$$

elde edilir. Denklem 2.8 aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$X(s) = H(s)F(s) \quad (2.7)$$

Burada  $H(s)$  sistemin transfer fonksiyonudur ve tek serbestlik dereceli sistem için;

$$H(s) = \frac{1}{Ms^2 + Cs + K} \quad (2.8)$$

şeklinde ifade edilir. Başka bir şekilde transfer fonksiyonu, Laplace alanında sistem çıktısının sistem girdisine oranı şeklinde tanımlanır.

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (2.9)$$

Sistemden alınan çıktı fonksiyonuna göre (hız, ivme, deplasman vb.) transfer fonksiyonu formu değişebilir. Aşağıdaki tabloda tipik olarak kullanılan frekans tepki fonksiyonları formülasyonları gösterilmiştir.

Tablo 2.1: Frekans Tepki Cevapları Tipik Fonksiyonları.

|                          |                      |
|--------------------------|----------------------|
| <b>Dynamic stiffness</b> | Kuvvet/Yerdeğiştirme |
| <b>Receptance</b>        | Yerdeğiştirme/Kuvvet |
| <b>Impedance</b>         | Kuvvet/Hız           |
| <b>Mobility</b>          | Hız/Kuvvet           |
| <b>Dynamic inertia</b>   | Kuvvet/İvme          |
| <b>İvmelenme</b>         | İvme/Kuvvet          |

Mekanik bir yapı deneysel titreşim yöntemleri ile analiz edilirken elde edilen frekans tepki fonksiyonları ayrıklaştırılmış fourier transfer denklemleridir. Frekans tepki fonksiyonları laplace değişkeni olan transfer fonksiyonlarını  $s=j\omega$  eksenini boyunca ölçülmesi ile elde edilir. Bu nedenle  $s$  yerine  $j\omega$  değişkenini koyduğumuzda transfer fonksiyonu;

$$H(\omega) = \frac{1}{-M\omega^2 + jC\omega + K} \quad (2.10)$$

formunda elde edilir. Buradan tek serbestlik dereceli bir sistem için karakteristik denklem;

$$H(\omega) = \frac{1}{k \left[ 1 + 2\zeta j \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right) - \left( \frac{\omega^2}{\omega_n^2} \right) \right]} \quad (2.11)$$

şeklinde elde edilir. Burada doğal frekans ve sönüm oranı sırası ile;

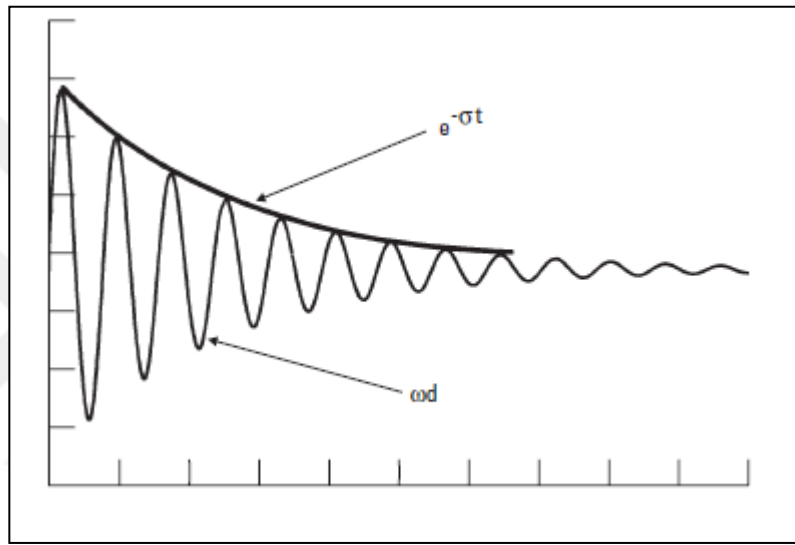
$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (2.12)$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.13)$$

olarak bulunur. Eğer sistemde tahrik kuvvet yok ise; hareket denkleminin kökleri kompleks şekilde;

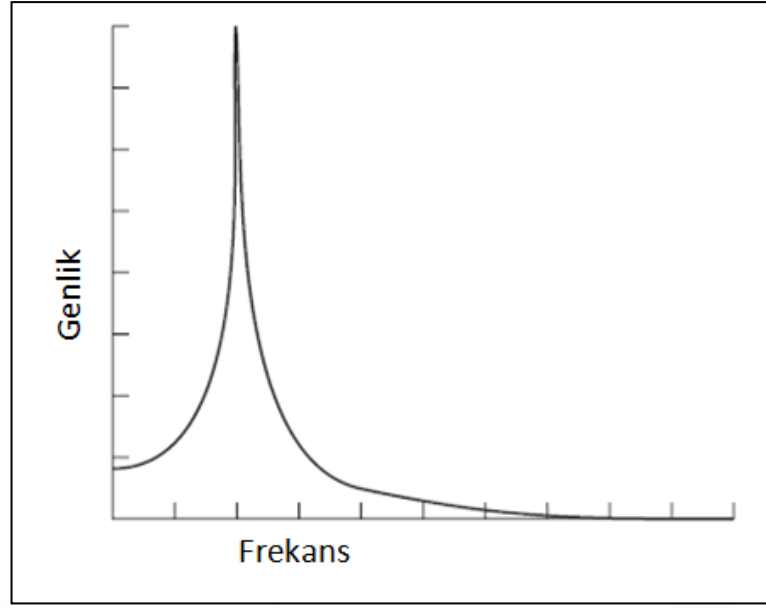
$$s_{1,2} = -\sigma + j\omega_d \quad (2.14)$$

bulunur. Burada  $\sigma$  damping oranını ve  $\omega_d$  sönümlenmiş doğal frekansını göstermektedir. Eşitlik 2.14'de görüldüğü gibi her kökün sanal ve gerçel olmak üzere iki kısmı vardır. Gerçek kısım sistemdeki sönümü, sanal kısım ise sönümlenmiş doğal frekansı tanımlamaktadır.

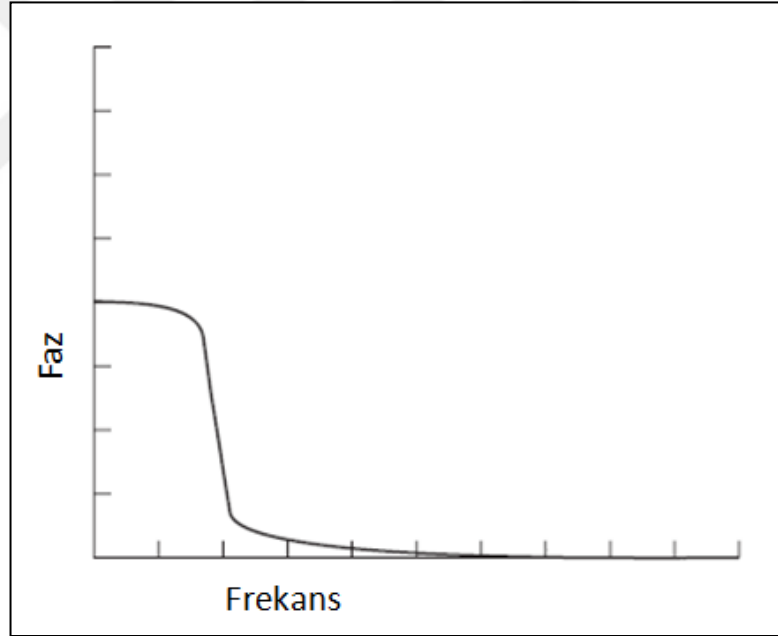


Şekil 2.6: Tek serbestlik dereceli bir sistem için serbest sönümlenme cevabının zaman ile değişimi.

Şekil 2.6'da görüldüğü gibi gerçel kısım sönüm oranındaki azalmayı, sanal kısım ise sistemin salınımlarını göstermektedir. Sisteme bir tahrik verildiğinde ise sistemin hareket denklemini sistemin frekans cevabını meydana getirmektedir. Frekans tepki fonksiyonunun modal test yazılımlarında yaygın olarak gösterim x ekseninde frekans ve y ekseninde genlik şeklinde olmaktadır. Şekil 2.7'de tek serbestlik dereceli bir sistem için frekans tepki fonksiyonunun rezonans anında genlik-frekans çizimi gösterilmiştir. Sistemin cevabı rezonans noktasında pik yaparak maksimum olmuştur. Sistemin rezonans genlik değerini etkileyen tek etken ise sistemin sönüm miktarıdır. Şekil 2.8'de aynı sistemde rezonans anındaki faz değişim grafiği görülmektedir. Faz rezonans anında 0 ile 180 derece arasında bir değişim göstermektedir.



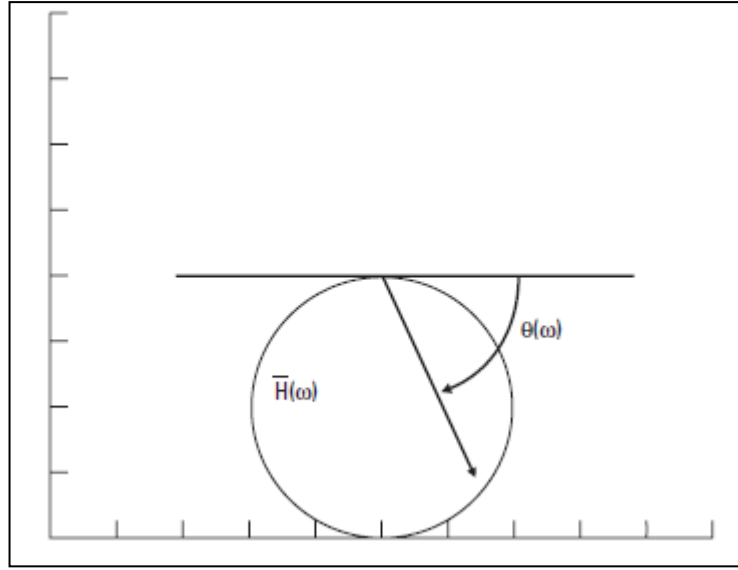
Şekil 2.7: Tek serbestlik dereceli sistem için FRF genlik çizimi.



Şekil 2.8: Tek serbestlik dereceli sistem için rezonans değerinde faz grafiği.

Şekil 2.9’da ise frekans tepki fonksiyonu gösteriminin başka bir çeşidi olan Nyquist plot grafiği gösterilmektedir. Burada x eksenini gerçekte, y eksenini ise sanal kısmı göstermektedir. Bu gösterim rezonans noktasında frekans tepki fonksiyonu alanını belirtir ve bir çember çizer.

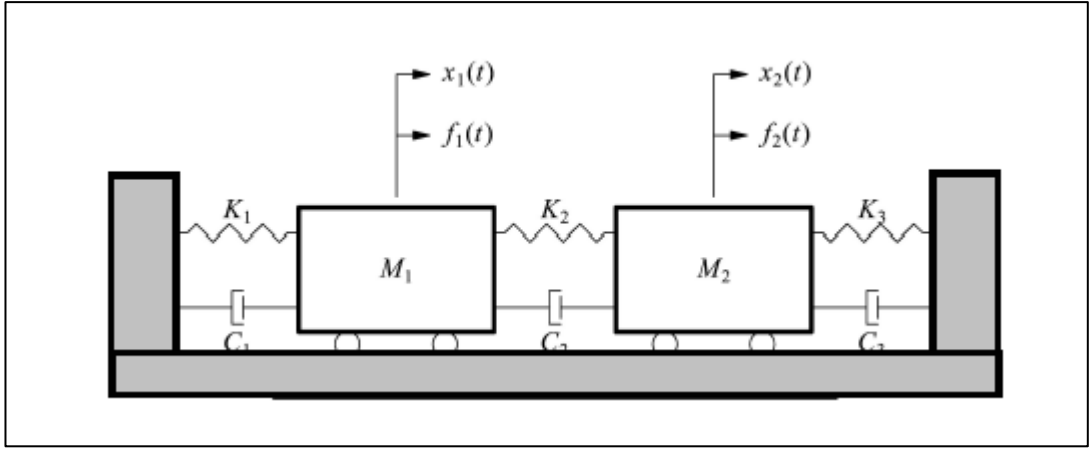




Şekil 2.9: Tek serbestlik dereceli sistem için, FRF sanal kısım çizimi.

### 2.2.2. Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Yapısal Dinamiği

Uygulamada karşılaşılan sistemler, çok serbestlik derecesine sahiptir. Gerçek modal analiz uygulamaları, sürekli ve türdeş olmayan, parçalı kütle sistemleri içeren çok serbestlik dereceli sistemlere göre modellenebilir. Sistemin doğal frekansı, hareket denkleminin matris formunda yazılması ile tanımlanır. Bu sistemler ile modal frekanslar, sönümlenme oranları ve mod şekilleri kütle, sönümlenme ve rijitlik matrisleri ile ya da frekans cevap fonksiyonlarının ölçümü ile bulunabilir. Çok serbestlik dereceli sistem modellemesinde, fiziksel sistem, ideal ve basitleştirilmiş tek serbestlik dereceli sistemlerin uygun biçimde birleştirilmesi ile oluşturulur. Şekil 2.10'da çok serbestlik dereceli sistemlerin en temel örneklerinden biri olan iki serbestlik dereceli sistem şematığı gösterilmiştir [42].



Şekil 2.10: Çok serbestlik dereceli sistem modeli.

$$[M]\{x\} + [C]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f(t)\} \quad (2.15)$$

Denklem 2.15 matris formunda n serbestlik dereceli bir sistemin genel hareket denklemini göstermektedir. Şekil 2.10'da görülen 2 serbestlik dereceli bir sistem için hareket denklemini;

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (C_1 + C_2) & -C_2 \\ -C_2 & (C_2 + C_3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (K_1 + K_2) & -K_2 \\ -K_2 & (K_2 + K_3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

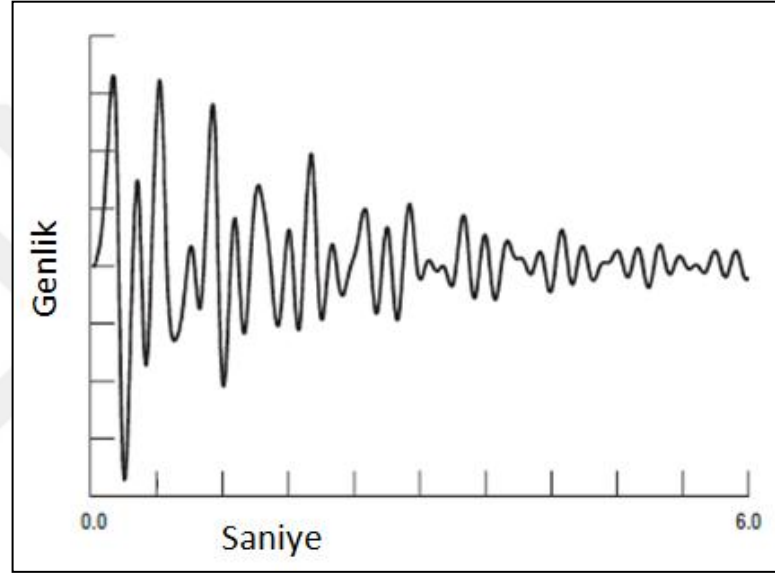
şeklinde gösterilir. Çok serbestlik dereceli bir sistem için transfer fonksiyonu tek serbestlik dereceli sistemde olduğu gibi elde edilebilir. Matris formunda;

$$H(s) = \frac{\{X(s)\}}{\{F(s)\}} = \frac{1}{[Ms^2 + Cs + K]} \quad (2.17)$$

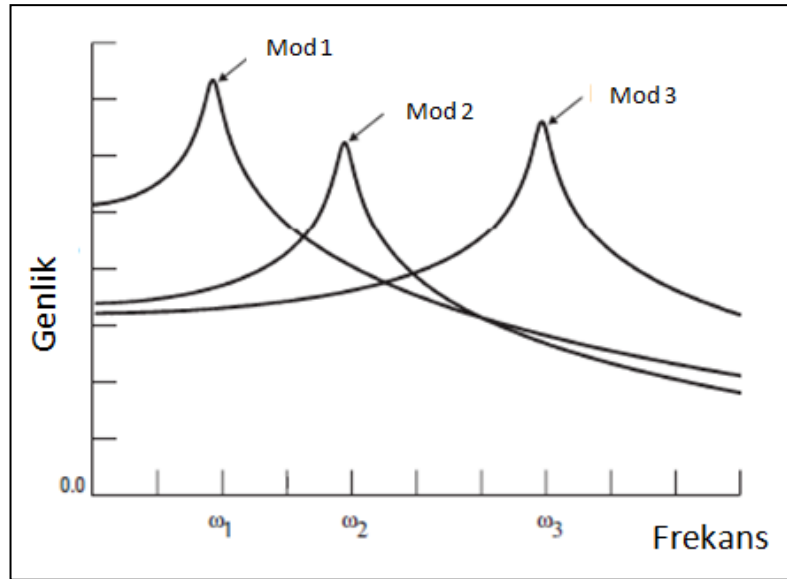
elde edilir. Burada  $\{F(s)\}$  uygulanan kuvvetin ve  $\{X(s)\}$  sistem çıktısının laplace transformudur. N serbestlik dereceli bir sistem için frekans tepki fonksiyonu genel formu;

$$H(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{A_r}{(\omega_{nr}^2 - \omega^2) + j(2\xi\omega\omega_r)} \quad (2.18)$$

şeklinde ifade edilir. Burada  $\omega_n$  doğal frekansı,  $A_r$  modal katsayıları göstermektedir. Modal katsayılar FRF grafiklerinde, belirli noktalardaki, her modun sistem cevabına katılım miktarını belirler. Tek serbestlik dereceli sistemlerde olduğu gibi tahrik olmadan çok serbestlik dereceli bir sistem denkleminin çözümü sistemin modal parametrelerini bulmamızı sağlar. Çok serbestlik dereceli sistemler için farklı frekanslarda ve sönümlenmelerde mod şekli olarak adlandırılan yer değiştirme vektöründe oluşmaktadır. Şekil 2.11'de çok serbestlik dereceli bir sisteme ait serbest titreşim grafiği görülmektedir.

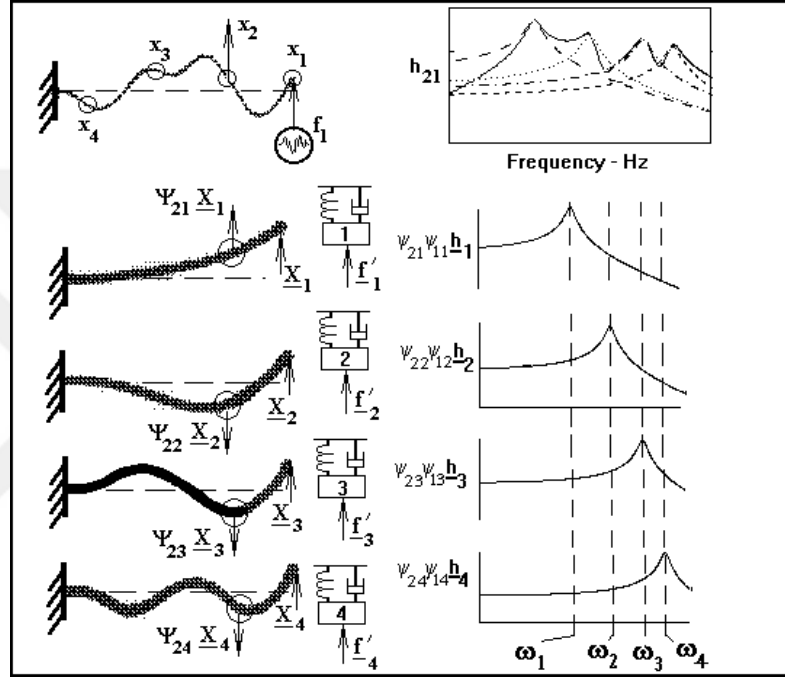


Şekil 2.11: Çok serbestlik dereceli bir sistem için serbest titreşim grafiği.



Şekil 2.12: Çok serbestlik dereceli bir sistem için genlik-frekans grafiği.

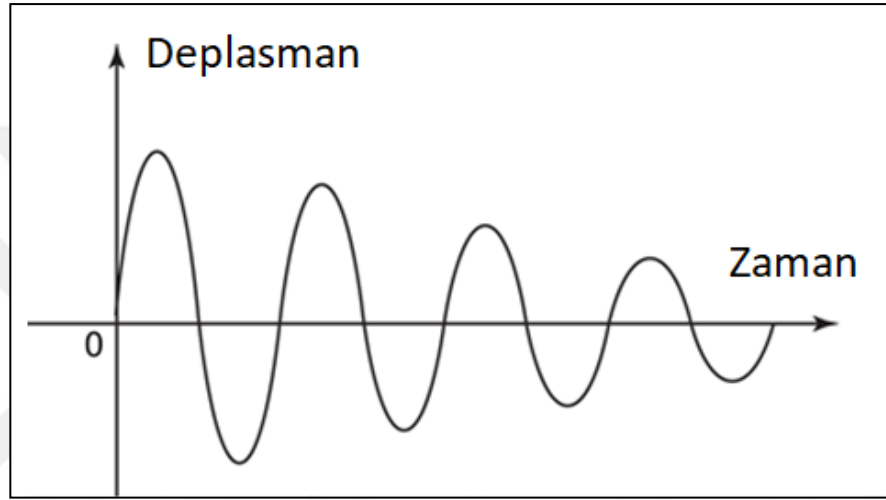
Şekil 2.12’de 3 serbestlik dereceli bir sistemin her modunun sistem cevabına, tek serbestlik dereceli bir sistem olarak katkısı görülmektedir. Şekil 2.13 incelendiğinde ankastre bir kiriş üzerinde gerçekleştirilen modal analiz çalışmasının FRF grafiği, tek serbestlik dereceli sistemlerin süperpozisyonundan elde edildiği görülmektedir. Şekil 2.13 incelendiğinde ankastre kiriş tek serbestlik dereceli bir sistem olarak kabul edilmiştir. Her defasında farklı kuvvet ile uyarıldığında farklı pik noktaları elde edilmiş ve daha sonra bunlar  $h_{21}$  grafiğinde birleştirilerek sistemin rezonans noktaları bulunmuştur.



Şekil 2.13: Ankastre bir kiriş FRF’sinin tek serbestlik dereceli sistemden elde edilmesi.

## 2.3. Sönümlenme Mekanizması

Sönümlenme bütün titreşen sistemlerde varolan bir olgudur. Sönümlenme enerjinin dağılarak kaybolması olayıdır. Serbest titreşim olayında görüldüğü gibi, sönümlenme olayı ile kaybolan enerji, hareketin genliğinin zaman ile azalmasına ve yok olmasına neden olur. Şekil 2.14'de bu durum görülmektedir. Çok serbestlik dereceli bir sistemde ise kaybolan enerjiyi tahrik tarafından tekrar sisteme kazandırılmaktadır.



Şekil 2.14: Serbest titreşim deplasman-zaman grafiği.

Gerçek hayatta karşımız çıkan çok serbestlik dereceli sistemleri değerlendirmek için değişik rezonans değerlerindeki ve mod şekillerindeki sönümlenme etkisinin incelenmesi gerekir. Bir çok fiziksel mekanizmanın sistemde ve yapıda görülen değişik sönümlenme şekilleri ile tanımlanması gerekir. Bazı klasik sönümlenme mekanizmaları;

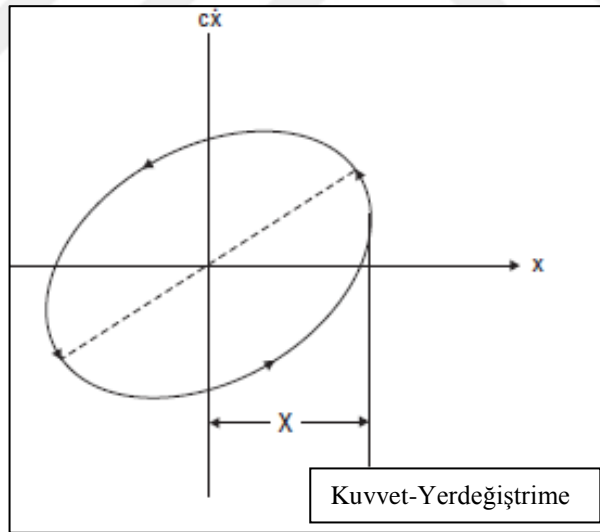
- Yapı Sönümlenmesi
- Viskoz Sönümlenme
- Coulomb Sönümlenmesidir

Genel olarak incelenen sistemde hangi tip sönümlenme mekanizmasının olduğunu tayin etmek zordur. Bu neden ile sönümlenme mekanizması yapılarda bağlantı noktalarının karmaşıklığı, yapıda meydana gelen gerilmeler ya da buna benzer karmaşık nedenlerden dolayı yukarıda sıralanan sönümlenme şekillerinin

kombinasyonu şeklinde ortaya çıkabilir. Fakat hesaplama kolaylığı bakımından denk olan viskoz sönümlenme bileşenleri ile sistemler modellenenbilmektedir. Bu nedenle, lineer model kullanılırken sadece viskoz terimi ölçmek, sistemi karakterize etmek için yeterli olur. Sönümlenme modelinin en basit modeli olan viskoz sönümlenme, sistemin kütle ya da rijidlik matrisine oransal bir ifadesidir [43].

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.19)$$

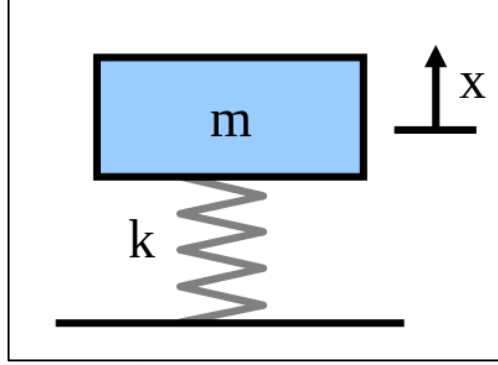
Viskoz sönümlenme sistem analizini basitleştiren bir sönümlenme çeşididir. Denklem 2.19'dan sönümlenme matrisinin kütle ve rijidlik matrisinin lineer kombinasyonuna eşit olduğu sonucuna ulaşılır. Bu modelin avantajı, sistemin sönümlü ve sönümlü olmayan durumları için mod şekilleri aynı ve rezonansa girme frekansları birbirine çok yakın değerlerde olmasıdır. Şekil 2.15'de görülen kuvvet yerdeğiştirme grafiği histerizis çevrimi olarak bilinen kapalı bir alan oluşturmaktadır. Histerizis çevrimi her çevrimdeki enerji kaybını oransal olarak ifade eder. Bu şekilde enerji kaybına neden olan sönümlenme kuvveti hesaplanabilir.



Şekil 2.15: Viskoz sönümlenme ve enerji dağılımı grafiği.

## 2.4. Genel Titreşim Çeşitleri

### 2.4.1. Sönümsüz Serbest Titreşim Modelinin Oluşturulması



Şekil 2.16: Kütle yay modeli.

Sönümlenme etkisinin sistemlere olan etkisinin anlaşılabilmesi için kütle yay modellerinden elde edilen hareket denklemleri kullanılabilir. Şekil 2.15’de tek serbestlik dereceli bir sistem olan kütle yay modeli görülmektedir. Bu sistemde öncelik ile sönümsüz serbest titreşimi incelenecektir. Bu neden ile sistemde sönüm elemanı yoktur ve sistem herhangi bir kuvvet etkisi altında değildir. Başlangıçta herhangi bir uzama olmayan  $k$  yay sabitine sahip yayda,  $m$  kütlesi ile bir ilk hareket verildiğinde,  $x$  değişkeni kadar bir uzama olduğu varsayılmıştır. Her hangi bir anda kütle başlangıçtaki denge konumundan uzaklığı;  $x$  değişkeni ile tanımlanır. Yay tarafından  $m$  kütlelerine uygulanan kuvvet yayın uzaması  $x$  ile doğru orantılıdır.

$$F_s = -kx \quad (2.20)$$

Newton’un 2. yasasından faydalanılarak denklem 2.22 elde edilir [38].

$$\sum F = m \cdot a = m \cdot \ddot{x} = m \frac{dx^2}{dt^2} \quad (2.21)$$

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = 0 \quad (2.22)$$

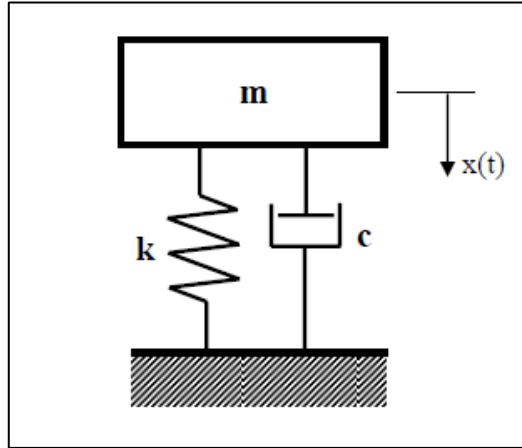
Bu bağıntı yay kütle sisteminin hareket denklemdir. Sistemin serbestlik derecesi sayısınca hareket denklemi elde edilmesi gereklidir. Newton'un 2. yasası kullanılarak sadece bir hareket denklemi elde edilmiştir. Bu durum, yay kütle sisteminin tek serbestlik dereceli bir sistem olduğunu gösterir. Şekil 2.15'deki sistem için yayı  $\delta$  kadar çekerek titreşime başlatırsak kütle için hareket denklemini bulunur.

$$x(t) = \delta \cos(2\pi f_n t) \quad (2.23)$$

Teorik modal analiz çalışmalarında sistemin sönümsüz olduğu kabul edilir ve sisteme herhangi bir kuvvet etki etmediği varsayılır. Teorik modal analiz çalışmalarında da elde edilen  $f_n$  sistemin sönümsüz doğal frekansdır ve denklem 2.24'de olduğu gibi ifade edilir.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.24)$$

#### 2.4.2. Sönümlü Serbest Titreşim Modeli ve Dinamik Parametrelerinin Çıkarılması



Şekil 2.17: Sönümlü serbest titreşim modeli.

Bazı sistemlerde, sistemin enerjisinin bir kısmını yutarak sistemin hareketine direnç gösteren bir eleman türü vardır. Bu elemana sönüm elemanı denilir. Mekanik bir sistemde, sönüm oranı sistemin serbest titreşim altındaki salınım genliklerinin azalma oranını ölçerek belirlenebilir. Mekanik sistemlerde viskoz sürtünme, iç



sürtünme, histeresiz, kuru sürtünme gibi sistemin enerjisinin bir kısmını yutarak sistemin hareketine direnç oluşturan farklı sönüm türleri bulmasına rağmen, sönüm elemanı içeren sistemlerde hareket denklemlerinin çözümünün kolay olması için sönüm elemanı çoğu kez viskoz sönüm modeli ile tanımlanır. Sönümlü serbest titreşimin matematik modeli oluşturulurken, sisteme, kütle hızıyla orantılı olarak kuvvet üreten viskoz bir sönümleyici eklenir.

$$F_d = -cv = -c\dot{x} = -c \frac{dx}{dt} \quad (2.25)$$

Kütle üzerindeki kuvvetleri toplayarak aşağıdaki adi diferansiyel denklem elde edilir [38].

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = 0 \quad (2.26)$$

Sönümlü sistemlerde denklem 2.25'in çözümü sönüm katsayısı olan  $c$ 'ye bağlıdır. Sönüme sahip olan sistemlerde  $c$  katsayısına bağlı olarak sistemdeki titreşimler zaman içinde kaybolacaktır. Sönüm değeri, sistemde titreşim salınımlarının gerçekleşmediği bir noktaya kadar getirilir ise buna sistemin kritik sönüm değeri denir.

Denklem 2.25'in çözümünde tüm terimler  $m$ 'ye bölünür ise;

$$\ddot{x} + \frac{c}{m} \dot{x} + \frac{k}{m} x = 0 \quad (2.27)$$

$$\ddot{x} + \frac{c}{m} \dot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad (2.28)$$

Bu türde türevsel denklemin çözümü için  $x(t) = e^{rt}$  kabul ederek denkleme yerleştirirsek karakteristik denklem;

$$r^2 + \frac{c}{m} r + \omega_n^2 = 0 \quad (2.29)$$

olarak bulunur. Buradan

$$r_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \omega_n^2} \quad (2.30)$$

elde edilir. Sistemlerde karşılaşılan üç tane belirgin sönümlenme durumu olmasına rağmen, sadece kritik altı sönüm durumu yapısal dinamik için önem kazanmaktadır ve bize modal sönümlenme ile ilgili bilgi vermektedir. Bu ifadede karekök işaretinin altındaki terime bağlı olarak üç çeşit çözüm elde edilir;

- $\left(\frac{c^2}{4m^2} = \omega_n^2\right)$  kritik sönüm durumu.  $\zeta = 1$

Bu durumda iki eşit reel kök vardır. Bu sebeple, çözüm;

$$x = e^{-\zeta\omega_n t}(C_1 + C_2 t) \quad (2.31)$$

şeklindedir. Şekil 2.13'de görülen sönümlü serbest titreşim modelinde kritik sönümü sağlayan sönüm sabiti  $c_{cr}$  olarak adlandırılır ve ,

$$c_{cr} = \sqrt{4mk} \quad (2.32)$$

şeklinde gösterilir. Bu tür bir harekette sistem en kısa zamanda denge konumuna erişir. Sistemin sönüm derecesi;

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} \quad (2.33)$$

bağıntısı ile tanımlanır. O halde;

$$\frac{c}{m} = 2\zeta\omega_n \quad (2.34)$$

olduğu görülür.

- $\left(\frac{c^2}{4m^2} > \omega_n^2\right)$  kritik üstü sönüm durumu  $\zeta > 1$ .

Bu durumda çözüm;

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} (C_1 e^{\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t} + C_2 e^{-\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t}) \quad (2.35)$$

olarak bulunur. Bu durumda sistemde titreşim yoktur. Parantez içindeki birinci terimden ötürü sistem hiç bir zaman denge konumuna gelemmez.

- $\left(\frac{c^2}{4m^2} < \omega_n^2\right)$  kritik altı sönüm durumu  $\zeta < 1$ .

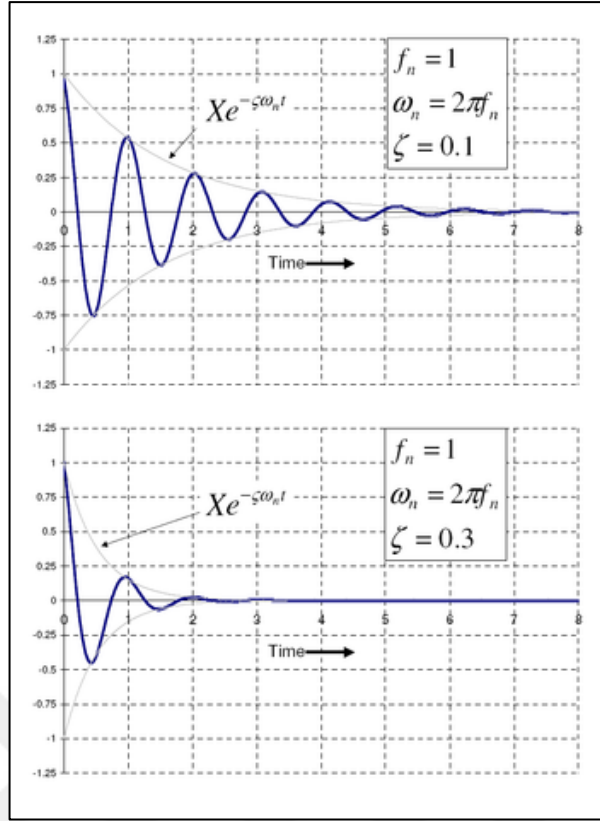
Bu durumda  $\sqrt{\frac{c^2}{4m^2} - \omega_n^2}$  terimi sanaldır. Çözüm;

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} (C_1 \sin \omega_d t + C_2 \cos \omega_d t) \quad (2.36)$$

olarak elde edilir. Burada sönümlü serbest titreşim frekansı;

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.37)$$

bağıntısı ile elde edilir.



Şekil 2.18: Kritik altı sönüm için salınım grafikleri.

Şekil 2.18’de iki farklı sönüm değerindeki iki sisteme ait salınım grafikleri görülmektedir. Burada  $Xe^{-\zeta\omega_n t}$  terimi eksponansiyel terimdir ve yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi sistemin ne kadar sürede sönümleneceğini gösterir. Denklem 2.38 ise titreşim hareketinin salınımını ifade eder. Örnek olarak, tez çalışmasında konusu olan titreşim araştırması için, çekiç ile bir sistem tahrik edildiğinde şekil 2.18’deki grafikte olduğu gibi serbest bir titreşim ölçümü yapılabilir. Bu şekilde deneysel çalışmalar ile sistemin doğal frekansı ve sönüm oranları bulunabilir.

Çeşitli sistemlerde bulunan tipik sönüm derecesi değerleri tablo 2.2’de verilmiştir.

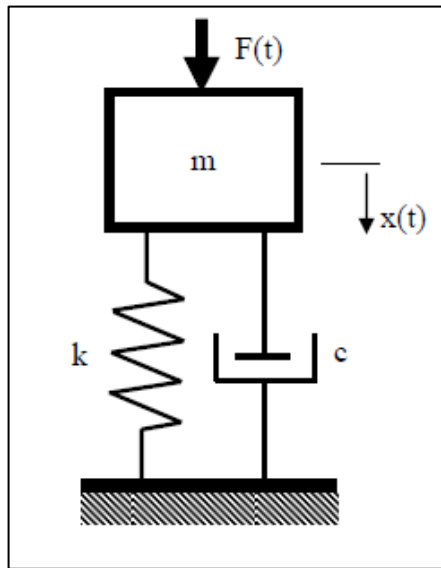
Tablo 2.2: Tipik Sönüm Derecesi Değerleri.

| Sistem                       | Sönüm Derecesi |
|------------------------------|----------------|
| Otomobil amorsitörleri       | 0.1-0.5        |
| Kauçuk                       | 0.04           |
| Perçinli çelik konstrüksiyon | 0.03           |
| Beton                        | 0.02           |
| Ahşap                        | 0.003          |
| Soğuk çekilmiş çelik         | 0.0006         |

### 2.4.3. Sönümlü Zorlamalı Titreşim Modelinin Oluşturulması

Makinelerin bazı kısımları zamana göre periyodik olarak değişen yüklemelere maruzdur. Makine parçalarının kütlesi ve elastikiyeti olduğuna göre mekanik titreşimlerin olmaması mümkün değildir. Makinelerin hızları genellikle sabit olduğu için bunlarda meydana gelen titreşimler sabit frekanslı düzenli rejim titreşimleridir. Makinenin hızında zamana göre periyodik olmayan ani değişimler olduğu takdirde meydana gelen titreşimler geçici rejim titreşimleri olarak adlandırılır.

Bu bölümde harmonik kuvvet etkisi altındaki tek serbestlik dereceli bir sistem incelenmiştir.



Şekil 2.19: Harmonik kuvvet etkisi altındaki yay-kütle-damper sistemi.

Şekil 2.18'deki sisteme;

$$F = F_0 \sin \omega t \quad (2.38)$$

şeklinde harmonik bir kuvvet uygulandığında sisteme etki eden bileşke kuvvet denklem 2.42 deki şekli ile elde edilir.

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F_0 \sin \omega t \quad (2.39)$$

$$\frac{c}{2m} = \zeta \omega_n \quad (2.40)$$

Denklem 2.43 kullanılarak;

$$\ddot{x} + 2\zeta \omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \omega t \quad (2.41)$$

denklem 2.44'deki halini alır. Elde edilen hareket denkleminin çözümü özel ve genel çözümlerin toplamına eşittir. Bu şekilde denklem [42];

$$x = e^{-\zeta \omega_n t} (C_1 \sin \omega_d t + C_2 \cos \omega_d t) + \frac{F_0/m(\omega_n^2 - \omega^2) \sin \omega t}{(\omega_n^2 - \omega^2) + 4\zeta^2 \omega^2 \omega_n^2} - \frac{F_0/m(2\zeta \omega_n \omega) \cos \omega t}{(\omega_n^2 - \omega^2) + 4\zeta^2 \omega^2 \omega_n^2} \quad (2.42)$$

Bu eşitliğin sağ tarafındaki ilk terim başlangıç şartlarından doğan geçici rejim terimidir. Başındaki  $e^{-\zeta \omega_n t}$  çarpanından ötürü zaman içerisinde sifıra gider. Bu terimi ihmal ederek ve;

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\zeta \omega_n \omega}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (2.43)$$

kabul edilerek;

$$x = \frac{F_0/m}{\sqrt{\omega_n^2 - \omega^2 + 4\zeta^2 \omega^2 \omega_n^2}} \sin(\omega t - \phi) \quad (2.44)$$

yazabiliriz.

Görüldüğü gibi harmonik kuvvet zorlaması altındaki sistemin cevabı gene harmoniktir. Sadece zorlama kuvveti ile deplasman arasında bir gecikme vardır.  $\phi$  açısı ile ifade edilen gecikmeye faz açısı denilir. Hareketin genliğine X denilirse;

$$x = \frac{F_0/m}{\sqrt{(\omega_n^2 + \omega^2)^2 + 4\zeta^2 \omega^2 \omega_n^2}} \quad (2.45)$$

$$\Delta_{st} = \frac{F_0}{k} \quad (2.46)$$

olur. O halde büyütme oranı;

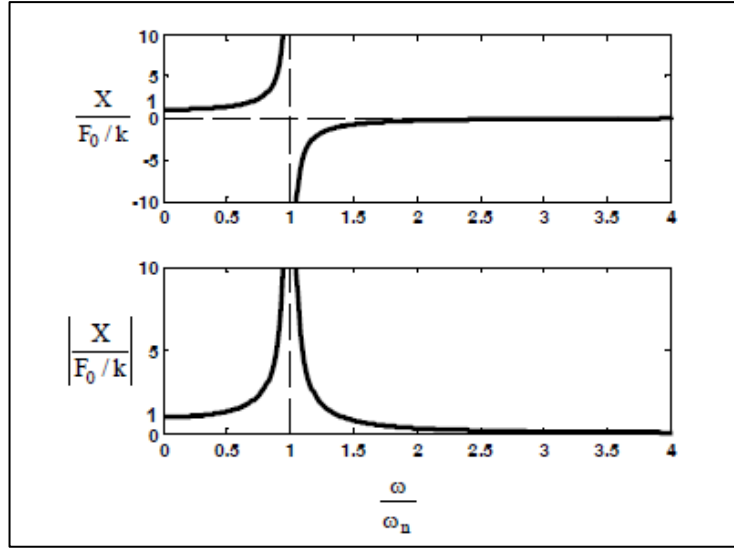
$$\frac{X}{F_0/k} = \frac{X}{\Delta_{st}} = \frac{F_0/m}{F_0/k \sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2 \omega^2 \omega_n^2}} \quad (2.47)$$

olarak yazılır. Gerekli düzenlemeler yapıldığında;

$$\frac{X}{\Delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.48)$$

sönümlü sistemler için çözüm elde edilir. Burada;

$$\frac{\omega}{\omega_n} = r \text{ dir.} \quad (2.49)$$



Şekil 2.20: Büyütme oranının  $\frac{\omega}{\omega_n}$  karşı değişimi

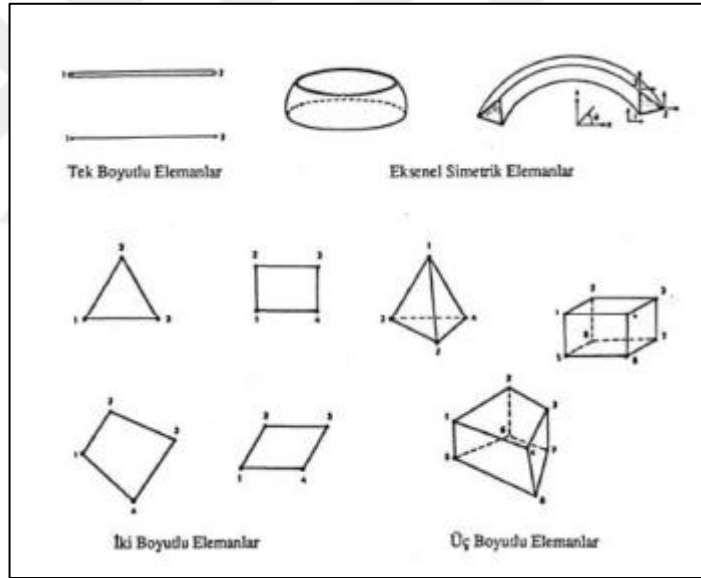
Sistem üzerindeki zorlama frekansının doğal frekans ile aynı olduğu  $r=1$  durumunda, sönümlü sistemlerde yukarıdaki grafikte görüldüğü gibi titreşim genliği çok yüksek değerlere ulaşip sonsuza gitme eğilimine girer. Böyle bir durumda sistemin doğal frekansı değeri sistemin rezonans frekansı değerine eşit olmuştur. Mekanik sistemlerde meydana gelen rezonans sistemlerde tahribatlara neden olur. Titreşim analizlerinin en önemli amaçları sistemin ne zaman rezonansa gireceğini belirlemek ve rezonansa karşı sistemi koruyucu önlemler almaktır.



### 3. FAN YAPISININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MODELLENMESİ

Sonlu elemanlar yöntemi, analitik yöntemlerle çözülmesi çok karmaşık olan mühendislik yapılarını modellemek için kullanılan değişken ve interpolasyon yöntemlerine başvuran sayısal bir tekniktir.

Sonlu elemanlar metodu ile modellenen yapılar çok sayıda, basit, küçük sonlu elemanlar olarak adlandırılan parçalar ile ayrıklaştırılmış sistem ya da sistemler haline getirilir. Bu elemanlar birbirlerine nodlar ile bağlıdır ve her nod ayrıklaştırılmış sistem için çözüm sağlayan hareket denklemlerine sahiptir. Bu teknik ile elde edilen sonuçlar yaklaşık bir çözüm olduğundan dolayı oluşturulan eleman sayısı, eleman şekilleri, eleman tipleri ve sınır koşulları açısından hazırlanan modele dikkat edilmelidir.

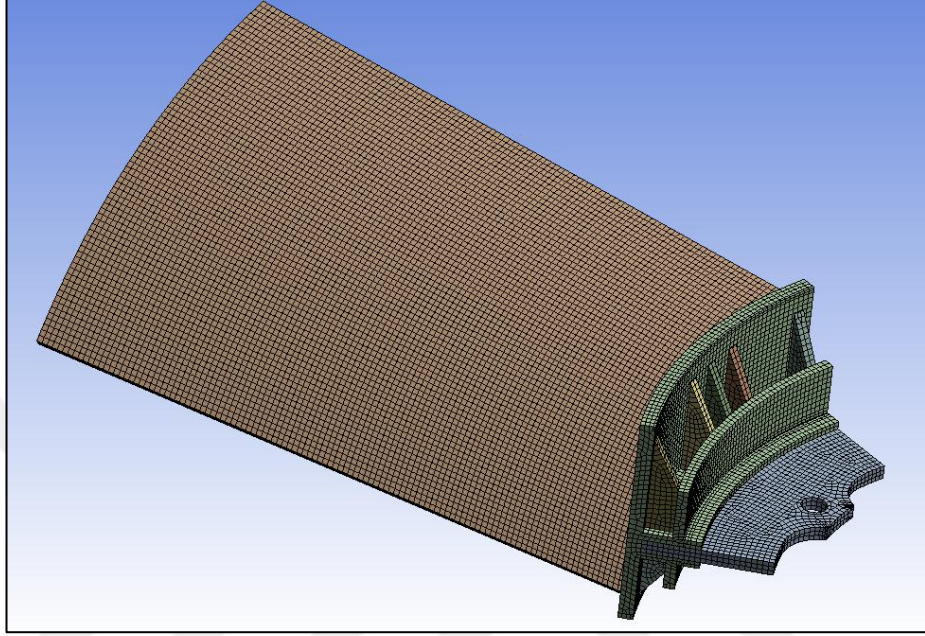


Şekil 3.1: Sistem ayrıklaştırılmasında kullanılan bazı eleman tipleri

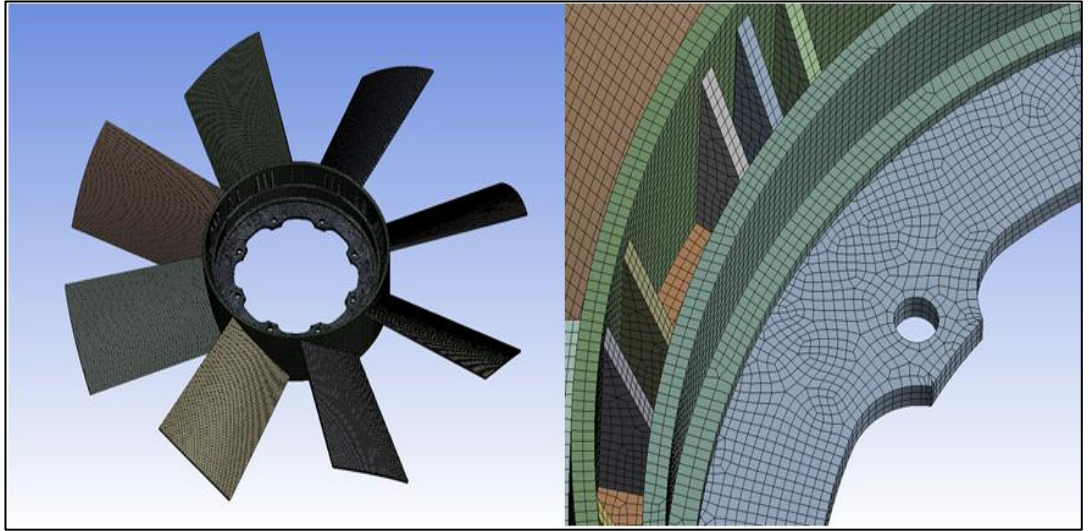
Mühendislik yapılarında elastisite teorisi kesin çözüm yöntemini vermesine rağmen, yapıların bir çoğunda, karmaşık analitik yöntemlerden dolayı, ilgili çözümü elde etmek oldukça zordur. Bu neden ile sistem parçalara ayrılarak bir dizi integral ve diferansiyel denklemler elde edilir. Sonlu elemanlar integral ve diferansiyel denklemlerin yaklaşık çözümlerinin bulunmasına dayanır. Çözüm yaklaşımı, diferansiyel denklemlerin elimine edilmesi veya kısmi diferansiyel denklemlerin, adi

diferansiyel denklemlerine dönüştürülmesi ve bu denklemlerin standart çözüm teknikleri ile çözülmesine dayanır.

Çalışmada kullanılan fan kanadının ve fanın sonlu elemanlara ayrılmış modeli şekil 3.1 ve şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2: Fan kanadının sonlu elemanlar ile oluşturulmuş modeli.



Şekil 3.3: Fanın sonlu elemanlar ile oluşturulmuş modeli.

### 3.1. Sonlu Elemanlar Metodunda Uygulanan İşlemler

Ticari olarak kullanılan sonlu elemanlar yazılımlarının uygulanması üç bölümden oluşmaktadır. Bunlar ön işlemci, çözücü ve son işlemcidir.

Ön işlemci bölümü eleman tiplerinin tanımlanması, sistemin çözüm ağının oluşturulması, malzeme özelliklerinin atanması ve sınır koşullarının belirlenmesini içerir. Mekanik sistemin arkasındaki fiziksel prensiblerin anlaşılması modelleme tekniğinden daha çok önemlidir. Eğer sınır şartları doğru değil ise, ya da eleman tipleri uygun şekilde seçilmemiş ise, sonuçlar hatalı çıkabilmektedir.

Çözücü bölümü, ön işlemci bölümüne göre daha açık bir şekildedir. Ön işlemcide hazırlanan model çözücü içine aktarılır. Çözücü ön işlemcide oluşturulan rijitlik matrisleri birleştirilerek ve serbestlik derecelerini hesaplanır. Serbestlik derecelerinin hesaplanması ile yapıda meydana gelecek olan deplasmanlar, buradan da gerilme-gerinim dağılımları bulunabilir.

Son işlemci bölümü ise hesaplanmış verilerin görüntülenmesinden meydana gelmektedir. Hesaplanan serbestlik derecelerine göre, tercihe bağlı olarak değişik grafikler çizdirilebilmektedir.

#### 3.1.1. Düğüm Noktası, Eleman ve Şekil Fonksiyonu

Karmaşık yapıların; belirli fonksiyonlar ve uygun sınır koşulları ile matematiksel olarak tanımlanması ve bunların analitik olarak çözülmesi oldukça zordur. Sonlu elemanlar metodu ile karmaşık diferansiyel denklemler çözülerek sayısal sonuçlar elde edilebilir. Sonlu elemanlar ile yapı; analitik fonksiyonların tanımlanıp çözülebileceği sonlu sayıdaki küçük bölümlere ayrılır. Buradan tüm yapının dinamik davranışı bu fonksiyonların çözümü ile elde edilir. Sürekli sistemler; birbirlerine düğüm noktaları ile bağlı bir dizi elemanlar ile ayrıklaştırılabilir. Her düğüm noktası sınır şartlarına göre farklı sayıda serbestlik derecelerine sahiptir. Her bir serbestlik derecesi diferansiyel denklemlerdeki çözülmesi gereken deplasman, hız, basınç vb. gibi farklı fiziksel birimlerde olabilir.

Düğüm noktaları arasındaki hesaplanmış değerleri, interpolasyon için şekil fonksiyonu kullanılır. Şekil fonksiyonu genellikle polinomik fonksiyon formundadır.

$$\zeta(u(x), u(\dot{x}), u(\ddot{x}), x) = 0 \quad (3.1)$$

Denklem 3.1'de verilen deplasman için tanımlanan diferansiyel denklemden;  $u(x)$  için Taylor açılımı ile yaklaşık bir çözüm elde edilebilir.

$$u(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + \dots + a_nx^n = \sum_{i=0}^n a_i x^i \quad (3.2)$$

Bu yaklaşık sonuç aynı zamanda düğüm noktaları cinsinden ;

$$u(x) \cong N_1(x)u_1(x) + N_2(x)u_2(x) + N_3(x)u_3(x) + \dots + N_n(x)u_n(x) = \sum_{i=0}^n N_i(x)u_i(x) \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilir. Burada  $N_i$  ve  $u_i(x)$  sırası ile, düğüm noktasındaki şekil fonksiyonu ve deplasmandır. Şekil fonksiyonlarının değeri birbirine komşu olan düğüm noktalarına göre belirlenir.

İki düğüm noktalı ve iki serbestlik dereceli bir bar eleman düşünüldüğünde çözüm;

$$u(x) \cong a_0 + a_1x = \sum_{i=0}^n a_i x^i \quad (3.4)$$

şeklinde ifade edilir. Burada  $u(x)$  global çözüm,  $x$  global değişken ve  $a_0, a_1$  ise düğüm noktalarındaki  $x_1$  ve  $x_2$  değerleri ile belirlenen katsayılarıdır. Sonlu eleman matris formunda aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 \\ 1 & x_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Burada  $u_1 = u(x_1)$  ve  $u_2 = u(x_2)$  'dir.

Buradan  $a_0$  ve  $a_1$ ;

$$\begin{aligned} a_0 &= u_1 - \frac{u_2 - u_1}{x_2 - x_1} x_1 \\ a_1 &= \frac{u_2 - u_1}{x_2 - x_1} \end{aligned} \quad (3.6)$$

olarak bulunur. Çözüm  $u(x)$  denklem 3.7'deki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned} u_x &= \left( u_1 - \frac{u_2 - u_1}{x_2 - x_1} x_1 \right) + \left( \frac{u_2 - u_1}{x_2 - x_1} \right) x \\ &= \left( \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} \right) u_1 + \left( \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \right) u_2 \\ &= N_1 u_1 + N_2 u_2 \end{aligned} \quad (3.7)$$

Şekil fonksiyonu  $N$ ;

$$N = \begin{bmatrix} \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} \\ \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

şeklinde gösterilir. Burada  $x_1, x_2$  bar elemanın iki ucundaki koordinatlarıdır ve  $x$  eleman üzerindeki herhangi bir nokta olabilir. Bu örnekte iki düğüm noktalı ve 2 serbestlik dereceli basit bir bar eleman üzerinden çözüm gösterilmiştir. Pratikte mühendislik uygulamalarında,

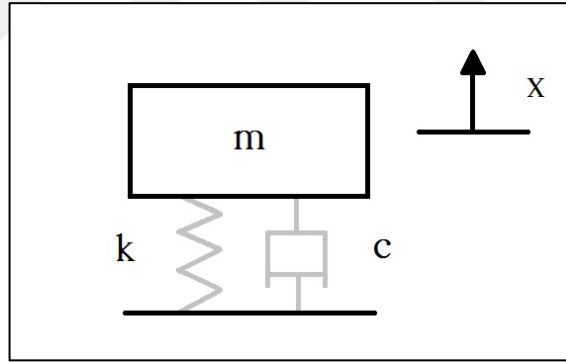
2D ve 3D elemanlar kullanılır. Sonlu elemanın büyüklüğü ne kadar olursa olsun şekil fonksiyonlarının büyüklüğünün bulunması gereklidir ve bu şekil fonksiyonları elemanların rijitlik ve kütle matrislerini hesaplamak için kullanılır.

### 3.1.2. Hareket Denklemi

Titreşim problemleri Newton kanuna dayanan genel hareket denklemleri ile ifade edilir. Şekil 3.4’de gösterilen tek serbestlik dereceli ve sönümlü bir sistem için hareket denklemini;

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edebiliriz. Burada  $m$  sistemin kütlesi,  $c$  sistemin sönümlenme katsayısı,  $k$  yaya rijitlik katsayısı ve  $F$  dış kuvvettir. Gerçek hayatta karşılaşılan titreşim problemleri, tek serbestlik dereceli bir sistemden daha karmaşıktır. Genel olarak karmaşık yapılar ( soğutma fanları gibi) birden fazla doğal frekansa sahiptir. Eğer problem lineer kabul edilir ise, karmaşık yapılar tek serbestlik dereceli sistemlerin toplamı olarak düşünülebilir. Bu şekildeki karmaşık yapıların birden çok serbestlik derecesi vardır.



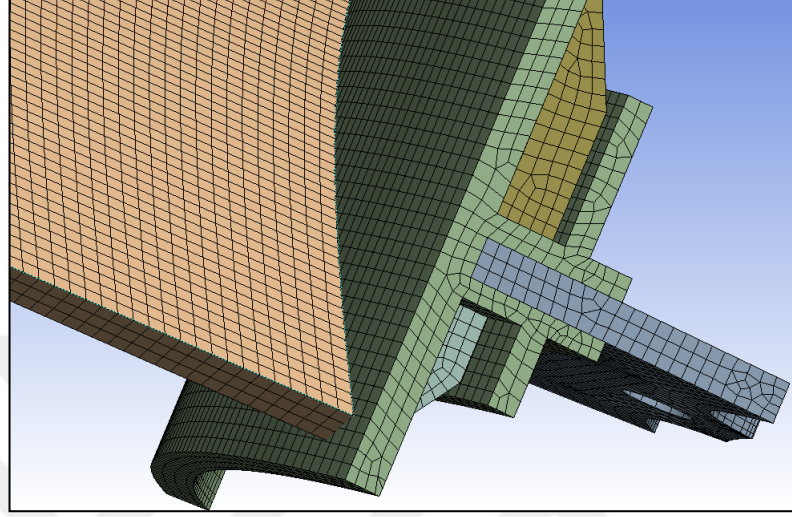
Şekil 3.4: Tek serbestlik dereceli ve sönümlü bir sistem

Bundan dolayı hareket denklemi matris formunda aşağıdaki gibi yazılır.

$$[M][\ddot{X}] + [C][\dot{X}] + [K][X] = [F] \quad (3.10)$$

Burada  $M$  kütle matrisi,  $C$  sönümlenme matrisi,  $K$  rijitlik matrisi ve  $F$  dış kuvvettir. Bu üç matris, yapıların titreşim özellikleri olan doğal frekans, sönümlenme oranları ve mod şekillerinin belirlenmesinde kullanılır. Eğer kompleks bir yapıda titreşim problemi inceleniyor ve yapı karmaşık sınır şartları içeriyor ise, denklem

3.10'daki kütle, sönümlenme, rijitlik matrisleri ile kuvvet ve sınır şartlarını tanımlamak zorlaşabilir. Dolayısı ile karmaşık yapıları bir dizi eleman ile göstermek daha anlaşılır olacaktır. Örnek olarak, tek fan kanadı ve fan yapısı küçük elemanlar ile ayrıklaştırılarak sonlu elemanlar sistemi oluşturulur.



Şekil 3.5: Tek fan kanadı ayrıklaştırılmış sistem

Burada her eleman kendi kütle, rijitlik ve sönümlenme özelliklerine sahiptir. Her elemandaki küçük matrisler birbirlerine montaj edilerek denklem 3.10'daki büyük matris elde edilir ve böylece tüm düğüm noktalarındaki doğal frekanslar ve deplasmanlar hesaplanabilir.

Denklem 3.10'da tüm kütle, sönümlenme ve rijitlik matrisleri kare simetriktir. Genel olarak, bütün denklem bir ikinci derece özdeğer problemidir. Modal analizde, denklem içindeki sönümlenme terimi ihmal edilir. Ayrıca serbest titreşim düşünüldüğü içisistemdeki  $F$  kuvveti sıfır kabul edilir. Bu şekilde denklem 3.10,

$$[M][\ddot{X}] + [K][X] = [F] \quad (3.11)$$

şeklini alır. Denklemin çözümü için 3.12 eşitliği kullanılır.

$$[x] = [a]e^{j[w]t} \quad (3.12)$$

Burada  $[a]$  deplasman genliğinin vektörü,  $[w]$  doğal frekansların vektörü ve  $t$  zamandır.

Denklem 3.12'yi yerine koyularak yeniden düzenlenir ise;

$$([K] - \lambda[M])[X] = 0 \quad (3.13)$$

şeklini alır. Burada  $\lambda = \omega^2$  'dir. Bu bir özdeğer denklemidir ve çözümü;

$$\det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (3.14)$$

ile elde edilir. Özdeğerler bu denklemi sağlayan  $\lambda$  'nın değerleri olarak ifade edilir ve denklem 3.15'in çözümünde kullanılır. Burada  $[a]$ , denklemin özdeğerleridir.

$$([K] - \lambda_i[M])[a]_i = 0 \quad (3.15)$$

Denklem 3.15'in çözümü için  $[K]$  ve  $[M]$ 'nin belirlenmesi gerekir. Yapı için kütle ve rijitlik matrislerini elde etmek için, öncelikle her elemandaki kütle ve rijitlik matrislerinin belirlenmesi gerekir ve aşağıdaki şekilde ifade edilirler.

$$[M_i] = \iiint_V [N_i] \rho [N_i]^T \delta V \quad (3.16)$$

$$[K_i] = \iiint_V [B_i]^T E [B_i] \delta V \quad (3.17)$$

Burada  $B_i = \frac{\delta}{\delta x} [N_i]$  şeklinde ifade edilir ve gerinim-deplasman matrisidir.  $N_i$  şekil fonksiyonu ve  $E$  elemanın elastiklik matrisidir [44].



Ortotropik bir malzeme için elastiklik matrisi 3.18 bağıntısında verilmiştir.

$$[E] = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_x} & -\frac{\nu_{yx}}{E_y} & -\frac{\nu_{zx}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xy}}{E_x} & \frac{1}{E_y} & -\frac{\nu_{zy}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xz}}{E_x} & -\frac{\nu_{yz}}{E_y} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{yz}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xz}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xy}} \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

Burada  $E_x$ ,  $E_y$ ,  $E_z$  üç boyutlu young modülü değerleri,  $\nu_{xy}$ ,  $\nu_{yx}$ ,  $\nu_{yz}$  poisson oranları,  $G_{xy}$ ,  $G_{xz}$ ,  $G_{yz}$  kayma modulleridir.

Yukarıda görüldüğü gibi tüm parametreler tanımlandığı için denklem direk çözümlenerek, buradan yapının doğal frekansları hesaplanabilir. Belirli modlarda düğüm noktalarının deplasmanı olan her bir doğal frekansa ait öz vektörler hesaplanarak mod şekilleri çıkarılır.

### 3.2. Tek Kanat Yapısı İçin Teorik Modal Analiz

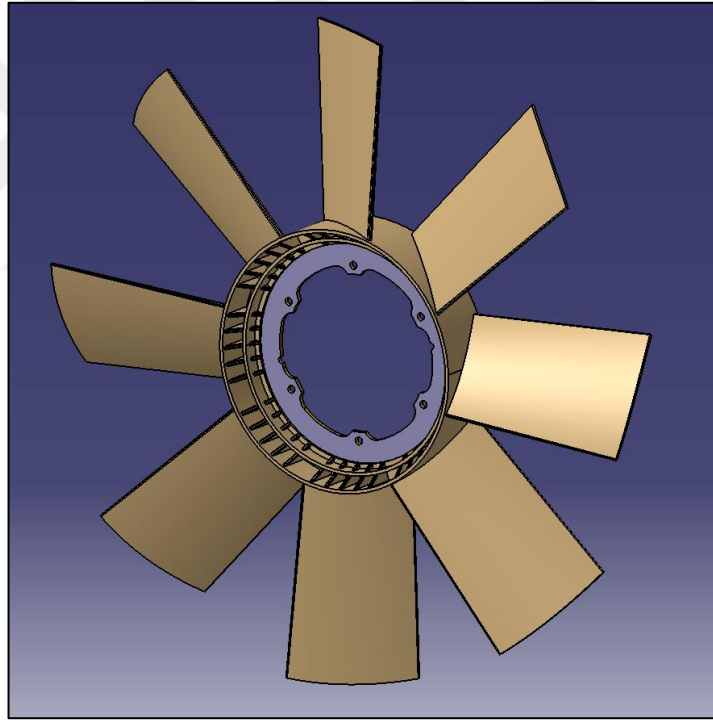
Bu bölümde, tez çalışması kapsamında dinamik karakteristiği araştırılan fan kanadı ve fan yapısının sonlu elemanlar programı ile elde edilen sonuçları incelenmiştir. Fan kanadı ve fan yapısının üç boyutlu modeli Catia'da, sonlu elemanlar modeli ise ANSYS yazılımlarında yapılmıştır.

Fan kanadı ve fan yapısı şekil fonksiyonları bilinen basit elemanlara ayrılarak, kanat ve fan yapısının dinamik davranışları bu elemanların toplam davranışları olarak belirlenmiştir. Bu elemanlar birbirlerine düğüm noktaları ile bağlıdır. Birbirlerine polinomik eğriler ve yüzeyler ile bağlı olan bu noktalar ile elemanların içsel yer değiştirmeleri komşu elemanlara aktarılarak yapı genelinde sürekli bir tepki elde edilir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen yapı davranışları, ayrıklaştırılmış sistemi meydana getiren elemanların şekil değişiklikleri ve bu değişikliklerin

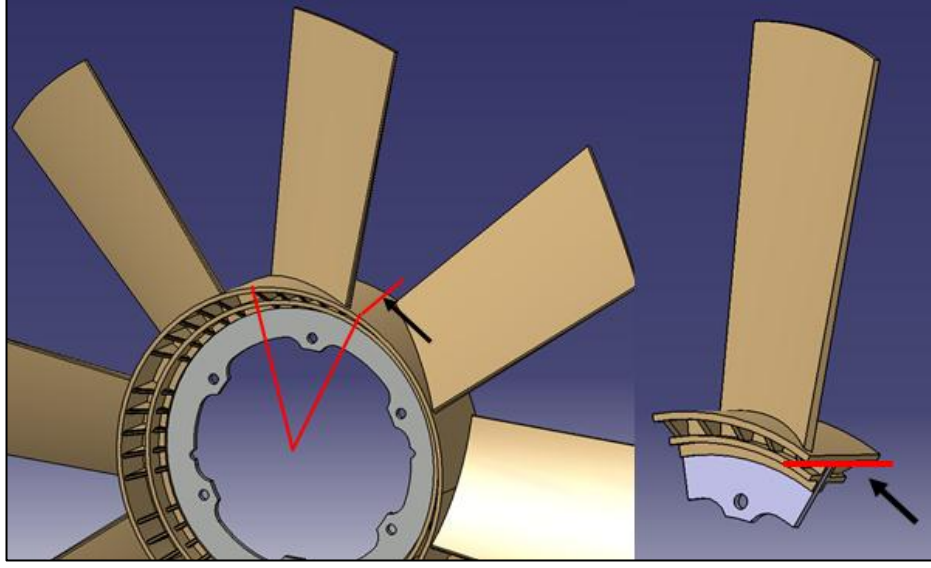
elemanlar arasında aktarılması ile elde edilir. Bu aktarım işlemi elemanların ortak düğüm noktaları üzerinden gerçekleşmektedir. Bu neden ile sonlu elemanlar sisteminde elemanların belirlenmesi kadar, düğüm noktasının tanımlama şeklide önemlidir. İdeal durumda, düğüm noktaları bütün eksenlerde hareket ederken bazı eleman tiplerinde dönmeler ihmal edildiğinden sadece temel eksenler olan X, Y ve Z eksenlerinde hareket eder. Bu durum elemanların serbestlik derecelerini belirlemektedir. Fan kanadı ve fan yapısı için hazırlanan sonlu elemanlar modelinde sistemin gerçeğe yakın olması için bu duruma dikkat edilmiştir.

Aşağıdaki şekilde sonlu elemanlar modeli oluşturulan fan yapısının üç boyutlu çizimi gösterilmektedir. Fan yapısı göbek kısmında gri renk ile gösterilen sac bir malzemeden ve kahverengi renk ile gösterilen termoplastik bir malzemeden meydana gelmektedir.

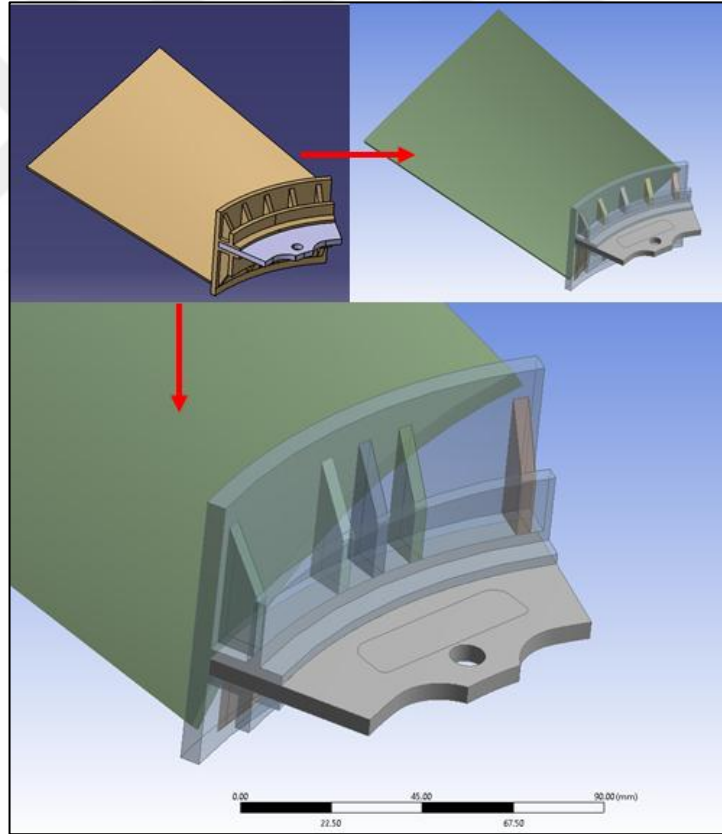


Şekil 3.6: Fan yapısının üç boyutlu.

İlk olarak bu yapı üzerinden alınan bir kanat üzerinde sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Tek kanat, bu geometri üzerinden 8’de 1’i kesilerek çıkarılmıştır.



Şekil 3.7: Tek kanat yapısının oluşturulması.

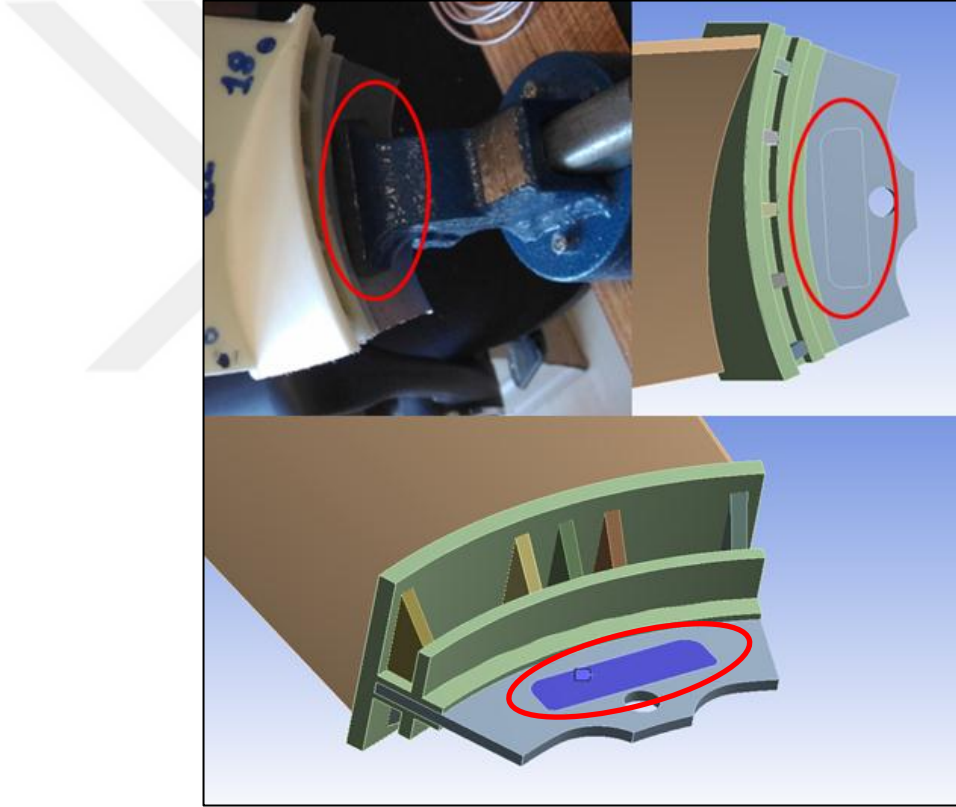


Şekil 3.8: Geometrinin ANSYS'e aktarılması.

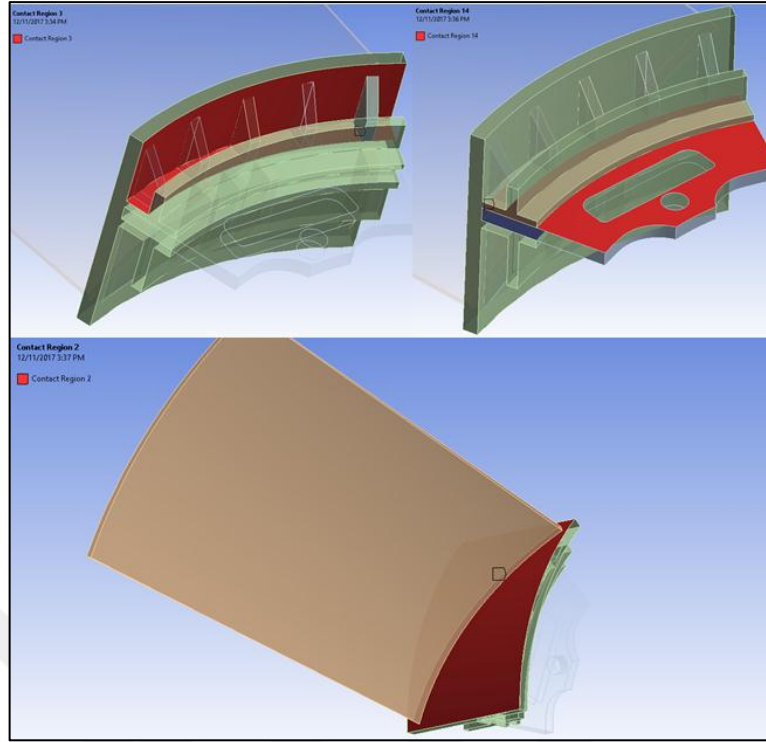
Ansyes içine aktarılan tek kanat geometrisi, ilk olarak parçalara ayrılmıştır. Bu şekilde tek kanat geometrisi hexahedral elemanlar oluşturulacak şekilde parçalara ayrılmış ve oluşturulan çözüm ağının kalitesinin artırılması sağlanmıştır. Ayrıca teorik modal analizin, deneysel modal analiz ile korelasyonunun sağlanması

gerekmektedir. Bunun için tek kanat deneysel modal analizinde oluşturulan test kurulumunda sabitleme şeklinin sonlu elemanlar modelinde de oluşturulması gerekmektedir. Deneysel modal analizde tek kanat için bir mengene yardımı ile sabitleme sağlanmıştır. Mengene ayaklarının tek kanat sacı üzerinde tuttuğu bölge, aynı şekilde Design Modeler içinde de oluşturulmuştur. Şekil 3.9’da bu durum gösterilmiştir. Mavi ile işaretli ve kırmızı daire içinde olan yerden fan kanadı sabitlenerek sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur.

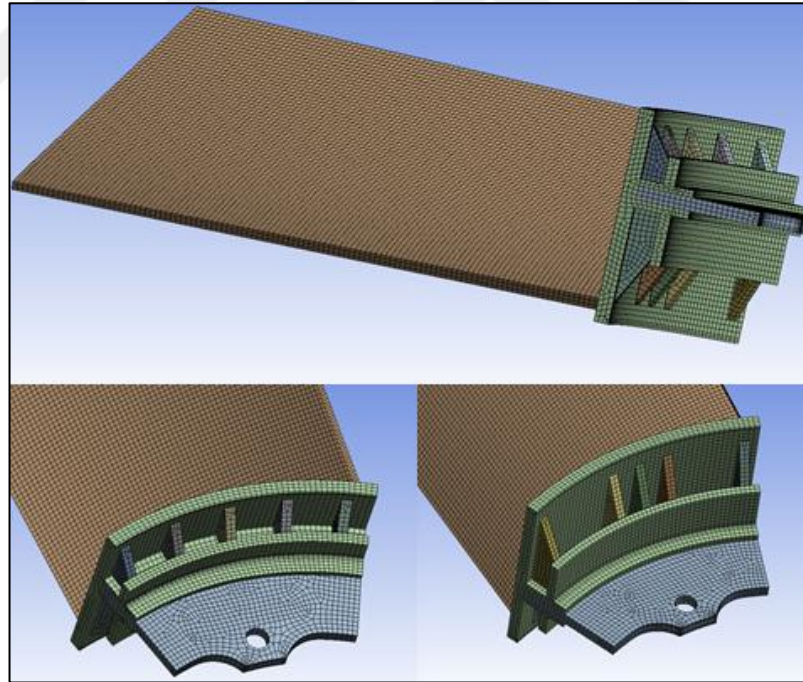
Sonlu elemanlar modelinde alt parçalara ayrılan tek kanat yapısının bir bütün şeklinde davranması gerekir. Bu sebep ile alt parçalar arasında kontak tanımlanarak tek parça şeklinde davranması sağlanmıştır.



Şekil 3.9: Sonlu elemanlar modeli sabitleme şeklinin gösterimi.



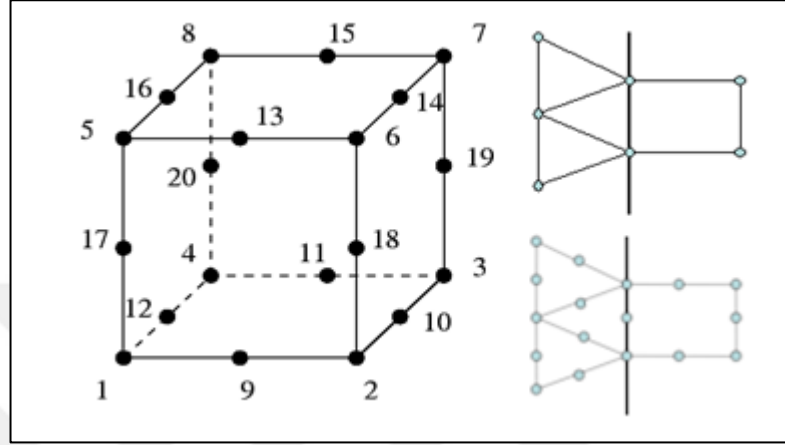
Şekil 3.10: Oluşturulan alt parçalar arasında kontak tanımlaması.



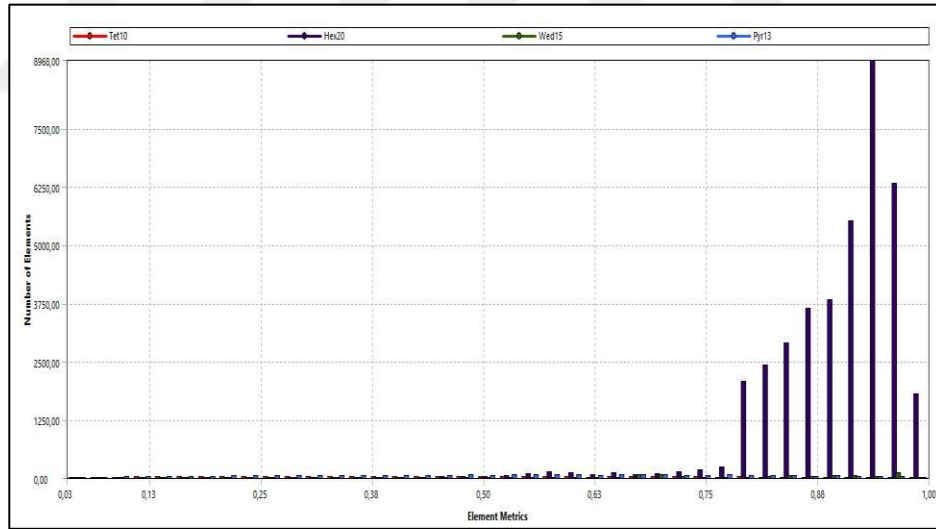
Şekil 3.11: Tek kanat için oluşturulan çözüm ağı.

Tek kanat için oluşturulan çözüm modelinde ANSYS mesh ayarları içinde eleman orta-kenar düğüm noktaları tutularak çözüm ağı oluşturulmuştur. Böylece oluşturulan elemanların ikinci dereceden hexahedral elemanlardan meydana gelmesi sağlanmıştır. Şekil 3.12’de hexahedral eleman yapısı gösterilmiştir. Bu eleman

tipinde düğüm noktası sayısı birinci derece eleman yapısına göre daha fazla olduğundan elemanın serbestlik derecesi artmış olur. Bu şekilde sonlu elemanlar için oluşturulan çözüm ağı fan yapısı gibi oval ve yuvarlak yapılar için daha uygun hale getirilmiştir. Çözüm ağı 41193 eleman ve 207343 düğüm noktasından meydana gelmiştir.



Şekil 3.12: İkinci dereceden hexahedral elemanlar.



Şekil 3.13: Tek kanat için mesh kalitesi grafiği.

Oluşturulan elemanlar için eleman kalitesi grafiği şekil 3.13'de gösterilmiştir. Bu grafikte görüldüğü gibi oluşturulan parabolik hex-20 eleman sayısı oldukça uygun olup, tüm modelin % 88'ini oluşturmaktadır. Sonlu elemanlar teoreminde temel denklemleri olan;

$$[K - \omega_i^2 M] \{\phi_i\} = 0 \quad (3.19)$$

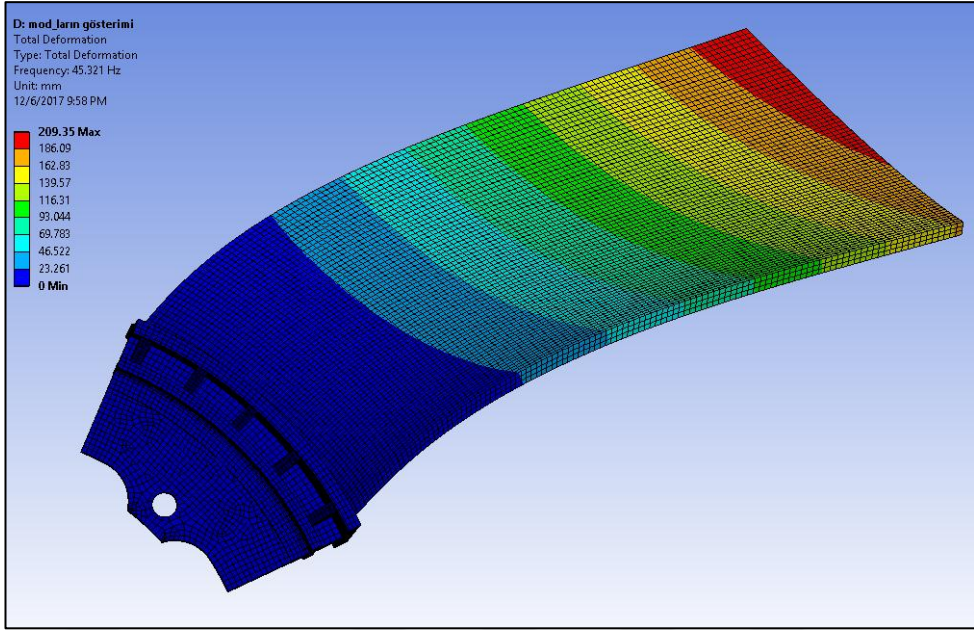
eşitliği Ansys çözücüsü ile çözdürülmüştür. Ansys içinde bu denklemin iki farklı çözücüsü vardır. Tez kapsamında PCG Lanczos ile çözüm yaptırılarak yapıda en küçük modların bulunması sağlanmıştır. Bu çözücü için yapı üç boyutlu elemanlar ile çözüm ağı oluşturularak modellenmiştir.

Sonlu elemanlar modelinde kullanılan malzeme özellikleri tablo 3.1’de verilmiştir.

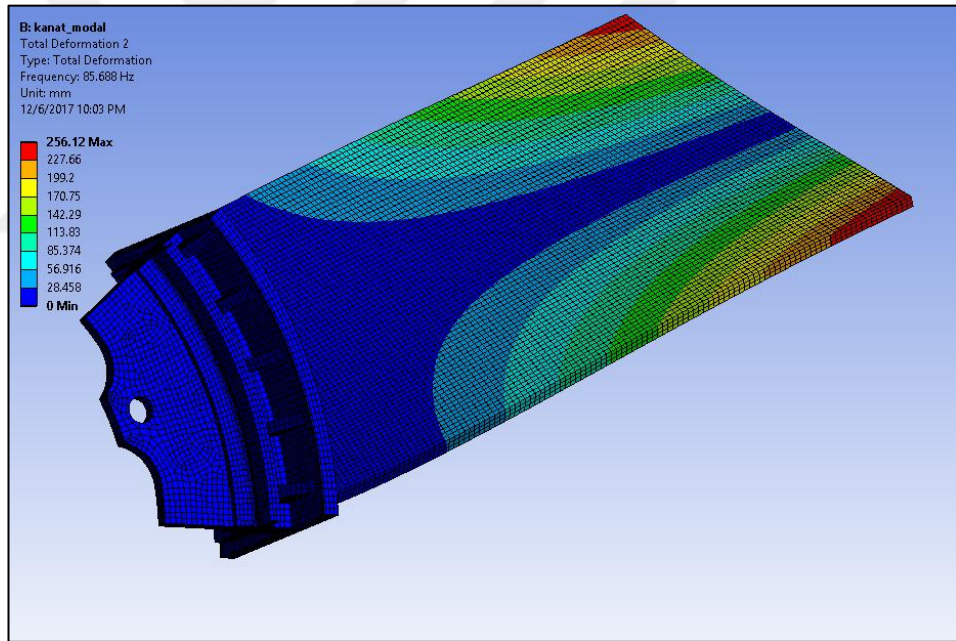
Tablo 3.1: Fan Yapısı Malzeme Özellikleri.

| Malzeme Özellikleri | DKP Sac                | Enylon-B(Termoplastik) |
|---------------------|------------------------|------------------------|
| Elastisite Modulu   | 210000 Mpa             | 4200 Mpa               |
| Yoğunluk            | 7850 kg/m <sup>3</sup> | 1218 kg/m <sup>3</sup> |
| Poisson Oranı       | 0.3                    | 0.3                    |

Sonuçların incelemesinde ilk dört modun karşılaştırılması kullanılmıştır. Tek kanat için elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Tek kanat için ilk 4 mod değerleri 45.321 Hz, 85.688 Hz, 217.13 Hz ve 276.65 Hz olarak bulunmuştur. Sonuçlarda görüldüğü üzere tek kanat yapısının sabitlendiği bölge ve kanat yapısının sac parçaya bağlandığı kısımda büyük deplasmanlar meydana gelmemektedir. Tüm mod şekilleri kanat yapısı üzerinde oluşmuştur. Aşağıdaki şekillerde tek kanat yapısının ilk dört modunun sonlu elemanlar analiz sonuçları gösterilmiştir.

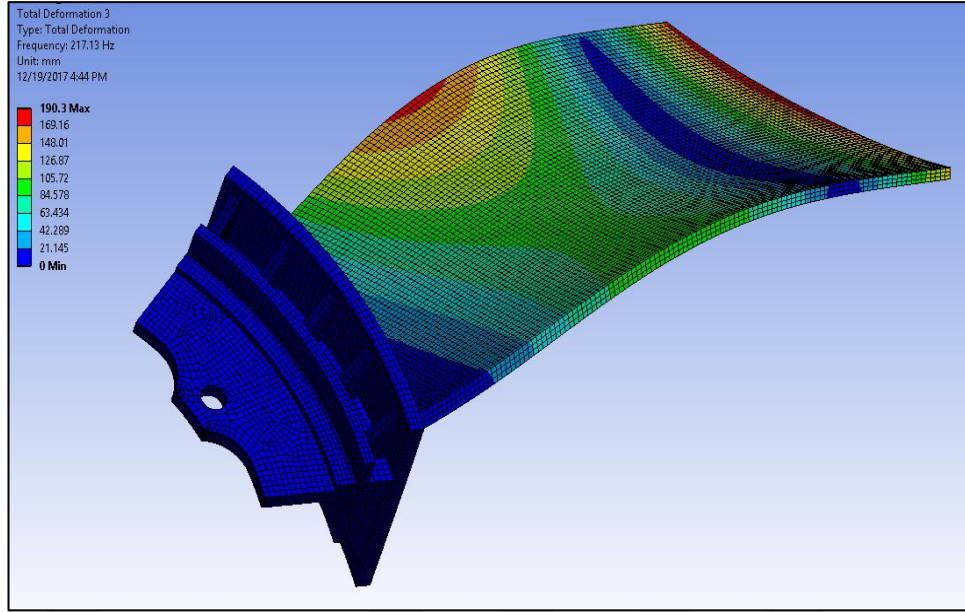


Şekil 3.14: Fan kanadı mod 1 şekli (1. eğilme).

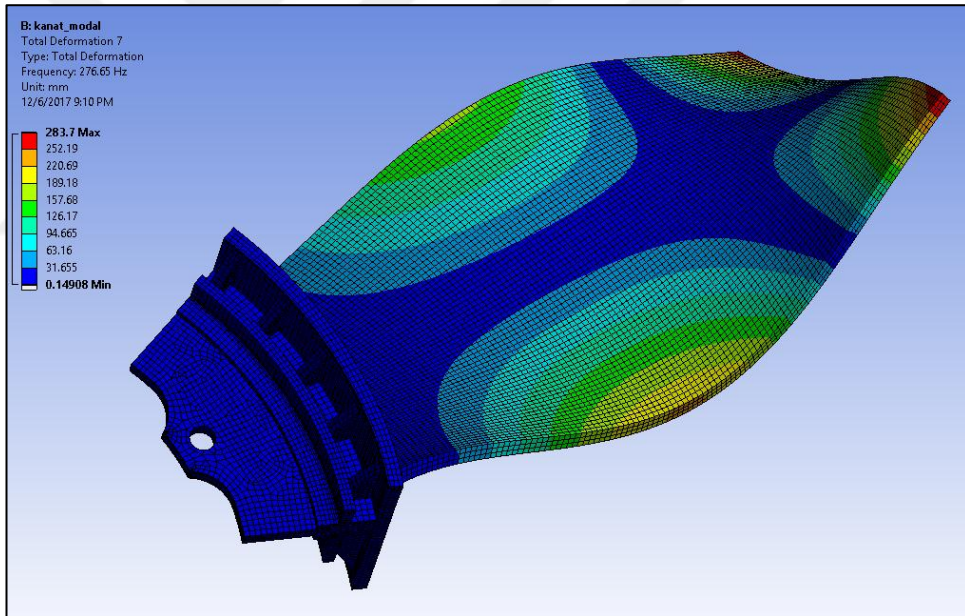


Şekil 3.15: Fan kanadı mod 2 şekli (1. burulma).





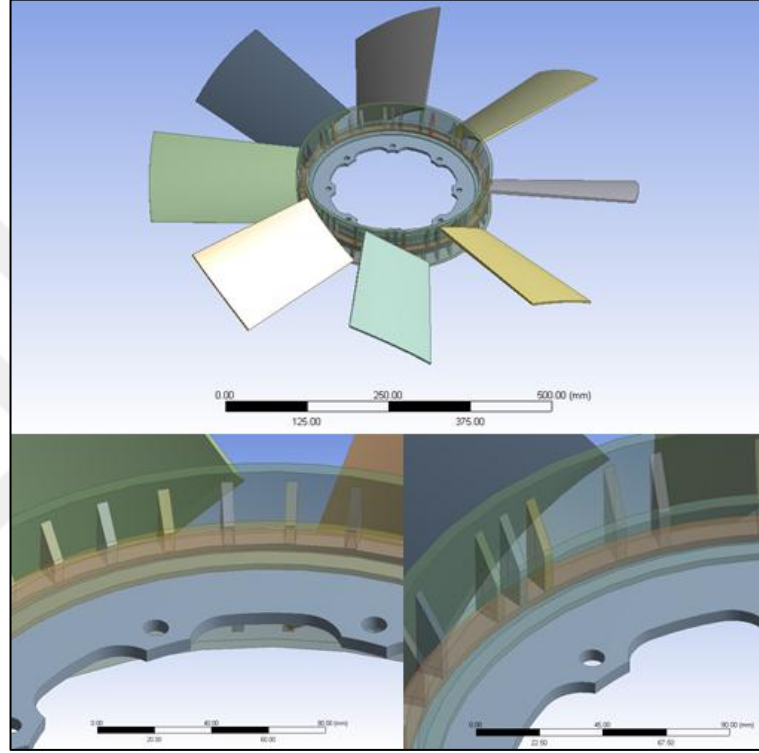
Şekil 3.16: Fan kanadı mod 3 şekli (2. eğilme).



Şekil 3.17: Fan kanadı mod 4 şekli (2. burulma).

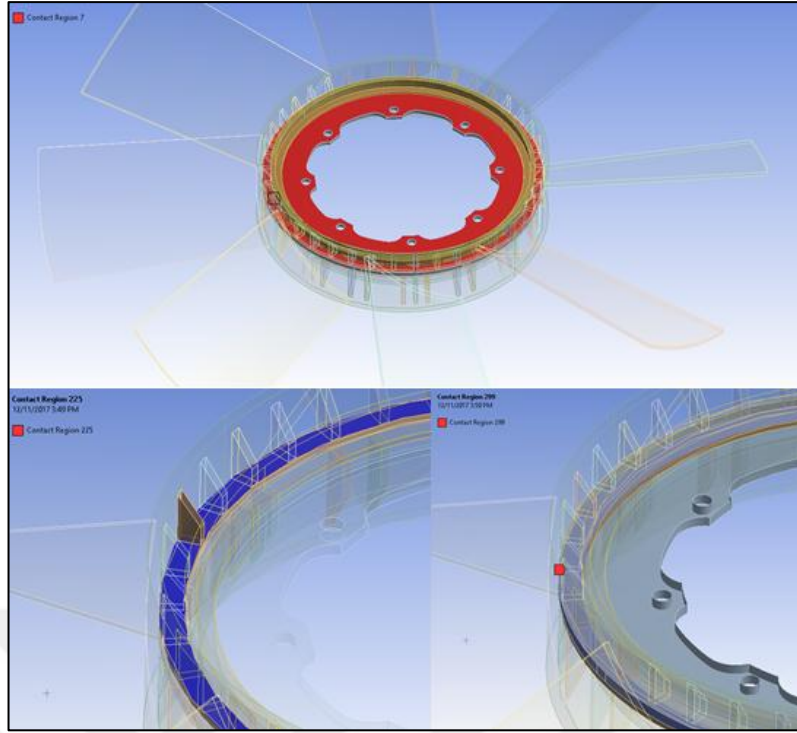
### 3.3. Fan Yapısı İçin Teorik Modal Analiz

Bu bölümde ise fan yapısının tamamı için sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Ansys içinde fan yapısı geometrisi, tek kanatta olduğu gibi ilk olarak parçalara ayrılmıştır. Bu şekilde fan yapısı tek kanat yapısında olduğu gibi hexahedral elemanlara ayrılmış ve oluşturulan çözüm ağının kalitesi arttırılmıştır.

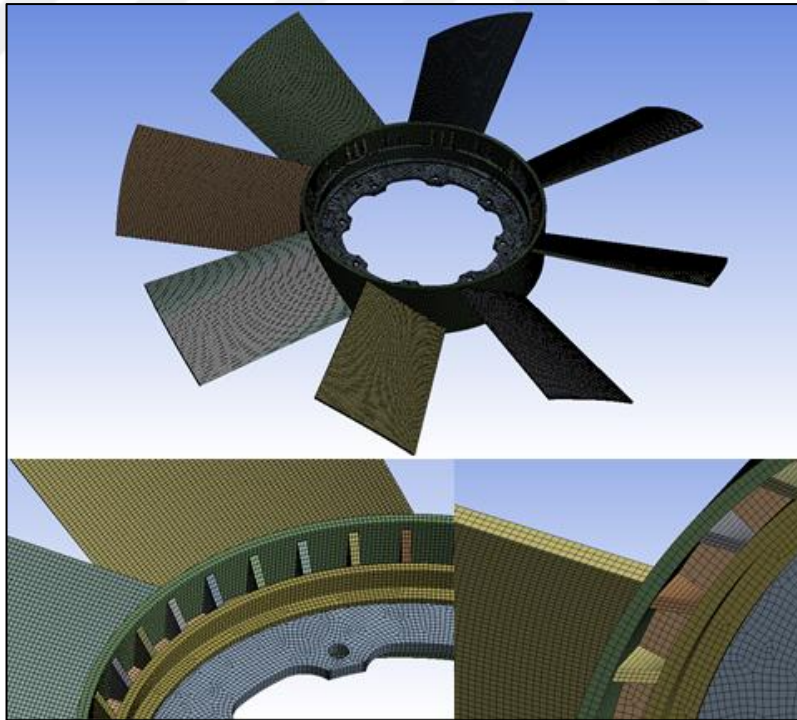


şekil 3.18: Fan yapısının DesignModeler içinde parçalara bölünmesi.

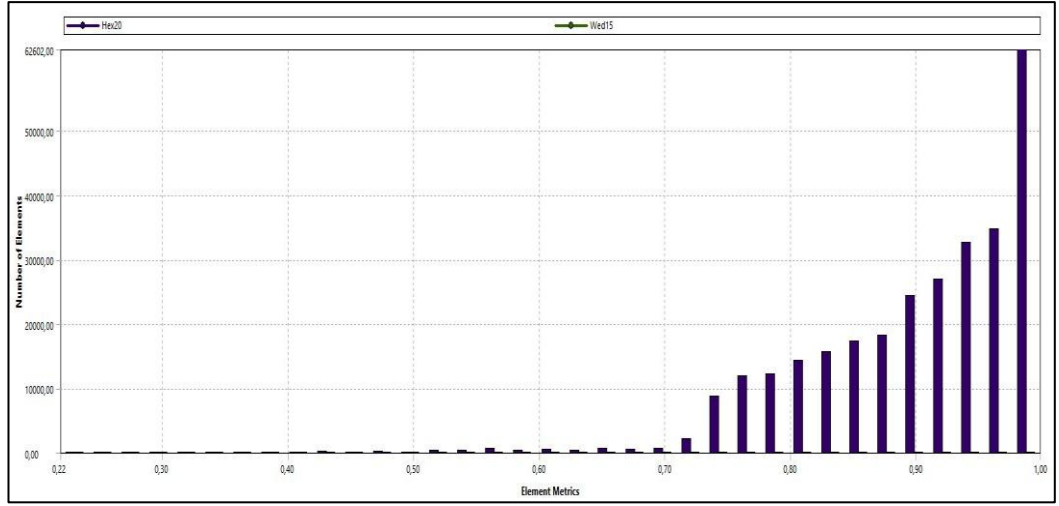
Sonlu elemanlar modelinde alt parçalara ayrılan fan yapısının bir bütün şeklinde davranması için alt parçalar arasında kontak oluşturulmuştur.



Şekil 3.19: Oluşturulan alt parçalar arasında kontak tanımlaması.

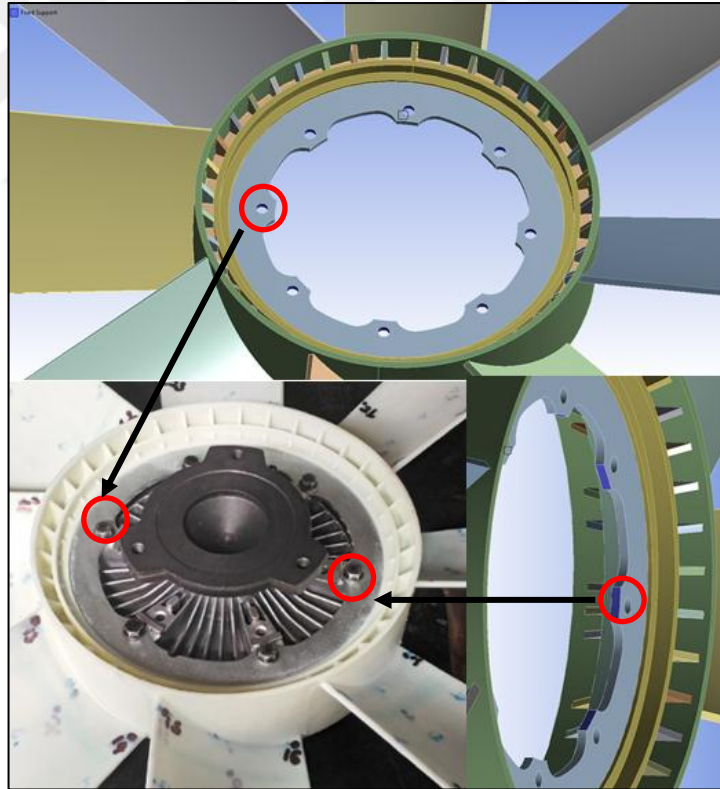


Şekil 3.20: Fan yapısı çözüm ağı.



Şekil 3.21: Fan yapısı için mesh kalitesi grafiği.

Şekil 3.21’de eleman kalitesi grafiği incelendiğinde parabolik hex-20 eleman sayısının yapının %90’ını oluşturduğu görülmüştür.

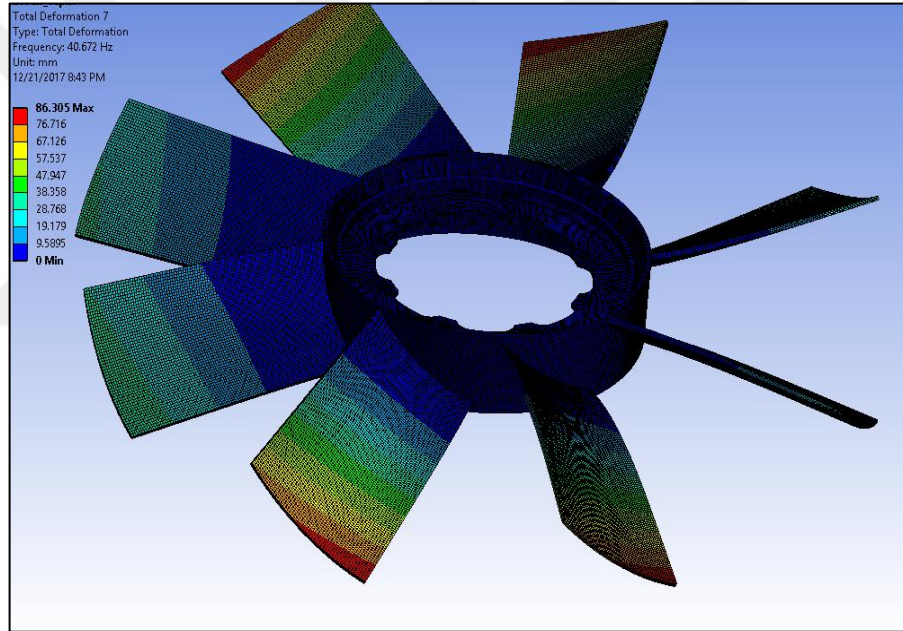


Şekil 3.22: Fan yapısı modeli sabitleme şekli gösterimi.

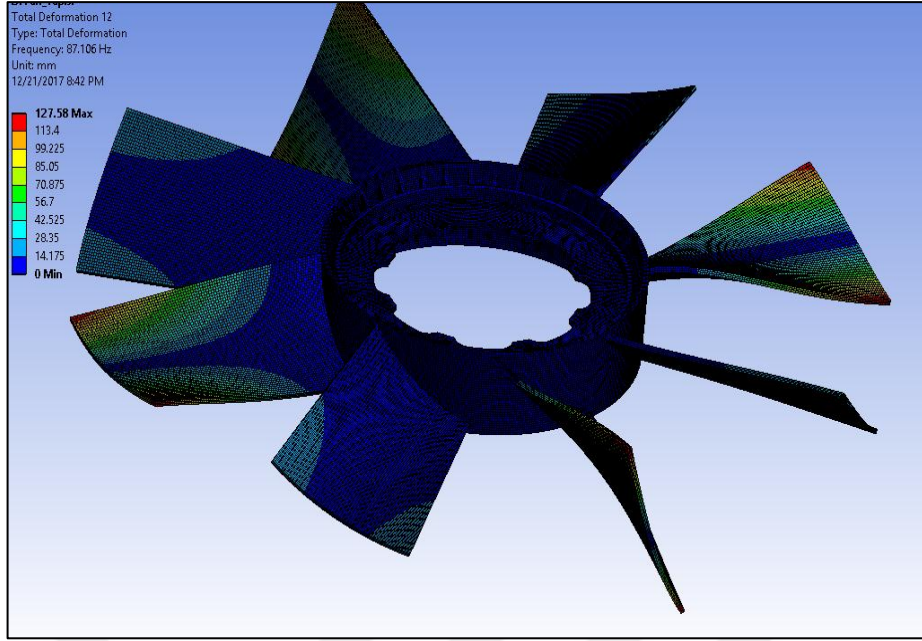
Fan yapısı sonlu elemanlar modeli korelasyon için, deneysel modal analizde olduğu şekli ile modellenmiştir. Kırmızı daire içine alınan, civataların bağlı olduğu

yerlerden sonlu elemanlar modeli sabit tutulmuştur. Çözücü ayarları tek kanat yapısında olduğu şekli ile kullanılmıştır.

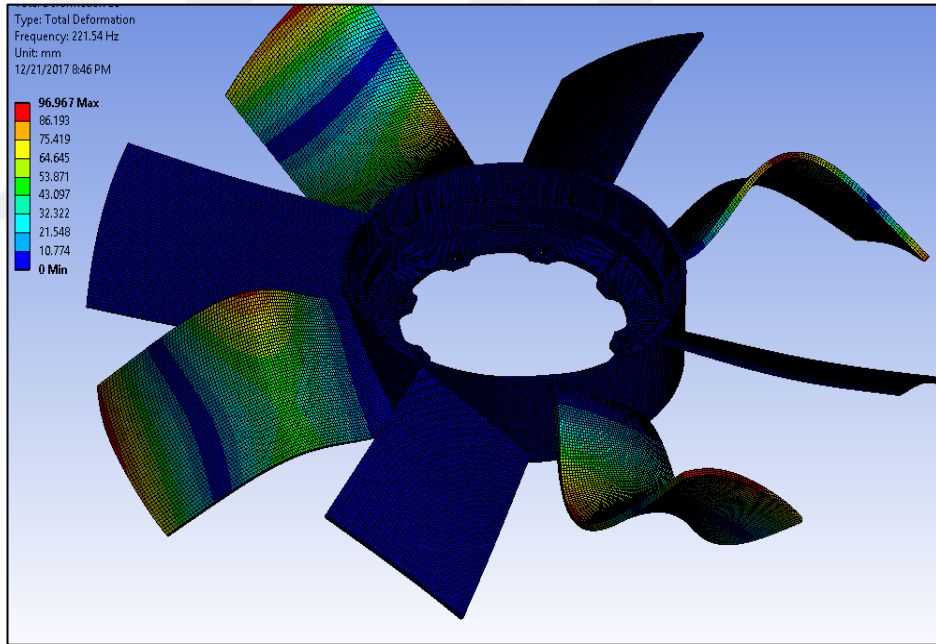
Sonuçların ilk 4 mod için incelenmiştir. Fan yapısı için rezonans değerleri 40.672 Hz, 87.106 Hz, 221.54 Hz ve 274.23 Hz olarak bulunmuştur. Fan yapısı sekiz kanatlı bir yapı olduğundan dolayı aynı rezonans frekansı değerinde sekiz farklı mod şekili her kanat için tekrar etmektedir. Bu neden ile şekil 3.23 ve şekil 3.26 arası şekillerde bu mod şekillerinden sadece bir tanesi gösterilmiştir. Tek kanat yapısında olduğu gibi fan yapısının sabitlendiği noktalarda ve kanatların göbek bağlantı kısımlarında büyük deplasmanlar görülmektedir. Bu durum deneysel modal analiz aşamasında nokta yerleşimi için kullanılmıştır. Aşağıdaki şekillerde fan yapısının ilk dört modunun sonlu elemanlar analiz sonuçları gösterilmiştir.



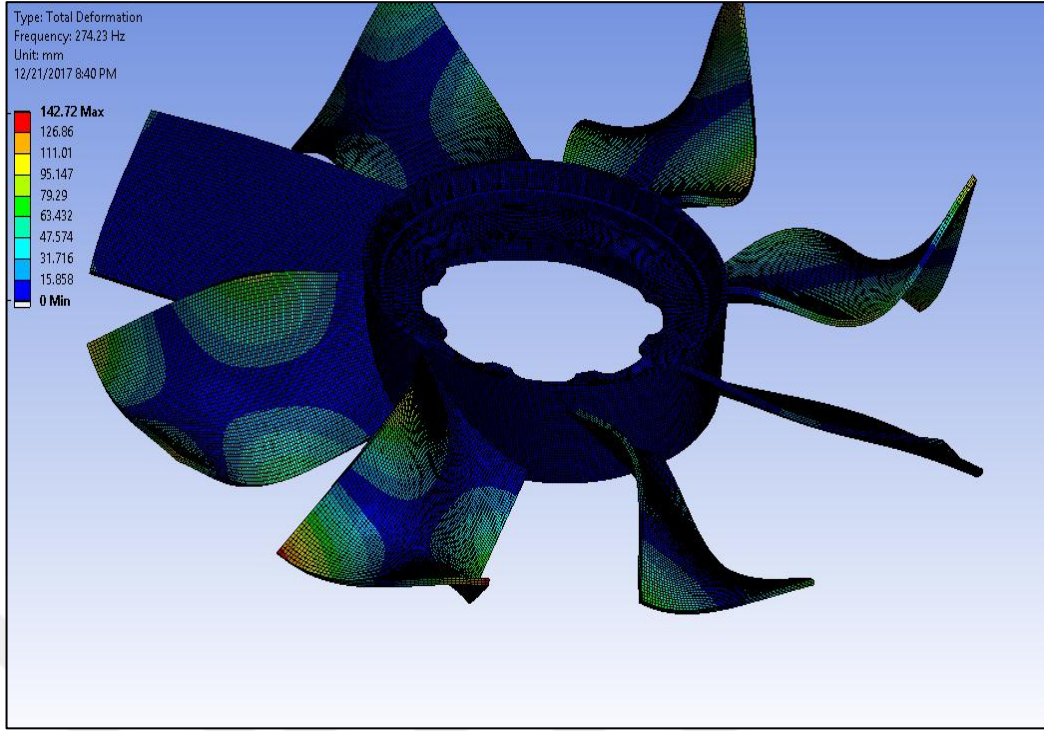
Şekil 3.23: Fan yapısı mod 1 şekli (1. eğilme).



Şekil 3.24: Fan yapısı mod 2 şekli (1. burulma).



Şekil 3.25: Fan yapısı mod 3 şekli (2. eğilme).



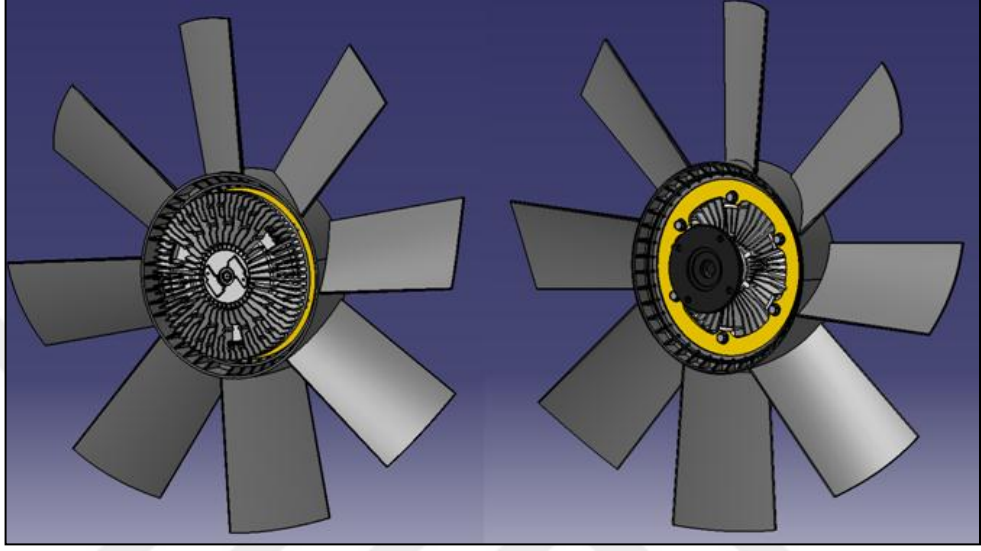
Şekil 3.26: Fan yapısı mod 4 şekli (2. burulma).

Fan yapısı sonlu elemanlar modeli sonuçları incelendiği zaman her mod değeri için 8 farklı mod şekli olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum fanın 8 kanadının olmasından kaynaklanmaktadır. Bir mod değerindeki mod şekli her kanat için ayrı ayrı meydana geldiğinden bu şekilde bir sonuç oluşmuştur. Sonuçların incelenmesinde, mod şekilleri aynı olduğu için, bunlardan sadece bir tanesi gösterilmiştir. Fan yapısının göbek kısmı tüm serbestlik derecelerinden sabitlendiği için göbek kısmında herhangi bir deplasman meydana gelmemiştir. Tüm mod şekilleri fan kanatları üzerinde, tek kanat modal analizinde olduğu şekilde ortaya çıkmıştır.

### 3.4. Kritik Hız Değerleri

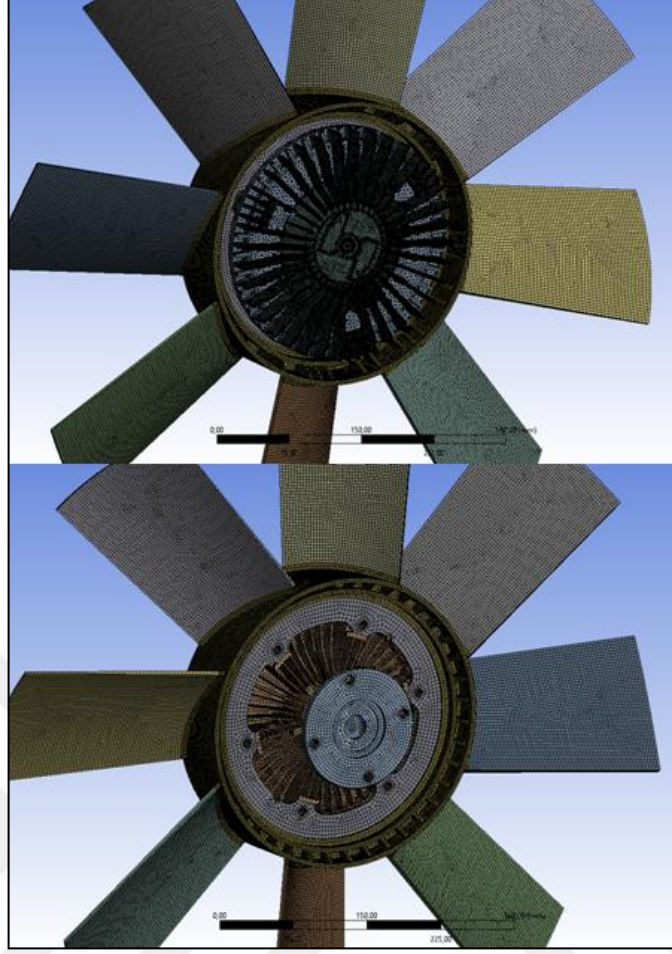
Dönen mekanik parçaların doğal frekansları jiroskopik etki nedeni ile rotor dönme hızlarına göre değişmektedirler. Dönen sistemlerde, sistemin doğal frekansları ile rotorun farklı dönme hızlarının çakıştığı noktalar kritik hızlar olarak adlandırılır. Bu noktalar rotor dinamik çalışmalarında kullanılan Campell diyagramı ile belirlenir. Campell diyagramı rotor dönme hızlarına karşılık frekansları gösteren bir grafikdir ve bu şekilde her bir moda karşılık gelen doğal frekansların

değerlendirme eğrileri rotor dönme hızlarının fonksiyonu olarak çizilir. Campell diyagramı teorik analiz çalışmaları ile oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar analizi için kullanılan model şekil 3.27’de gösterilmiştir. Viskoz fan kavrama kütlelerinin dönme esnasında sonuçlara etkisinin görülmesi için fan yapısı montajlı halde modellenmiştir.

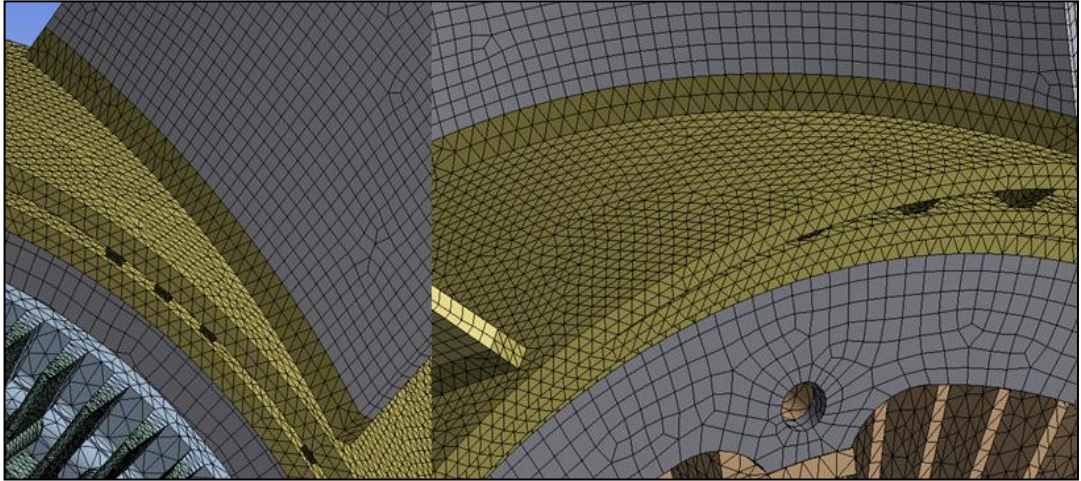


Şekil 3.27: Fan yapısı ve viskoz fan kavrama montajı.





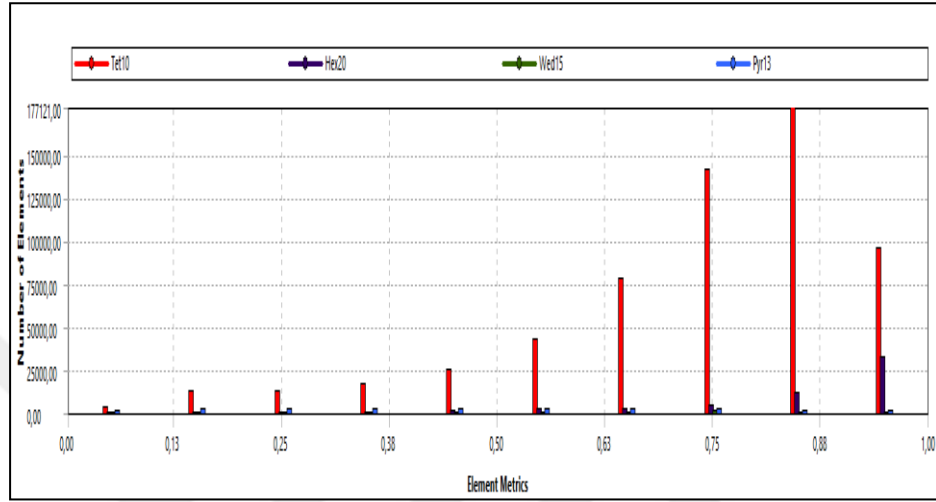
Şekil 3.28: Fan yapısı ve viskoz fan kavrama montajı çözüm ağı.



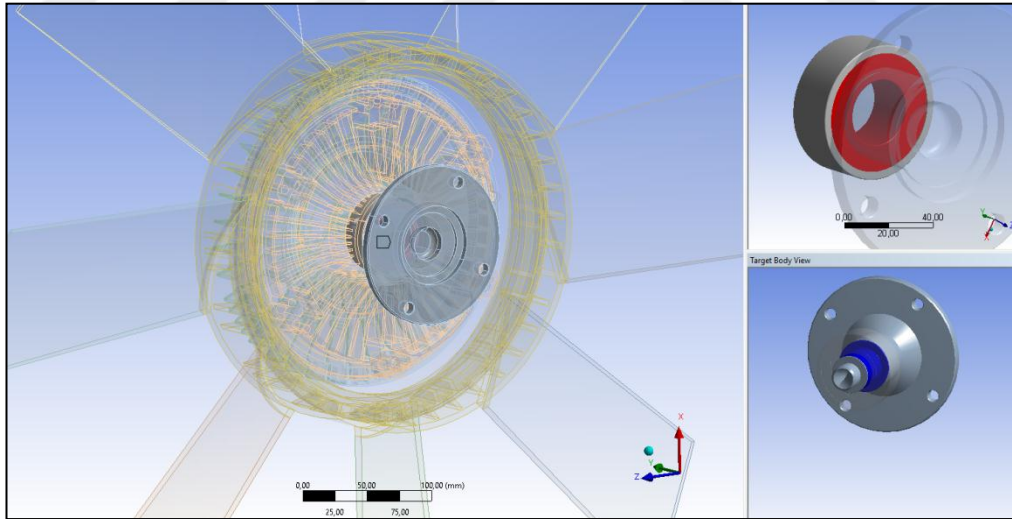
Şekil 3.29: Fan kanadı ve fan göbeği kontak çözüm ağı.

Farklı devir değerlerinde sonuçlar inceleneceğinden dolayı fan kanatları ve fan göbeği arasında düğüm noktalarının düzgün şekilde çakışması sağlanmıştır. Bunun için fan kanatları, fan göbeğinden 7 mm uzaklıkta kesilerek bu kısmı fan göbeğine

eklenmiştir. Fan göbeği için ikinci dereceden tetrahedral elemanlar ile çözüm ağı oluşturulmuştur. Kanat geometrisi için ise ikinci dereceden hexahedral elemanlar ile çözüm ağı oluşturulmuştur. Şekil 3.29’da düğüm noktalarının birbirlerine denk gelmesi gösterilmiştir. Viskoz fan kavrama yapısı nedeni ile tetrahedral eleman sayısı daha fazla çıkmıştır.



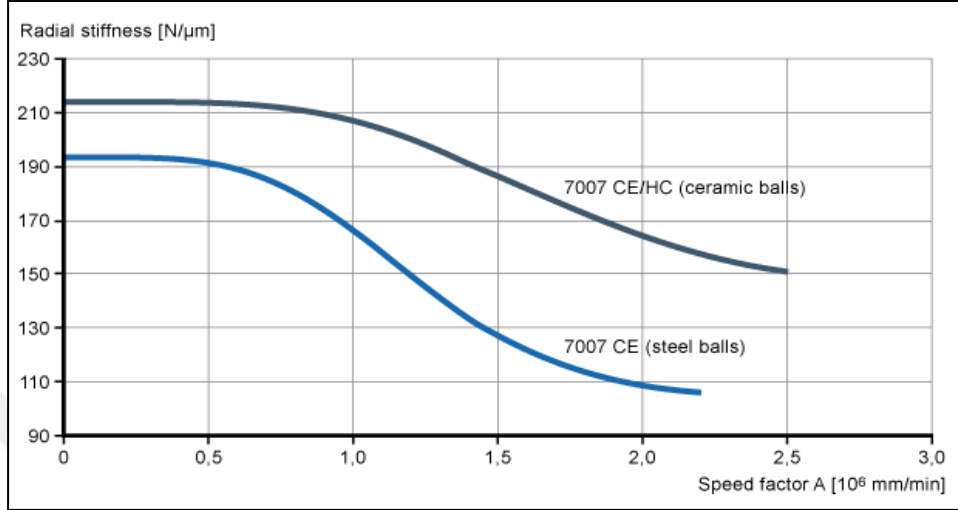
Şekil 3.30: Fan yapısı ve viskoz fan kavrama montajı için mesh kalitesi grafiği.



Şekil 3.31: Viskoz fan kavrama ve mil-rulman bağlantısı.

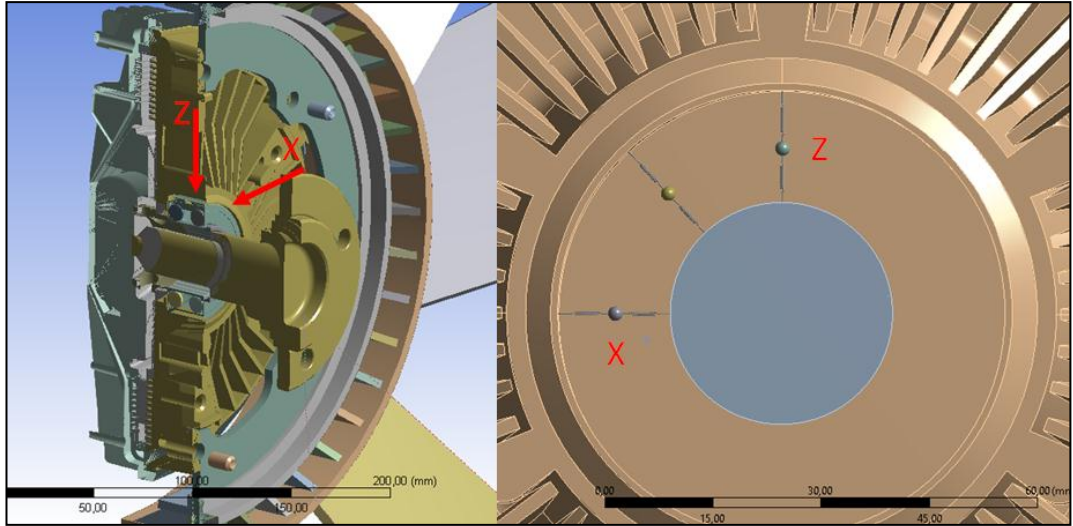
Mil dönme eksenini etrafında serbest bırakılmış, diğer serbestlik derecelerinden sabit tutulmuştur. Sonlu elemanlar modeline 500, 1000, 1500, 2000 ve 2500 rpm değerlerinde döndürme hızları ile sınır şartı uygulanmıştır. Viskoz fan kavrama silikon bir sıvı ile tork üreten bir sistemdir. Bu sıvı ve mil-rulman bağlantısı sistemin sönümlenme katsayısını arttırabilmektedir. Bu durum analiz kapsamında ihmal

edilmiştir. Rulman modellemesi için rulman kataloglarından elde edilen stifness değerleri kullanılarak viskoz fan kavrama ve mil arasına, radyal yönde basma ve çekme doğrultusunda çalışan, COMBIN214 elemanlar oluşturulmuştur. Bu elemanlar için kullanılan stifness değerleri şekil 3.32’de verilen grafikten elde edilmiştir.

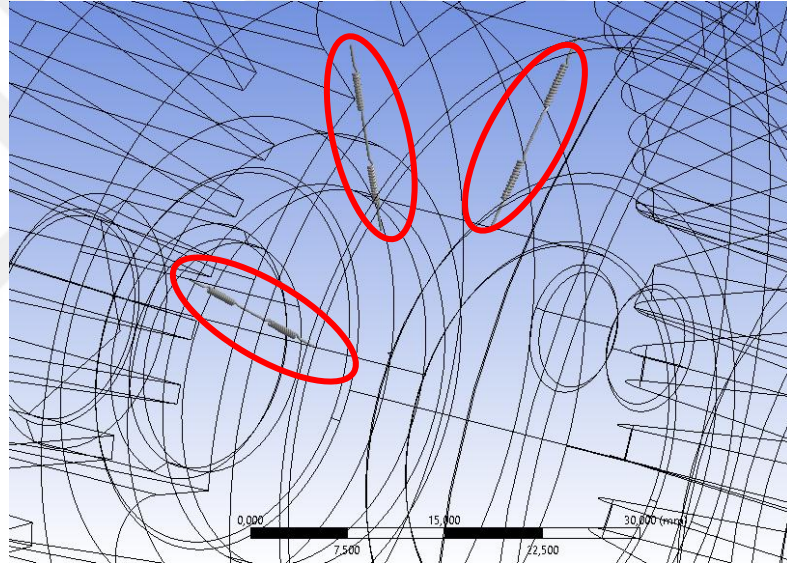


Şekil 3.32: SKF rulman kataloğu radyal stifness değerleri grafiği.

Radyal stifness değerleri grafiği incelendiğinde hıza bağlı olarak rulman stifness değerlerinin değiştiği görülmektedir. Viskoz fan kavrama için maksimum hız değeri 2250 rpm’dir. Bu değer yaklaşık olarak 12500 mm/dk değerine karşılık gelmektedir. Grafik tekrar incelendiğinde viskoz fan kavramının maksimum hız değerine ulaşıncaya kadar geçtiği dönme hızları değerlerinde radyal stifness değerlerinin aynı kaldığı görülmektedir. Çelik bilyalı rulman için yaklaşık olarak 195000 N/m değeri COMBIN214 elemanlara stifness değeri olarak girilmiştir.

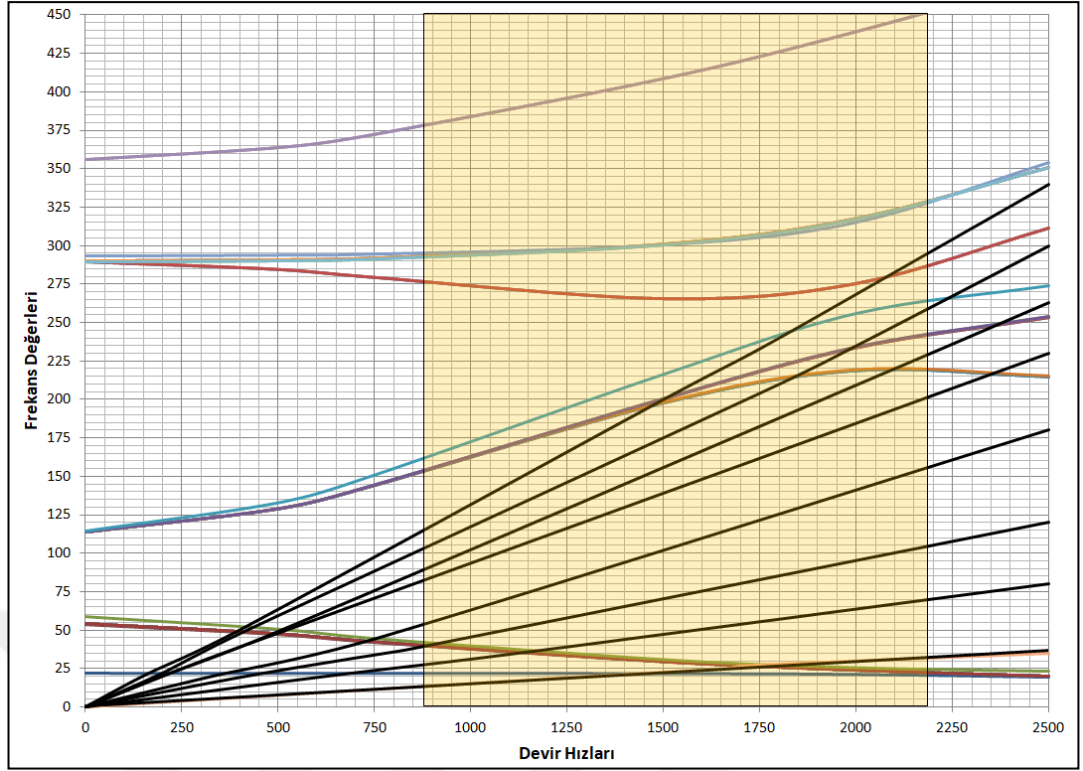


Şekil 3.33: Rulman yaylarının yerleştirilmesi mil viskoz fan kavrama kesit görünüşü.



Şekil 3.34: Rulman yaylarının mil ve viskoz fan kavrama arasına yerleşimi.

Rulman olarak modellenen COMBIN214 elemanlar mil ve rulman arasına şekil 3-34'de görüldüğü gibi konulmuştur. Rulman modellemesi için Z ve X doğrultusunda, her doğrultuda iki adet COMBIN214 eleman konulmuştur. Bu elemanlar şekilde görüldüğü gibi rulman-viskoz fan kavrama ve rulman-mil bağlantısını modelleyebilmek için bu şekilde yerleştirilmiştir. Her iki bağlantı elemanı rulman üzerinde küre ile birleştirilerek bağlantı sağlanmıştır. Bu şekilde rulmanın basma ve çekmeye karşı çalışması modellenmiştir. Ayrıca sistemin hassasiyetini arttırmak için 45 derece ara ile aynı şekilde COMBIN214 elemanlar yerleştirilmiştir.



Şekil 3.35: Fan montajın Campell diyagramı.

Fan yapısı 8 kanatlı olduğu için 8 farklı order derecesi bulunmaktadır. Bu order derecelerinin hepsi şekil 3.35’de sonlu elemanlar programı ile elde edilen değerlere göre grafik olarak çizdirilmiştir. Campell diyagramını incelendiğinde; frekans değerleri ekseninde 50 Hz - 75 Hz arası değerlerin 1. eğilme moduna, 100 Hz – 125 Hz arası değerlerin 1. burulma moduna, 275 Hz – 300 Hz arası değerlerin 2. eğilme moduna 300 Hz – 375 Hz arası değerlerin 2. burulma moduna karşılık geldiği önceki analizlerden elde edilmiştir. Kalın punto ile çizilmiş siyah çizgiler order derecelerini, sarı şeffaf bölge ise fan yapısının çalışma aralığını göstermektedir. Campell diyagramındaki her çakışma sistem için tehlike arz etmemektedir. 20 Hz ile 22 Hz arasındaki çakışmalar sistemin sınır şartı olarak Z ekseninde serbest dönmesinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca kritik hız değerlerinde sistemin doğal frekansları birbirleri ile çakışmadığı grafiklerden gözlemlenmekte olup sistem için tehlike arz etmemektedir. Tablo 3.2’de sistemin kritik hız değerleri gösterilmiştir. Elde edilen grafikler incelendiğinde eğilme ve burulma modları çizgileri birbirinden ayrık olduğu gözlemlenmekte; dolayısı ile kritik hız değerlerinin tehlike yaratma olasılığı çok azalmaktadır. Dönen fan kanatlarının, dönmeyen fan kanatlarına göre eğilme ve burulma rijitlikleri santrifüj etki nedeni ile artmaktadır. Bundan dolayı dönen sistemin doğal frekansları durağan fan kanatlarına göre daha fazla çıkmaktadır.

Ayrıca döndürme hızları arttıkça mod çizgilerine göre frekans değerleri artmaktadır. 1 eğilme modu çizgisinde ise frekans değerlerinde azda olası düşme gözlemlenmiştir. Tablo 3.2’de kritik hız değerleri gösterilmiştir.

Tablo 3.2: Kritik Hız Değerleri.

| Order | Kritik Hız Değerleri   |
|-------|--|
| 1     | 1306.8 rpm, 1663.7 rpm, 1712.2 rpm   |
| 2     | 657.68 rpm, 1093.3 rpm, 1129.8 rpm   |
| 3     | 438.76 rpm, 821.14 rpm, 854.83 rpm   |
| 4     | 329.12 rpm, 661.62 rpm, 691.59 rpm   |
| 5     | 263.32 rpm, 555.81 rpm, 584.63 rpm   |
| 6     | 219.45 rpm, 506.32 rpm, 2175.6 rpm   |
| 7     | 188.1 rpm, 416.32 rpm, 443.3 rpm, 1807.2 rpm,<br>2008.9 rpm, 2280 rpm                |
| 8     | 164.6 rpm, 368.91 rpm, 393.96 rpm, 1465.6 rpm,<br>1506.8 rpm, 1801.5 rpm, 2142.7 rpm |

## **4. FAN KANADININ VE FAN YAPISININ DENEYSEL MODAL ANALİZİ**

Yapılar üzerinde titreşimlerden kaynaklanan tepkilerin ölçülmesi ve ölçüm verilerinden yapıların karakteristiğini belirleyen dinamik parametrelerinin belirlenmesi amacıyla kullanılan yöntemler deneysel modal analiz yöntemleri olarak bilinmektedir. Bu yöntemlerde yapılara ya bilinen bir kuvvetle uyarı verilmekte ya da çalışma şartları titreşim kayıtları dikkate alınarak ölçümler yapılabilmektedir. Bazı yapıların matematiksel titreşim modeli her zaman oluşturulamadığı için deneysel modal analiz yöntemi yapı dinamik parametrelerinin elde edilmesinde çok fazla tercih edilmektedir. Ölçümler yapı üzerinden hiçbir kabul yapılmadan direkt alındığından dolayı, deneysel yöntemlerle elde edilen dinamik parametrelerin, sonlu elemanlar modeli ile elde edilenden daha güvenilir olarak kabul edilir. Deneysel yöntemlerle yapıların dinamik davranışının belirlenmesi, yapı üzerinden alınan ölçümlerden dinamik parametrelerin elde edilmesi esasına dayanmaktadır. Bu süreç 3 aşamada gerçekleştirilebilir:

- 1.Yapı üzerinden modal verinin ölçülmesi
- 2.Ölçülen modal verinin analiz edilmesi ve modalparametre tahmini
- 3.Elde edilen modal parametreler kullanılarak dinamik davranışın belirlenmesi.

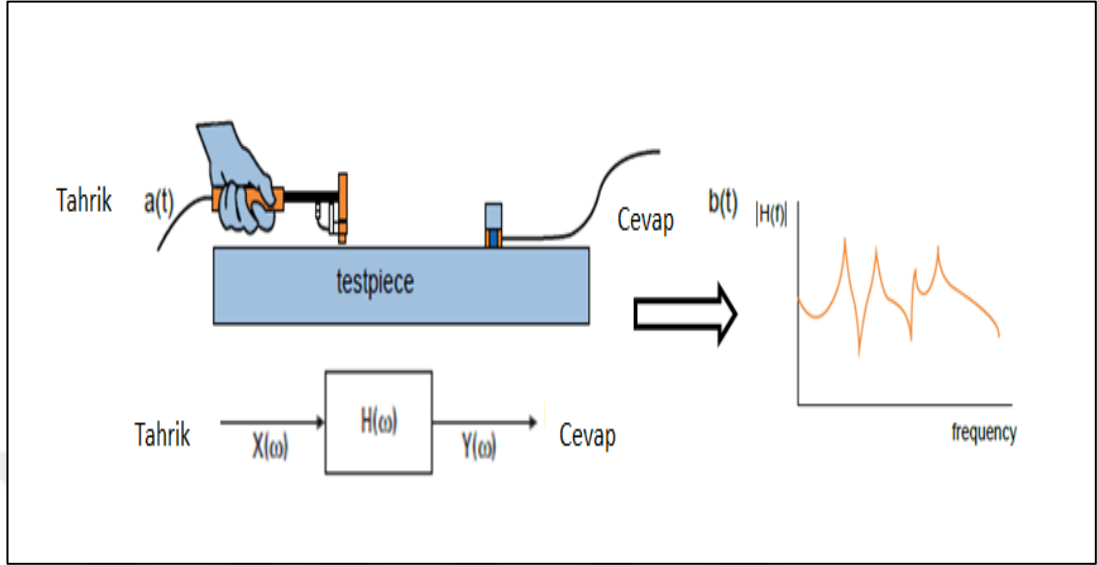
### **4.1. Deneysel Modal Analiz Sistemi**

#### **4.1.1. Frekans Tepki Fonksiyonlarının Ölçümü**

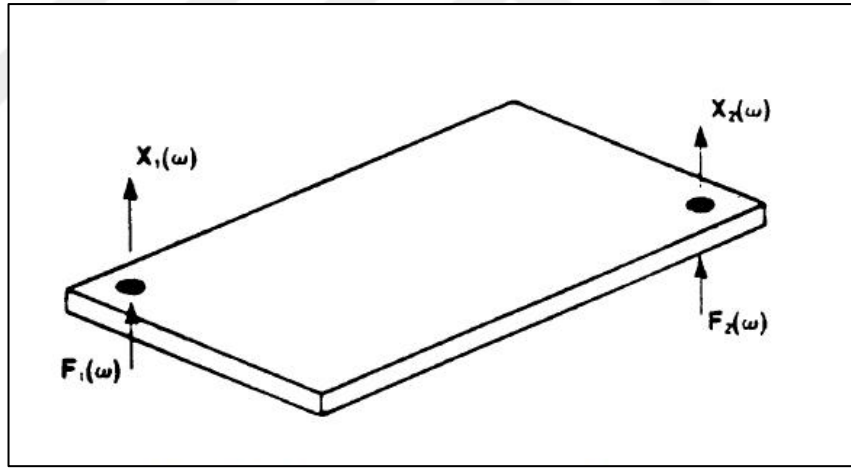
Modal test ve analiz mühendislik yapılarının modal frekansları, sönümleme oranları ve mode şekilleri gibi modal parametrelerini çıkarmak için kullanılır. Ölçülen etki ve tepki dataları modal analiz ile birleştirilerek dinamik sinyal analizi yapılır ve modal parametreler elde edilir. Deneysel olarak elde edilen modal parametreler matematiksel modellerdede kullanılır.

Frekans tepki fonksiyonu methodu olarak bilinen modal test metodunda temelde sisteme yapılan girdi uyarısı ile sistemin verdiği cevabı ölçülmektedir. Şekil 4.1'de bu sistemi gösteren bir diyagram görülmektedir. Testi yapılacak parçanın üstünde belirli noktalara bir çekiç ya da sarsıcı ile kuvvet girişi uygulanır. Parça

üzerinde bulunan belirli nokta ya da noktalardan da frekans tepki fonksiyonları ölçülür.



Şekil 4.1: Frekans Tepki Fonksiyonu Blok Diyagramı.



Şekil 4.2: İki yerden tahrikli ve iki yerden cevap alınan bir sistem.

Şekil 4.1’de görülen, sistem blok diyagramında sistem girişi ve sistem çıkışı arasındaki ilişkiyi matematiksel bir model olan transfer fonksiyonu tanımlar. Transfer fonksiyonları Laplace dönüşümleri ile elde edilir. Frekans tepki fonksiyonları benzer bir tanımla Fourier dönüşümleri ile elde edilir ve transfer fonksiyonları ile ilişkilidir. Modal test veri toplama cihazı ara yüzlerinde rezonans değerlerini belirlemek için frekans tepki fonksiyonları kullanılmaktadır [43].



Şekil 4.2’de görülen sistem için frekans tepki fonksiyonun matematiksel ifadesi incelenerek gösterilmiştir. Çoklu tahrik ve cevap ilişkisi için genel olarak frekans tepki fonksiyonu matris formunda;

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ X_p \end{bmatrix}_{N_o \times 1} = \begin{bmatrix} H_{11} & \cdot & \cdot & \cdot & H_{1q} \\ H_{21} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ H_{p1} & \cdot & \cdot & \cdot & H_{pq} \end{bmatrix}_{N_o \times N_i} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ F_q \end{bmatrix}_{N_i \times 1} \quad (4.1)$$

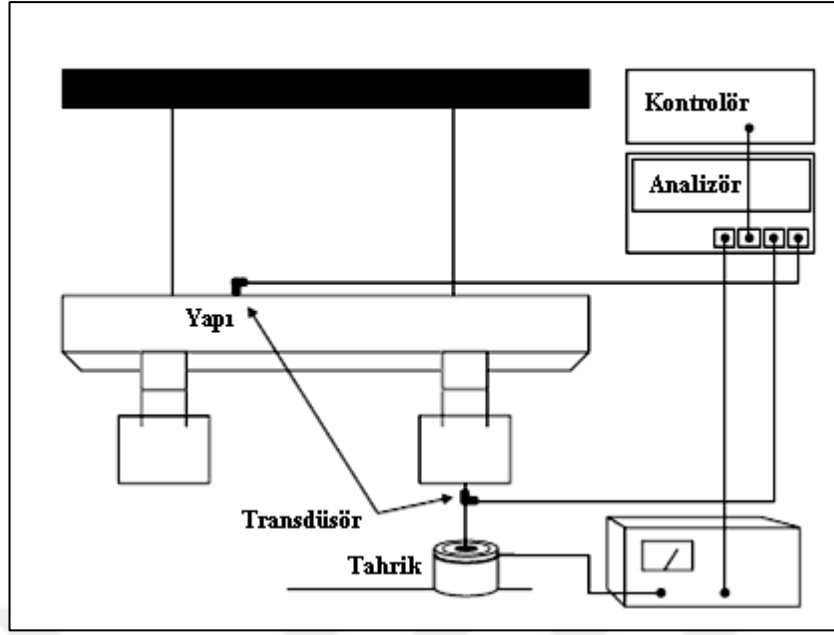
şeklinde ifade edilir. Bu genel matris formu şekil 4.2’deki sistem için uygulanır ise;

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

elde edilir. Bu şekilde bir sistem için frekans tepki fonksiyonun matris formunda matematiksel modeli elde edilmiş olur.

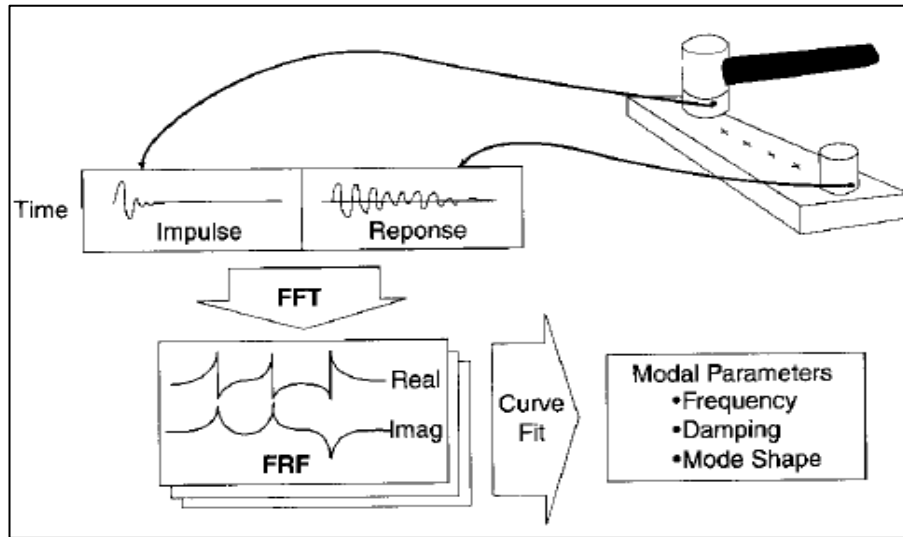
#### 4.1.2. Genel Modal Test Sistemleri

Frekans tepki ölçümü için gerekli olan temel test kurulumu test yapılacak mekanik sistemin şekli, istenen sonuçlar, yapıyı destekleyen fikstürlerin yapısı, tahrik mekanizmasına göre değişiklik gerektiren faktörlere bağlıdır. Şekil 4.3’de genel test sistemini gösterir diyagram görülmektedir.



Şekil 4.3: Sarsıcı ile genel test sistemi konfigürasyonu.

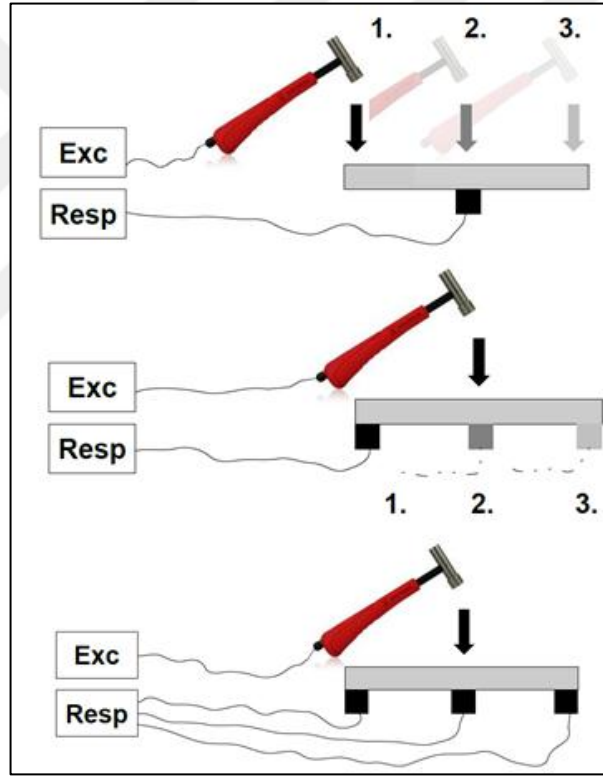
Test sisteminin en önemli kısımlarından birisi analizör olarak gösterilen veri toplama cihazı ve buna bağlı olan bilgisayardır. Modal analiz yazılımı bilgisayardadır ve test sistemi üzerindeki sinyal kontrolü burada yapılır. Veri toplama cihazı test parçası üzerinden veri toplama işlemini ve sinyal işleme proseslerini gerçekleştirir. Fourier transformunu veri toplama cihazı gerçekleştirir.



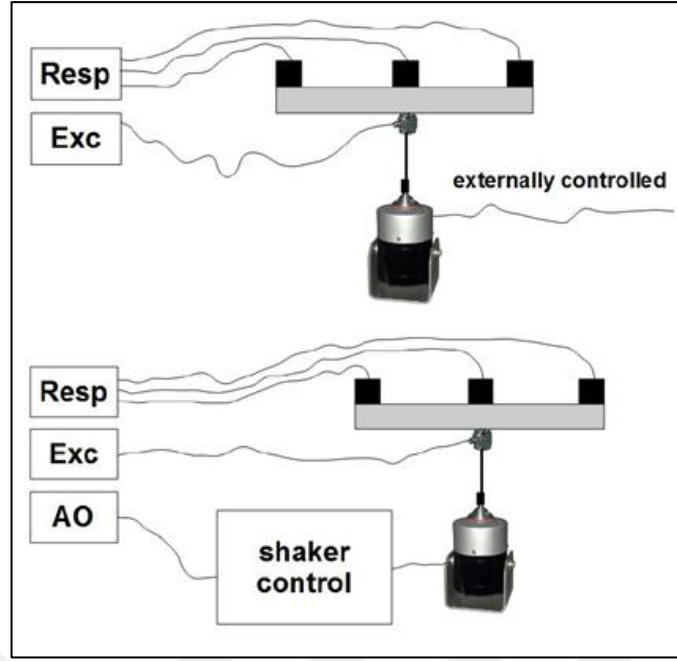
Şekil 4.4: Modal çekiç ile genel test sistemi konfigürasyonu.

Modal test işleminde yapının tahrik edilmesi şekil 4.3’de görülen sarsıcı ya da şekil 4.4’de görülen modal çekiç kullanılmaktadır. Ölçüm alınacak noktaların sayısı

fazla olduğu durumlarda genellikle sarsıcı tercih edilmektedir. Sarsıcı yapının belirlenen noktasına bağlanarak, bu şekilde yapıya değişik kuvvet tiplerinde ve değişik frekanslarda tahrik uygulayan bir cihazdır. Sarsıcı ile yapılan modal testlerde ölçüm süresi kısalmaktadır fakat yapıya direk bağlanacağından dolayı sınır şartlarını değiştireceğide göz önünde bulundurulmalıdır. Test edilecek yapıya fiziksel şekilde bağlanacağından ötürü elde edilen FTF'da yapıya ait olmaya değerlerde gözlemlenebilmektedir. Bu neden ile küçük ve hafif yapıların testlerinde tercih edilmez, kullanılması durumunda da büyük dikkat gerektirir. Özellikle yapıların çalışma şartları ortamında belirli frekans değerlerindeki FTF değerlerinin bilinmesinin önemli olduğu durumlarda sarsıcı kullanılmaktadır. Şekil 4.5 ve şekil 4.6'da sırası ile modal çekiç ve sarsıcı test şekilleri gösterilmiştir.



Şekil 4.5: Modal çekiçin gezdirilmesi ile yapılan çeşitli test şemaları.



Şekil 4.6: Sarsıcı ile yapılan çeşitli test şemaları.

Tez kapsamında yapılan çalışmada çekiç tipi sarsıcı kullanılmıştır. Çekiç tipi tahrikte sarsıcıya nazaran daha basit bir donanım gerektirir. Test yapılacak yapının büyüklüğü ve ağırlığına göre çekiç büyüklüğü değiştirilerek tahrik kuvveti aralığı değiştirilebilir. Çekiç ile yapı üzerinde oluşturulan darbe kuvveti, yapının geniş frekans aralığında tepki vermesine neden olur. Böylece yapının FTF'si elde edilir. FTF'nin elde edilmesi için yapıyı tahrik eden kuvvetin de bilinmesi gerekmektedir. Bu çekicinin ucunda bulunan piezoelektrik sensör ile sağlanmaktadır. Modal test süreçlerinde çekiç kullanımının en büyük dezavantajı nokta sayısının fazla olduğu durumlarda ortaya çıkar. Bu durumda her noktadaki FTF'lerin elde edilmesi için yapıya tekrar tekrar vurmaktır. Bu durum test sürecini uzatmaktadır.

Modal test işlemlerinde en önemli araçlardan biriside kuvvet ve titreşim seviyelerinin değerlerini ölçen sensörlerdir. Modal test bir titreşim ölçümü olduğundan dolayı genellikle bu iş için ivme ölçerler kullanılmaktadır. Piezoelektrik sensör olan bu araçlar basınç, ivme, kuvvet gibi büyüklükleri ölçmek için elektriksel sinyal üretimine dayanan bir prensib kullanırlar. Tahrik esnasında maruz kaldıkları mekanik etki ile ortaya çıkan elektrik sinyalinden mekanik etkinin büyüklüğü de elde edilir. Yapı üzerinde değerlendirilmesi istenen genlik ve frekans aralığına göre seçilmeleri elde edilecek FTF'lerin doğruluğu açısından çok önemlidir.

Modal test kurulumunda tahrik sistemi ve sensörler kadar test edilecek yapıya uygulanan sınır koşuluda önemlidir. Doğru bir ölçümün yapılması için uygun sınır

koşullarının oluşturulması ve uygun noktalardan tahrik edilmesi gerekmektedir. FTF ölçümlerinde en çok tercih edilen sınır koşulu serbest-serbest koşuldur. Bu durumda yapının rezonans frekanslarını elde etmek için hiçbir sınır koşulunun olmadığı durum oluşturulur ve yapı bir sünger üstünde ya da esnek yay veya bir ip ile asılarak rijit bir yapıya asılır. Fakat çalışma şartlarında mekanik yapılar genellikle rijit bağlantı elemanları ile sabitlenerek kullanılmaktadır. Bu durumda yapının sınır şartları değiştiğinden dolayı elde edilen FTF'lerde değişmektedir. Tez kapsamında fan ve fan kanadı sabitlenerek test süreci gerçekleştirilmiştir.

## 4.2. Tek Fan Kanadının Deneysel Modal Analiz Ölçümleri

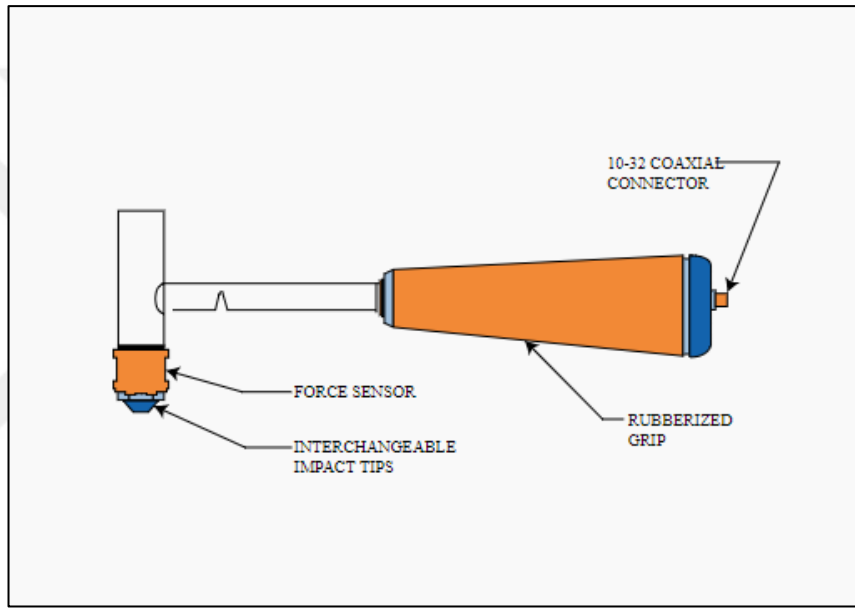
Tez çalışması kapsamında otomotiv soğutma fanının tek kanadı üzerinde ve fan yapısının tamamı üzerinde deneysel modal analiz gerçekleştirilmiştir. Tek fan kanadının deneysel modal analiz ölçümlerini yapmak amacı ile deney sırasında Dewesoft firmasına ait aşağıda gösterilen DEWE 43 A veri toplama cihazı kullanılmıştır. Modal çekiç ve ivme ölçerden gelen sinyalleri toplayarak işlemekte kullanılan cihazda, ölçüm bandı genişliği, örnekleme frekansı, ölçüm hassasiyetini ve kanal ayarları bilgisayar üzerindeki arayüzünden gerçekleştirilebilmektedir. Elde edilen sinyaller işlenerek, görüntülenen FTF'lerden yapının rezonans frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleri ortaya çıkarılmaktadır.



Şekil 4.7: DEWE 43 A veri toplama cihazı.

Modeli tahrik etmek için özel tasarlanan modal çekiçten faydalanılır. Modal çekiç testi, daha az ekipman gerektiren ve test edilen yapıya göre göreceli olarak kısa

ölçüm süreleri sağlayan en pratik yollardan bir tanesidir. Test edilecek yapıya, kısa bir zaman içinde, ani ve hassas vuruşlar gerçekleştirilerek yapılır. Modal sarsıcıdan farklı olarak fiziksel bir bağlantı gerektirmez ve bundan dolayı yapıda sınır şartlarını sağlamak daha kolay olur. Modal çekiç ucunu seçimi incelenmek istenen frekansa göre seçilmelidir. Modal çekiç, şekil 4.8’de görüldüğü üzere, uç kısmına yerleştirilmiş ve değiştirilebilir kuvvet sensörüne sahiptir. Çekiç ile yapıya darbe etkisi uygulandığında, bu sensör ile uygulanan kuvvet ölçülebilmektedir. Şekil 4.9’da tez kapsamında yapılan deneysel modal analiz ölçümlerinde kullanılan modal çekiç görülmektedir.

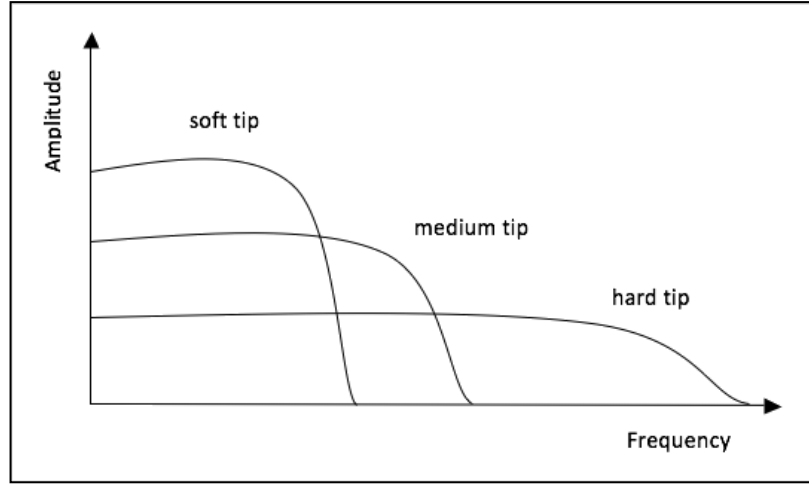


Şekil 4.8: Modal çekiç yapısı.

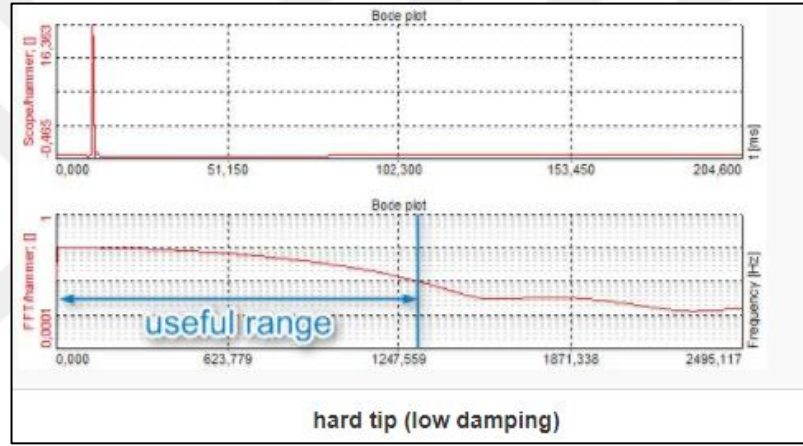


Şekil 4.9: Deneysel modal analiz çekiçi.

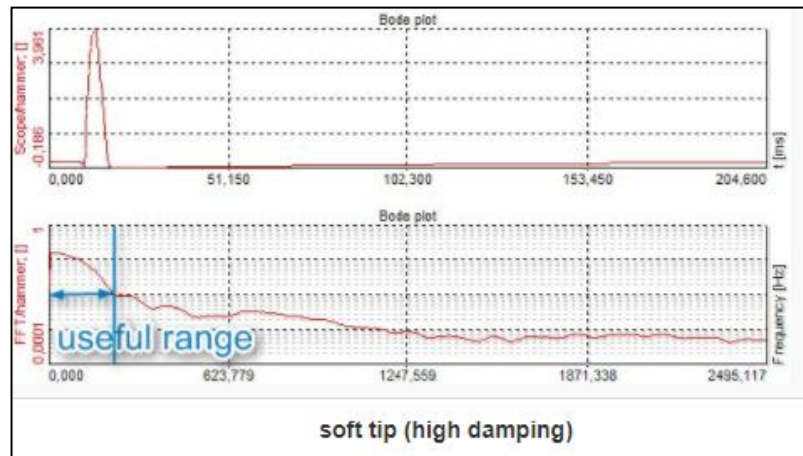
Modal çekiç ucu incelenmek istenen frekans aralığına göre değiştirilebilmektedir. Yüksek frekans değerlerinde yapının titreşim cevabı bulunmak isteniyor ise sert (genellikle metal) uç kullanılır. Fakat bu uç fan yapısında olduğu gibi termoplastik malzemeli yapılarda, istenmeyen sinyallerin oluşmasına neden olan çift vuruş hata olasılığını arttırabilmektedir. Bu neden ile test sırasında yumuşak başlı çekiç ucu kullanılmıştır. Genel olarak kauçuk, plastik, alüminyum ve çelik olmak üzere dört farklı uç kullanılmaktadır. Şekil 4.10 farklı uçlar ile vuruş yapıldıktan sonra oluşan etki genliklerinin sinyal ölçümlerini göstermektedir. Şekil 4.11 ve şekil 4.12’de ise, test için kullanılan veri toplama sistemi ile farklı sertlikteki modal çekiç uçları ile elde edilen çekiç tahrik sinyalleri gösterilmektedir. Görüldüğü gibi sert uç kullanıldığında elde edilen FTF grafiğinin daha büyük bir bölümü kullanılmaktadır. Bu durum test sürecinde incelenerek uygun olan çekiç tipi seçilmelidir. Sonlu elemanlar sonucu incelendiğinde ilk dört modun 40 Hz ile 300 Hz arasında olduğu görülmektedir. Tez çalışması kapsamında daha yüksek frekanslara çıkmaya gerek görülmeyip kauçuk ya da plastik ucun modal test için uygun olacağı düşünülmüştür.



Şekil 4.10: Farklı çekiç uçları için uyarı genlikleri.



Şekil 4.11: Sert uç ile tahrik sonrası elde edilen FFT.



Şekil 4.12: Yumuşak uç ile tahrik sonrası elde edilen FFT.

Soğutma fanı tek kanat analizi için üç eksenli bir ivme ölçer kullanılmıştır. Piezoelektrik ilkesine göre çalışan bu ivme ölçerlerden, yapıya uygulanan kuvvetle



orantılı olarak alınan elektriksel yük sinyali veri toplama cihazı tarafından işlenir. Yüksek hassasiyete sahip olan bu ivme ölçerler ile geniş frekans aralığındaki titreşim sonuçları incelenebilmektedir. Şekil 4.13’de tek kanat üstünde yapılan deneysel modal analiz için kullanılan üç eksenli ivme ölçer görülmektedir.

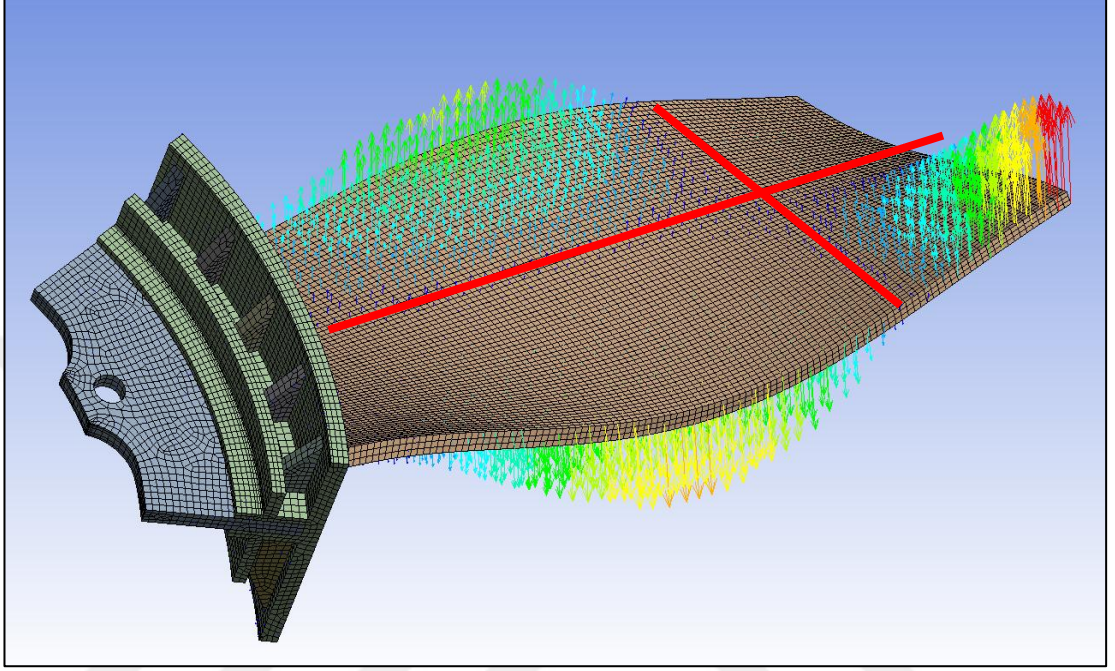


Şekil 4.13: Üç eksenli ivmeölçer.

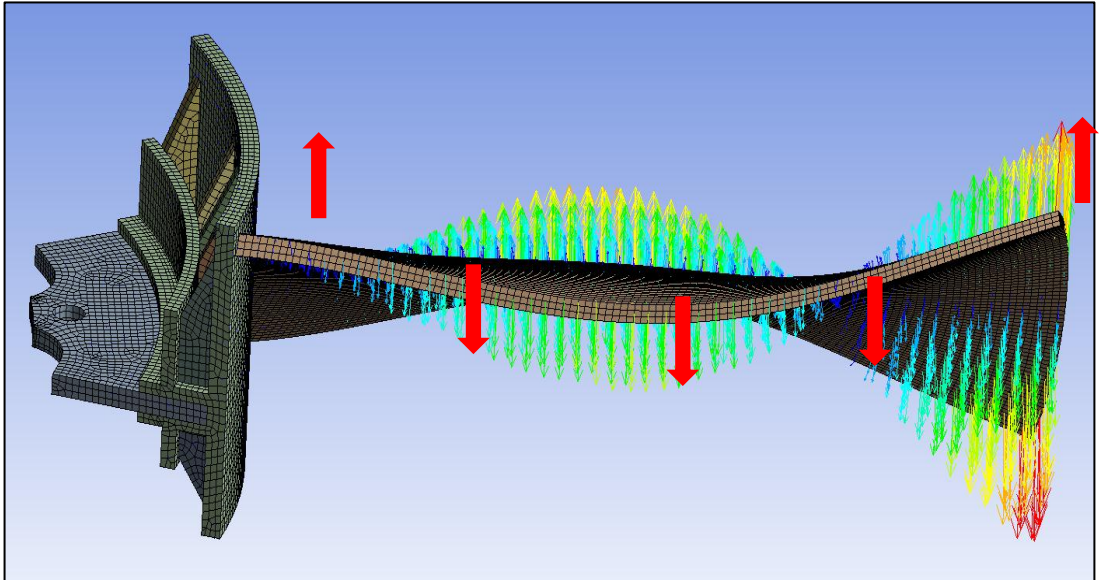
Tek fan kanadı üzerinde yapılan deneysel modal analiz çalışmasında, fan yapısı belirli noktalar kümesi ile elemanlara ayrılmıştır. Fan yapısı üzerindeki noktaların yerleşimi, sonlu elemanlar çalışmasında elde edilen ilk dört mod şekline göre yapılmıştır. Nokta yerleşimi, sonlu elemanlar analizinde görülen deplasman hareketi yerlerinin üzerine ya da çok yakınına gelecek şekilde düzenlenmiştir.

Şekil 4.14 ve şekil 4.15’de tek kanat için yapılan teorik modal analiz çalışmasında elde edilen 4. mod şekli görülmektedir. Bu mod şekli üzerinde yapının deformasyon yönelimleri vektörel olarak gösterilmiştir. En büyük deformasyon, kanat uçlarında ve kanat ortalarında meydana geldiğinden dolayı kanadın bu kısımlarına gelecek şekilde nokta yerleşimi yapılmış ve homojen şekilde kanat yapısının üzerinde dağılması sağlanmıştır. Şekil 4-14’de kırmızı çizgiler ile gösterilen nodal çizgilerde nokta yerleşimi yapılmaması daha uygun olmaktadır. Fakat çalışma kapsamında bu kısımlara da nokta yerleşimi yapılarak sonuçlar

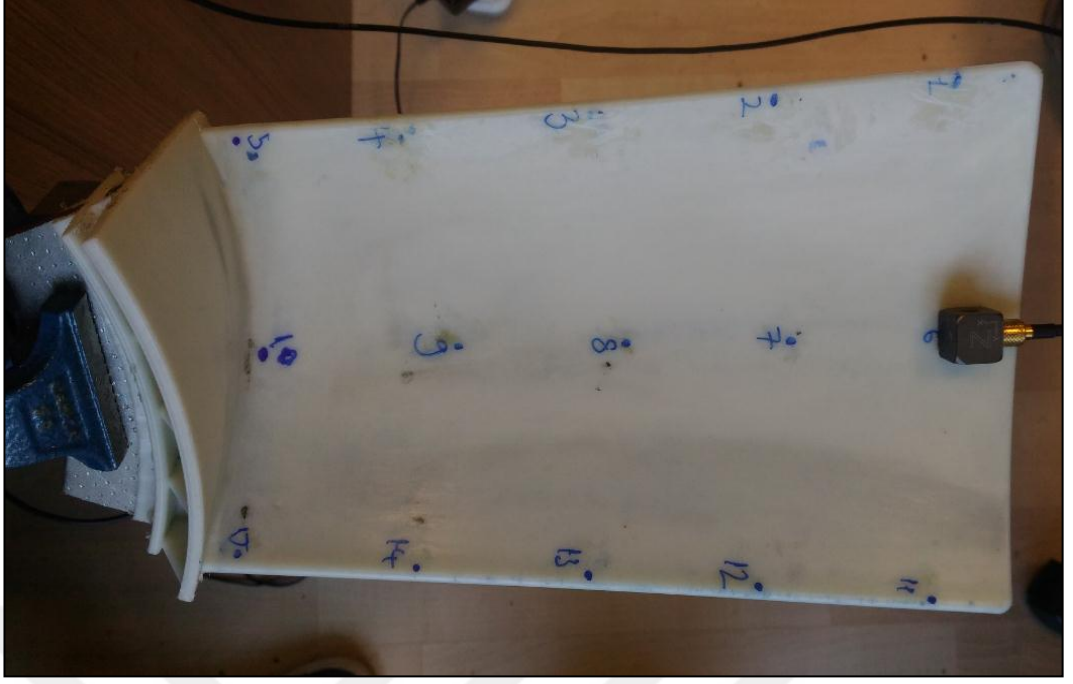
incelenmiştir. Şekil 4.15’de kırmızı oklar ile deneysel modal analiz nokta yerleşimi için referans alınan noktalar gösterilmiştir. Şekil 4.16’de tek kanat için yapılan deneysel modal analiz nokta yerleşimi ve ivme ölçerin konumlandırılması gösterilmektedir.



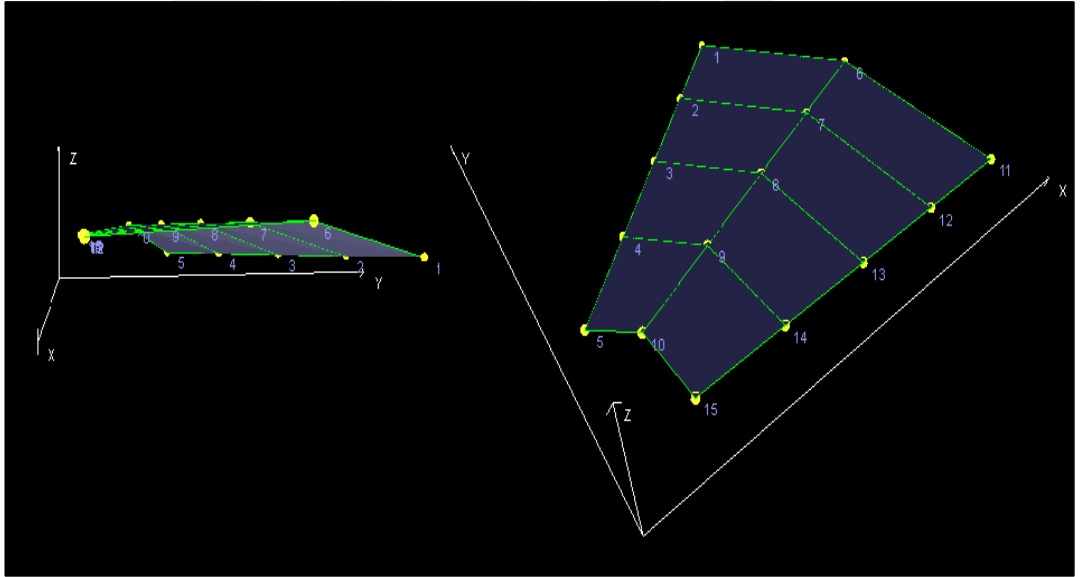
Şekil 4.14: Tek kanat 4. mod deformasyonu vektörel yönelimi-1.



Şekil 4.15: Tek kanat 4. mod deformasyonu vektörel yönelimi-2.



Şekil 4.16: Tek kanat modal test ölçümleri şekli.



Şekil 4.17: Test programı arayüzünde oluşturulan geometri.

Modal test için tek kanat üzerinde yapılan nokta yerleşimi aynı şekilde test programı arayüzünde oluşturulmuştur. Kanatın göbek, kısmı çalışma şartına uyumluluk sağlanması için, test esnasında sabit tutulduğundan dolayı, sonlu elemanlar analizinde de bu kısım test şartları ile aynı tutularak sabit tutulmuştur. Tek kanat fan bağlantısı tüm serbestlik derecelerinden sabit tutulduğundan dolayı sonuçları incelendiği zaman bu kısımda deformasyon meydana gelmediği

görülmüştür. Şekil 4.17 incelendiğinde oluşturulan geometrinin bu sebepten dolayı sadece kanat yapısını içerdiği görülmektedir. Bu şekilde deplasman meydana gelmeyecek yerler belirlenerek bu kısımlara nokta koyulmamış ve elde edilen FTF'lerinin düzgün şekilde elde edilmesi sağlanmıştır. Oluşturulan geometriye kanat yapısına benzemesi için konkavlık kazandırılmış ve nokta yerleşimi buna göre düzenlenmiştir. Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi oluşturulan geometri üzerindeki 15 noktadan ayrı ayrı FTF'ler toplanmıştır. Konumları belirlenen 15 nokta üzerinde, tek tek modal çekiç gezdirilmiş ve toplam da 15 adet FTF elde edilmiştir. Çekiç ile her seferinde başka bir noktaya darbe vurulurken, ivme ölçer sürekli 6 noktada tutulmakta, yani hep bu noktadan veri toplanmaktadır. Ayrıca her nokta için düzgün şekilde gerçekleştirilen üç vuruşun ortalamasının alınması gerekmektedir. Bu durum termoplastik bir yapıda olan bir malzeme için vuruşları daha zor ve uzun bir hale getirmektedir. Fakat elde bu şekilde elde edilen FTF'lerin daha güvenli olması sağlanmıştır. Şekil 4.18'de kırmızı daire ile gösterildiği gibi tek fan kanadı bu kısımdan tutularak sabitlenmiştir.

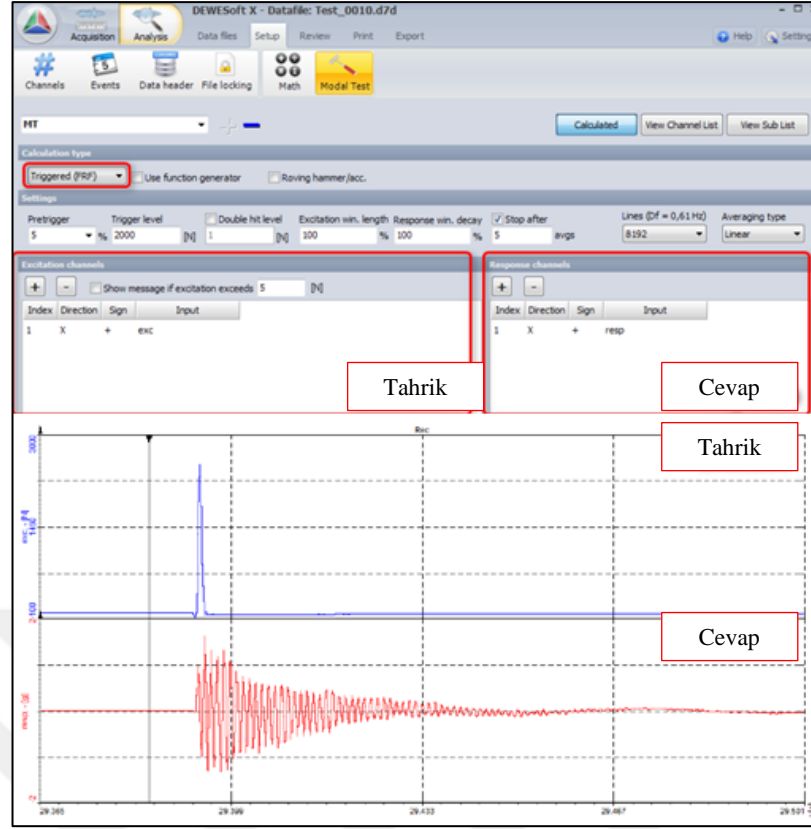


Şekil 4.18: Tek kanat modal testi için yapılan sabitleme şekli.

Şekil 4.16'da görüldüğü üzere tek kanat yapısının sadece kanat üstüne noktalar konularak bu kısımdan ölçüm alınmıştır. Sonlu elemanlar sonucu incelendiğinde göbek kısmı sabit tutulduğundan dolayı kırmızı ile işaretlenen bölgede herhangi bir deformasyon meydana gelmemiştir. Bu gözleme dayanarak bu kısma ölçüm noktası

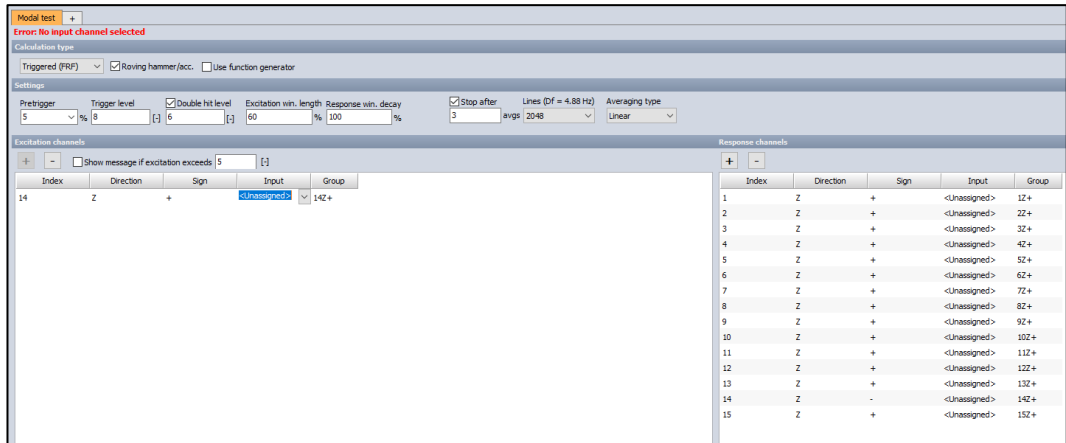
konulmamıştır. Ayrıca kanat uçlarında da çekiç ile tahrikte çift vuruş durumu yaşanmasından dolayı noktalar biraz daha geriye alınmıştır. Bu şekilde ölçümün daha sağlıklı şekilde yapılması sağlanmıştır. Bu kısımdan sonra veri toplama için bilgisayar arayüzü üzerinde kanal ayarları kurulumuna geçilmiştir. Tek kanat modal testi için ivmeölçer bir noktada sabit tutulmuştur. Çekiç ile her nokta üzerinde tahrikler oluşturulmuş ve ivme ölçere göre her nokta için ayrı ayrı FTF'ler elde edilmiştir.

Şekil 4.19'de üst kısımda örnek test kurulum arayüzü gösterilmektedir. Burada görüldüğü gibi ölçüm için tahrik ve cevap kanallarının test düzeneği kurulduktan sonra, aynı şekilde test arayüzünde de kurulması gerekmektedir. Şekil 4.18'in alt kısmında da modal çekiç tahrik sinyali ve bu tahrik sonucu ivme ölçerden alınan cevap sinyalinin elde edilişi gösterilmektedir. Bu kısımda görüldüğü gibi mavi renkli modal çekiç sinyali 2500 N pik değerinde temiz bir vuruş sinyalini ve büyük bir sönümlenmeyi göstermektedir. Kırmızı renkte görülen cevap sinyalinde ise salınım başladıktan sonra düzgün ve yavaş bir sönümlenme olmuştur. Bu sinyalin ne kadarının kullanılacağı, kaç kez elde edileceği ve tahrik sinyalinin hangi değerinden sonra sinyal ölçüme başlanacağı gibi değerler bu şekilde denemeler ile bulunarak kanal ayarları kısmına girilir.



Şekil 4.19: Kanal setup ayarlarının yapılışı ve örnek sinyal ölçümleri.

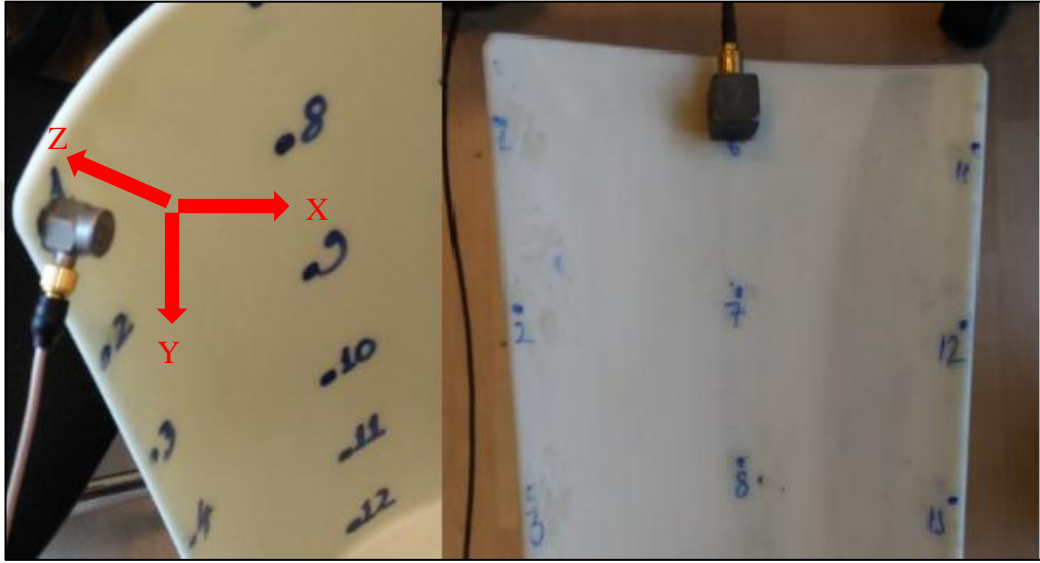
Ayarlamalar sonucu kurulum arayüzüne girilen değerler şekil 4.19'da görülmektedir.



Şekil 4.20: Tek kanat modal test arayüz kurulumu.

Şekil 4.20'de Dewesoft arayüzünde görüldüğü gibi test için bir tane tahrik kanalı ve buna karşılık 15 tane cevap kanalı oluşturulmuştur. 15 adet cevap kanalından elde edilen FTF'ler ile yapının dinamik karakteristiği belirlenmiş olur.

Burada önemli olan, doğru sonuçlara ulaşmak için, tahrik ve cevap noktalarından aynı eksen üstünde cevap sinyalleri alabilmektir. Cevap sinyalleri üç eksenli ivme ölçerin sadece bir eksenini üzerinden alınmıştır. Diğer iki eksen kullanılmamıştır. Bu durum, şekil 4.20 incelendiği zaman, tahrik ve cevap sinyal ölçümü +Z ekseninde yapıldığı görülmektedir. Şekil 4.21’de görüldüğü gibi +Z eksenini ivme ölçerin yerleşimine dik eksenini göstermektedir. Test için kanal ayarlamaları yapılırken doğru bir sinyal işlemenin yapılması için bazı ayarlamalarında yapılması gerekmektedir.

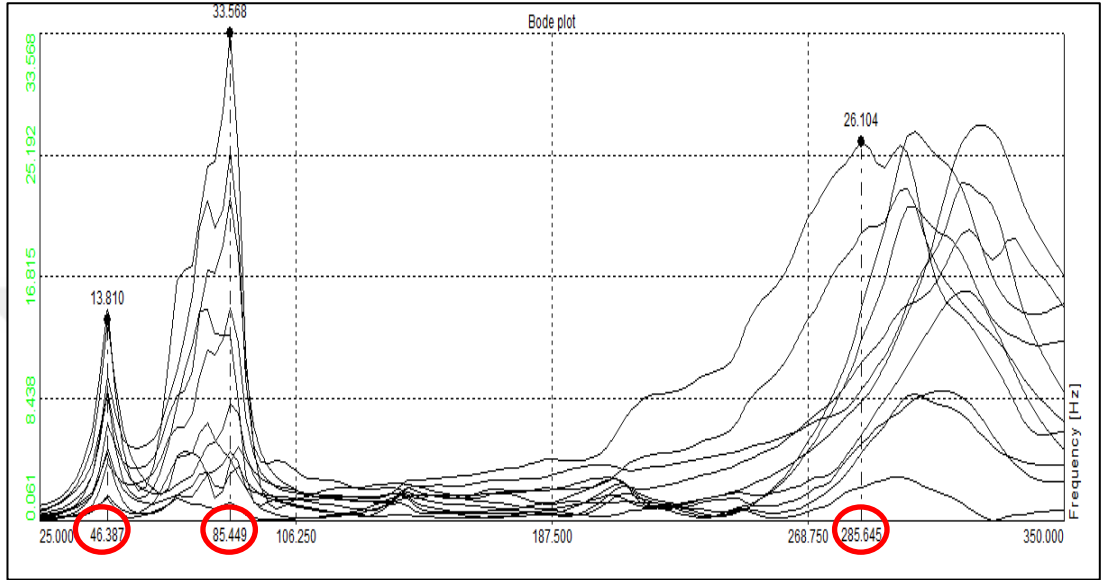


Şekil 4.21: Tek kanat modal test için ivmeölçerin yerleşimi.

Trigger level olarak birkaç denemeden sonra 8 N’luk bir değer belirlenmiştir. Tahrik sinyali 8 N’luk bu değeri her geçtiğinde FTF hesabı başlayacaktır. Yapı modal çekiç ile tahrik edildiğinde, tahrik sinyali bir vuruştan sonra birden fazla uyarı etkisi(impulse) gösteriyor ise çift vuruş hatası meydana gelmektedir. Yani çekiç ile bir vuruş gerçekleştirildiği anda çok kısa bir zaman içinde ikinci bir vuruş da meydana gelmektedir. Bu hata nedeni ile elde edilen FTF’ler de bozukluklar meydana gelmektedir. Şekil 4.20’de görüldüğü gibi double-hit level 6 N olarak belirlenmiştir. Böylece 6 N’dan büyük, ikinci çekiç tahriki olduğu zaman yazılım hata verecek ve vuruşun tekrarlanması istenecektir. Fan yapısının termoplastik bir malzemedir. Böylece test esnasında bu hatanın kontrolünü önemli kılmaktadır.

Test sırasında her nokta için üç kez FTF elde edilmiş ve bunların ortalaması alınmıştır. Örnekleme hızı olarak 20000 Hz alınmıştır. Bu sayede veri toplama hesap süresi uzamasına rağmen elde edilen FTF'lerinin çözünürlüğü artırılmıştır.

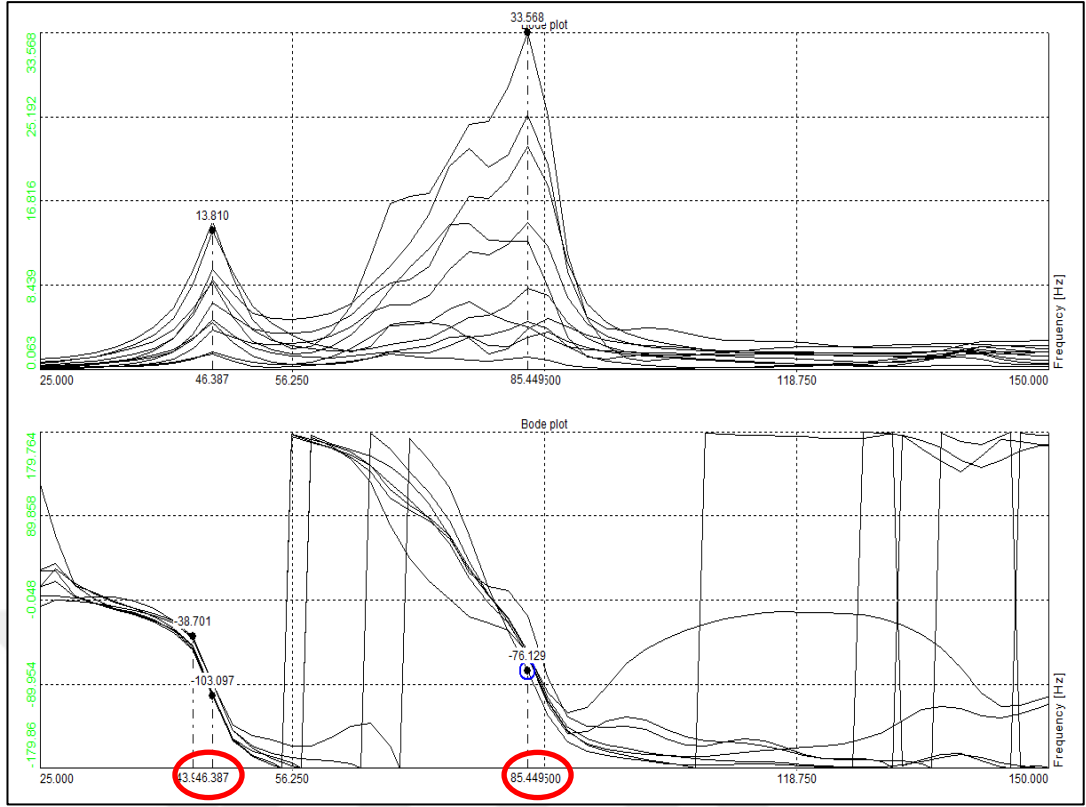
Tek kanat için yapılan deneysel modal analiz sonucunda elde edilen FTF grafikleri aşağıda görülmektedir.



Şekil 4.22: Fan kanadı FTF grafiği.

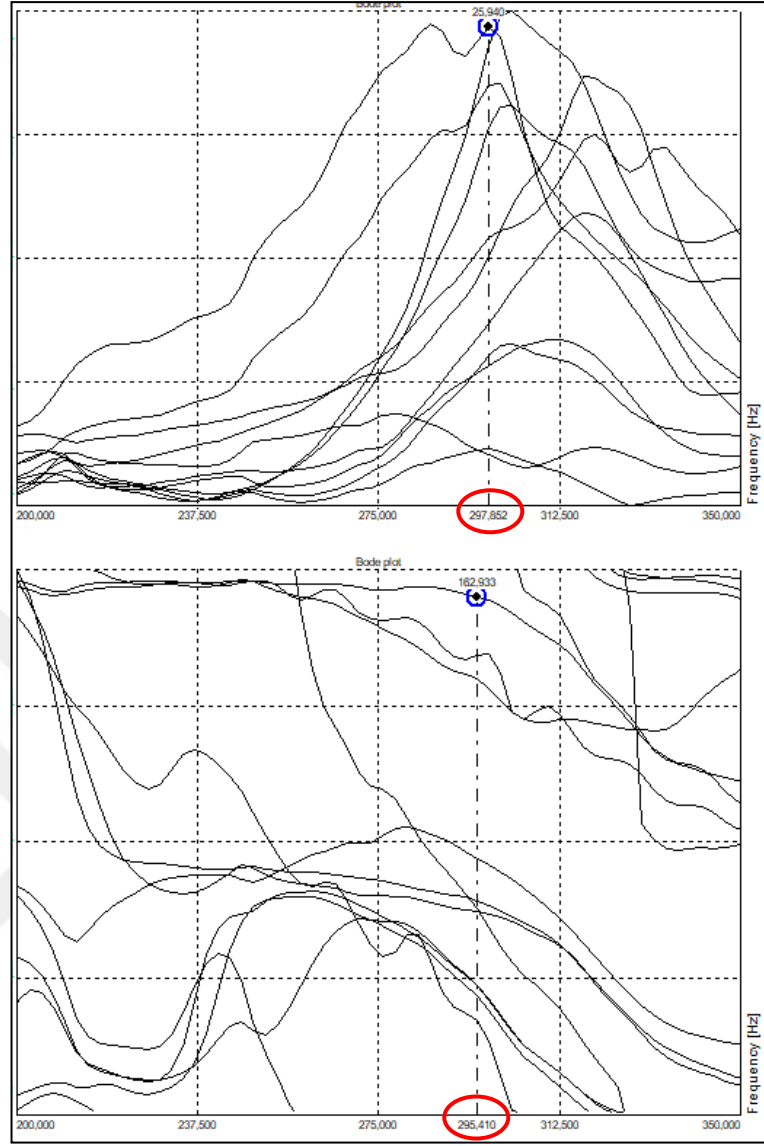
Şekil 4.22'da, FTF grafiği incelendiğinde rezonans piklerinin 46.387 Hz, 85.449 Hz ve 285.645 Hz olarak çıktığı görülmektedir. İlk iki modun sonlu elemanlar sonucu ile büyük bir uyumluluk içinde olduğu görülmektedir. Daha yüksek değerlere çıkıldığında ise sonlu elemanlar sonucu ile modal test sonuçlarının farkının arttığı görülmüştür. Bu durum yüksek frekanslarda bozulmalar meydana gelmesinden kaynaklanmaktadır. Deneysel modal analizden elde edilen sonuçların doğruluğunu incelemek için FTF'ye ait faz değişimi grafiğide incelenmiştir. Bu şekillerde üst kısımda ölçüm sonucu elde edilen FTF'lerin genlik grafiği var iken, alt tarafta ise FTF'lerin faz değişimi grafikleri vardır.





Şekil 4.23: 1. ve 2. mod için faz değişimi incelemesi.

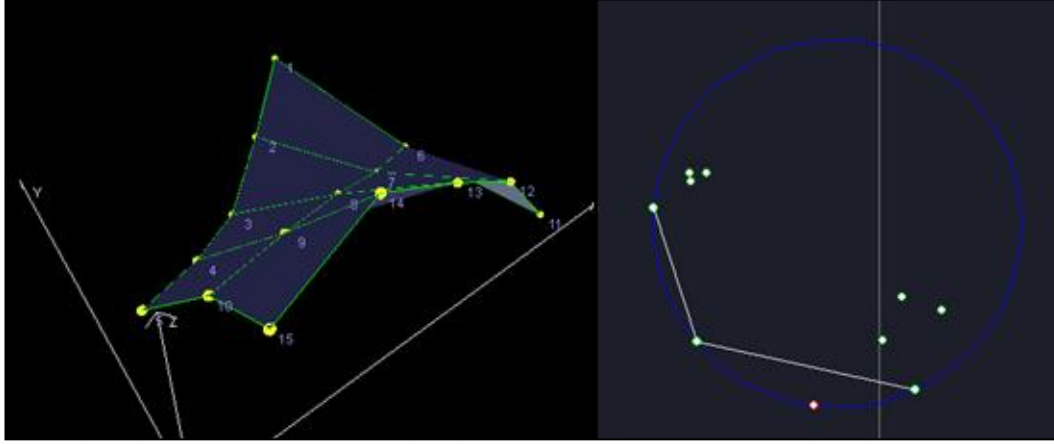
Yukarıdaki şekil incelendiği zaman rezonans piklerinin olduğu noktalarda faz değişimlerinde meydana geldiği gözlemlenmiştir. Şekil 4.23’de alt kısımda bulunan faz derece grafiği incelendiğinde, genlik grafiğinde elde edilen pik noktalarında gözle görülebilir şekilde  $\pm 90^\circ$  değerinde faz değişimlerinin de meydana geldiği görülmüştür. İlk iki mod için yukarıdaki grafikten yola çıkılarak, tek kanat için 46.387 Hz ve 85.449 Hz değerlerinin mod değerleri olduğu söylenebilir. 3. mod için faz değişimi grafiği aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 4.24: 4. mod için faz değişimi incelemesi.

Test esnasında modal çekiç ile tahrik sırasında yapılan denemelerde çift vuruş durumunun yaşanmaması için plastik uç kullanımının daha iyi olacağı sonucuna varılmıştır. Fakat yumuşak uç kullanımı yüksek frekanslara çıkıldıkça toplanan verilerde bozukluklara neden olmaktadır. Ayrıca tek kanatın sadece mengene ile sabitlenebilmesi de bu durumu ortaya çıkarmıştır. Bu durum özellikle kanat yapısının plastik malzeme olmasından kaynaklıdır. Şekil 4.24’de FTF incelendiğinde yaklaşık olarak 285 Hz değerinden sonra da pik noktalarının meydana gelmesi bu durum ile açıklanmaktadır. 4.mod için faz değişimi grafiği incelendiğinde yaklaşık olarak 297.9 Hz değerinde sonra faz değişiminin olduğu gözlemlenmektedir. Bu değere karşılık gelen genlik grafiğindeki pik noktasında faz derece grafiği yön değiştirmeye başlamıştır. Bu değer etrafındaki faz değişimi bölgesi genlik grafiğindeki pik

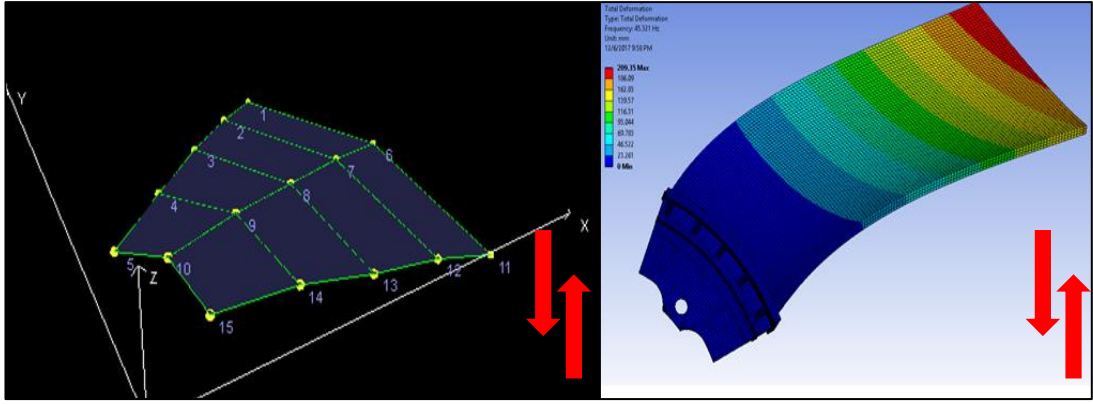
noktasına karşılık geldiğinden bu noktada tek kanat için rezonans frekansı olduğu söylenebilir. Bu durum şekil 4.25’de Nyquist plot çizimi ile de incelenmiştir.



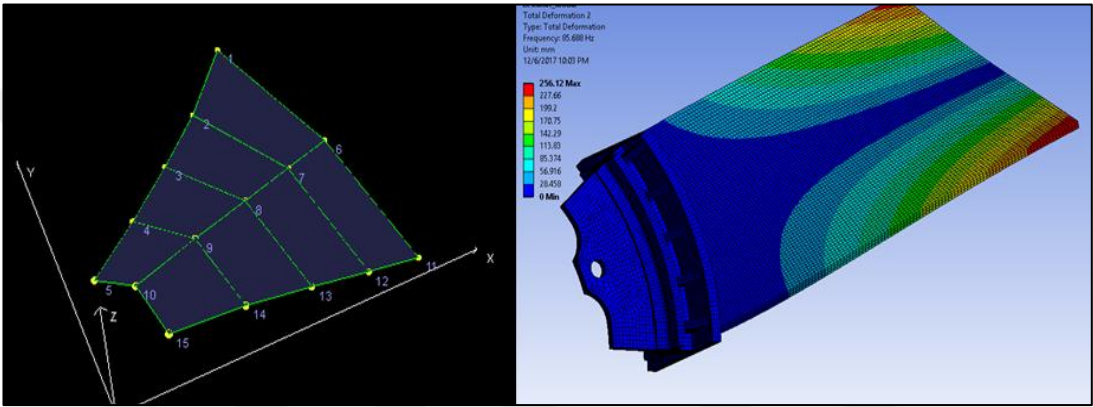
Şekil 4.25: 4.mod için Nyquist plot çizimi.

Dördüncü mod için şekil 4.24’da görüldüğü üzere birden fazla pik noktası çıkmıştır. Bu neden ile bu noktada mod değerini bulmak için Nyquist plot çiziminden faydalanılabilir. Nyquist plot yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi bir çemberden meydana gelmektedir. Çember üzerindeki yeşil noktalar elde edilen FTF’leri, kırmızı nokta ise rezonans noktasını göstermektedir. Rezonans noktası olan kırmızı noktanın FTF’lerin arasında çıkması ve çember üzerinde düzgün şekilde sıralanması bu frekans değerinde bir mod olabileceğini göstermektedir. Ayrıca bu noktada yapı üzerinde sonlu elemanlar sonucunda oluşan mod şekli de oluşmaktadır.

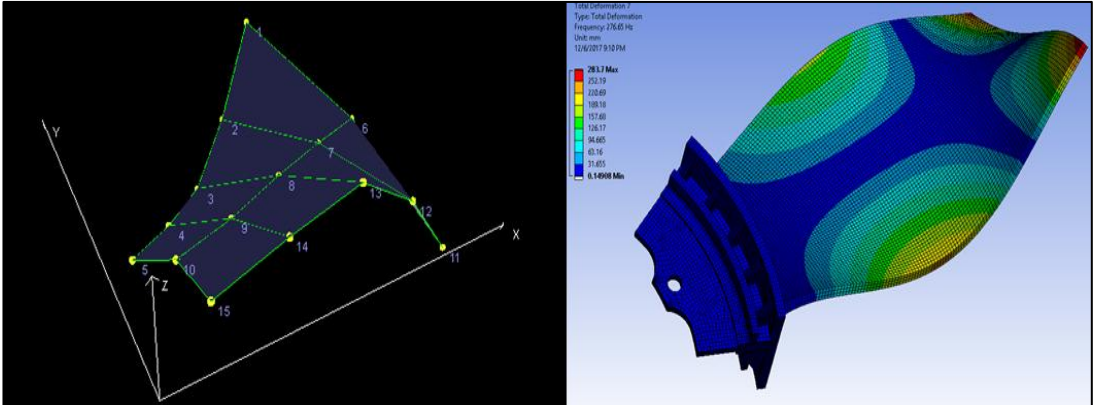
Deneyisel modal analiz sonuçlarının incelenmesinde test yazılımından çıktı olarak alınan mod şekilleride kullanılmıştır. Bu mod şekilleri sonlu elemanlar sonuçları ile karşılaştırılarak deneyisel modal analiz ölçümlerinin doğruluğu değerlendirilmiştir. Bu sonuçlarda görüldüğü üzere 3. mod deneyisel modal analizde elde edilememiştir.



Şekil 4.26: Tek kanat 1. mod şekli (1. eğilme).



Şekil 4.27: Tek kanat 2. mod şekli (1. burulma).



Şekil 4.28: Tek kanat 4. mod şekli (2. burulma).

### 4.3. Fan Yapısının Deneysel Modal Analiz Ölçümleri

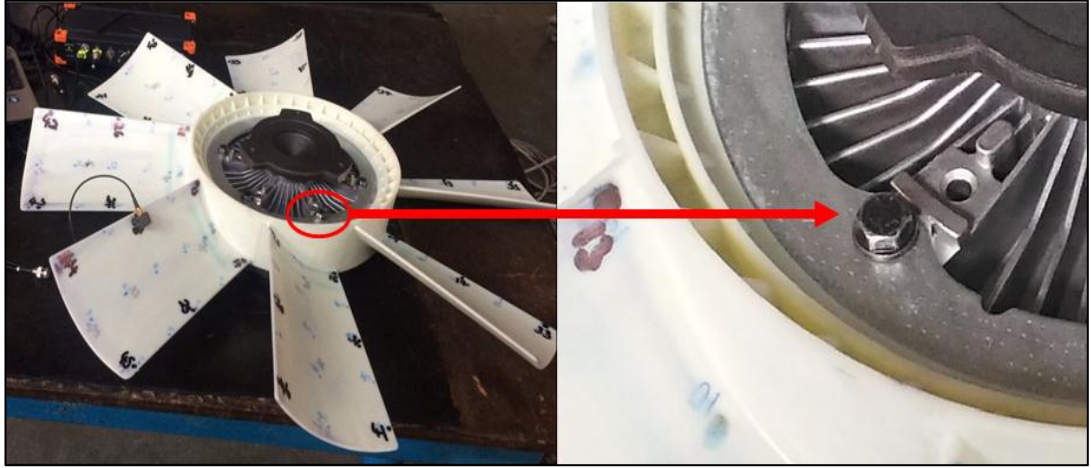
Fan yapısının tamamını içinde deneysel modal analiz gerçekleştirilmiştir. Bu test için tek kanat modal testinde kullanılan araçlar aynı şekilde kullanılmıştır. Tek kanat yapısından farklı olarak veri toplama cihazı olarak Dewesoft firmasına ait SIRIUS cihazı kullanılmıştır. Fan yapısının tamamında yapılan deneysel modal analiz için 48 ayrı nokta da FTF'ler elde edilmiştir. Nokta yerleşimi tek kanat deneysel çalışması referans alınmıştır. Fakat çalışmanın daha verimli hale gelmesi için kanatların orta bölgelerindeki noktalar koyulmamıştır. Ayrıca kenarlarda da sadece mod şekillerindeki yönelimleri görebilmek için üçer nokta konulmuştur. Fan yapısı için kurulan deneysel modal analiz çalışmasında da sinyal işleme değerleri tek kanat kurulumu ile aynı tutulmuştur.



Şekil 4.29: Veri toplama cihazı SIRIUS ve bilgisayar arayüzü gösterimi.



Şekil 4.30: Fan yapısı modal test ölçümleri şekli.



Şekil 4.31: Fan yapısı sabitleme şekli.

Fan yapısı şekil 4.31'da görüldüğü gibi viskoz fan kavrama gövdesi kullanılarak 6 adet civata ile sabitlenmiştir.



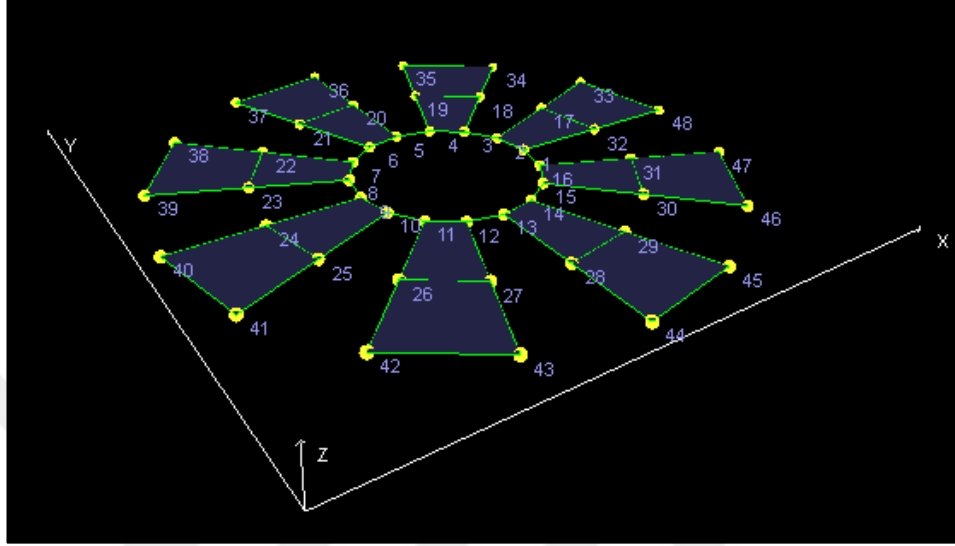
Şekil 4.32: Fan yapısı modal testi için ivmeölçerin yerleşimi.

| Index | Direction | Sign | Input  | Group |
|-------|-----------|------|--------|-------|
| 28    | Z         | +    | hammer | 282+  |
| 15    | Z         | +    | acc    | 152+  |
| 16    | Z         | +    | acc    | 162+  |
| 17    | Z         | +    | acc    | 172+  |
| 18    | Z         | +    | acc    | 182+  |
| 19    | Z         | +    | acc    | 192+  |
| 20    | Z         | +    | acc    | 202+  |
| 21    | Z         | +    | acc    | 212+  |
| 22    | Z         | +    | acc    | 222+  |
| 23    | Z         | +    | acc    | 232+  |
| 24    | Z         | +    | acc    | 242+  |
| 25    | Z         | +    | acc    | 252+  |
| 26    | Z         | +    | acc    | 262+  |
| 27    | Z         | +    | acc    | 272+  |
| 28    | Z         | -    | acc    | 282+  |
| 29    | Z         | +    | acc    | 292+  |
| 30    | Z         | +    | acc    | 302+  |
| 31    | Z         | +    | acc    | 312+  |
| 32    | Z         | +    | acc    | 322+  |
| 33    | Z         | +    | acc    | 332+  |
| 34    | Z         | +    | acc    | 342+  |
| 35    | Z         | +    | acc    | 352+  |
| 36    | Z         | +    | acc    | 362+  |
| 37    | Z         | +    | acc    | 372+  |
| 38    | Z         | +    | acc    | 382+  |
| 39    | Z         | +    | acc    | 392+  |
| 40    | Z         | +    | acc    | 402+  |
| 41    | Z         | +    | acc    | 412+  |
| 42    | Z         | +    | acc    | 422+  |
| 43    | Z         | +    | acc    | 432+  |
| 44    | Z         | +    | acc    | 442+  |
| 45    | Z         | +    | acc    | 452+  |
| 46    | Z         | +    | acc    | 462+  |

Şekil 4.33: Fan yapısı modal test arayüz kurulumu.

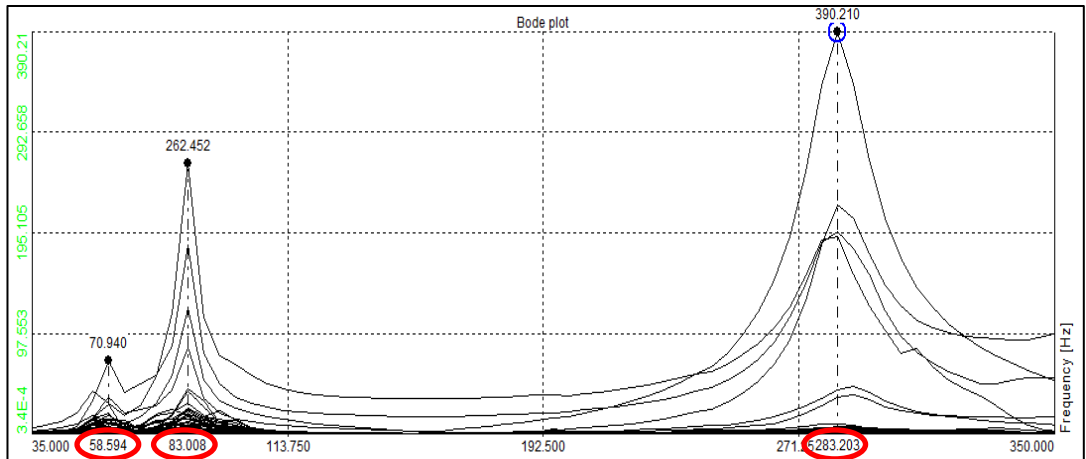
Nokta sayısının fazla olması fan yapısının tamamı için ölçümü zorlaştıracığından ve ölçüm süresini uzatacağından dolayı, ölçüm yapılan 48 nokta frekans değerleri elde edilecek şekilde seçilmiştir. Ayrıca her nokta için düzgün şekilde yapılan üçvuruşun ortalamasının alınması gerekmektedir. Bu durum termoplastik bir yapıda olan bir malzeme için vuruşları daha zor ve uzun bir hale getirmektedir. Bu 48 nokta ile Dewesoft yazılımı içinde basit bir fan yapısı geometrisi oluşturularak mod şekli incelemesi de yapılmıştır. Tek kanat yapısında olduğu gibi, fan yapısının sonlu elemanlar sonucu incelendiğinde göbek bağlantı kısmında deplasman görülmemiştir. Bunun nedeni şekil 4.31’de görüldüğü gibi civatalar ile tezgaha sabitlenmiş olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca civata

bağlantısı sistemin rezonans frekans değerlerinin daha yüksek çıkmasına sebep olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Bu neden ile bu kısımlarada nokta yerleşimi yapılmamıştır. Yazılımın içinde oluşturulan fan yapısı geometrisi aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.



Şekil 4.34: Dewesoft yazılımı içinde oluşturulan fan yapısı geometrisi.

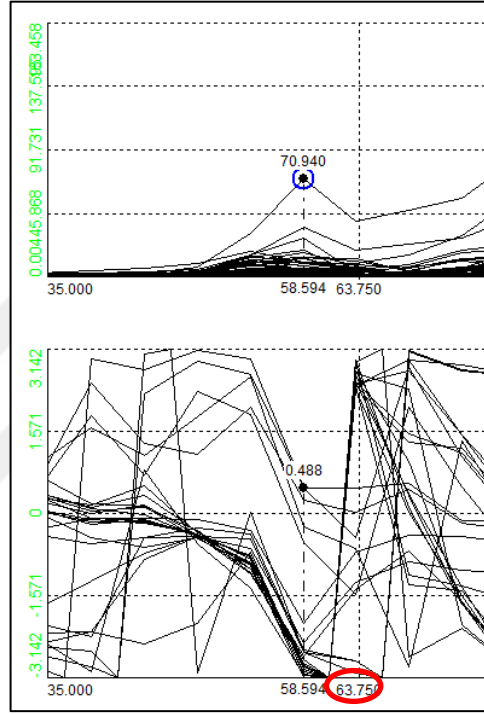
Fan yapısının tamamı için yapılan deneysel modal analizde rezonans noktalarının 58.594 Hz, 83.008 Hz ve 283.203 Hz’de çıkmıştır. Elde edilen rezonans değerlerinin, FTF’lerin faz değişimleri ile karşılaştırılmalı olarak verilerek sonuçların doğruluğu incelenmiştir. Bu şekiller incelendiği zaman rezonans noktalarında faz değişimlerinin olduğu gözlemlenmiştir. Rezonans değerleri şekil 4.35’da grafik üzerinde kırmızı daire içine alınarak gösterilmiştir.



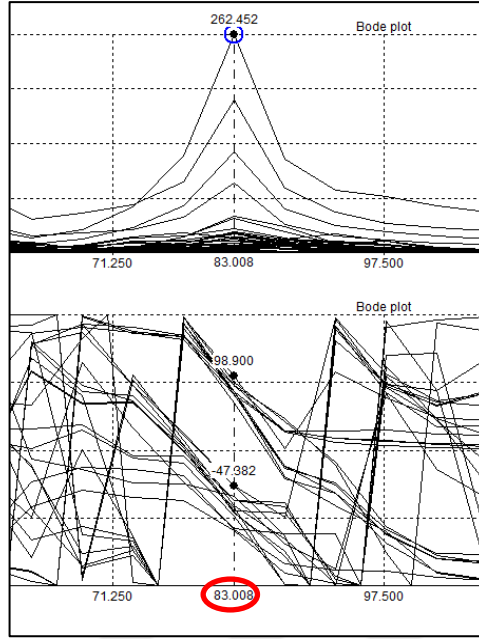
Şekil 4.35: Fan yapısı FTF grafiği.



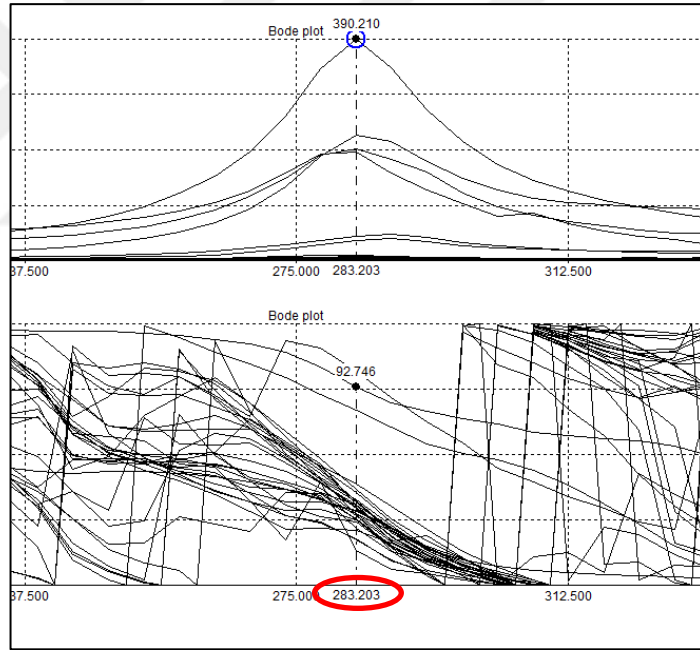
Ölçüm alınan nokta sayısı fazla olduğundan dolayı karmaşıklık olmaması için faz değişimi incelemesi her rezonans pik noktası için ayrı ayrı gösterilmiştir. Bu şekillerde üst kısımda ölçüm sonucu elde edilen FTF'lerin genlik grafiği var iken, alt tarafta ise FTF'lerin faz değişimi grafikleri vardır. Şekil 4.36 ve şekil 4.37 arasında faz değişimi grafikleri incelendiği zaman test sonucu yapıda meydana gelen rezonans noktalarında faz grafiklerinin yön değiştirerek faz farkı meydana getirdiği görülmektedir.



Şekil 4.36: 1.mod için faz değişimi incelemesi.

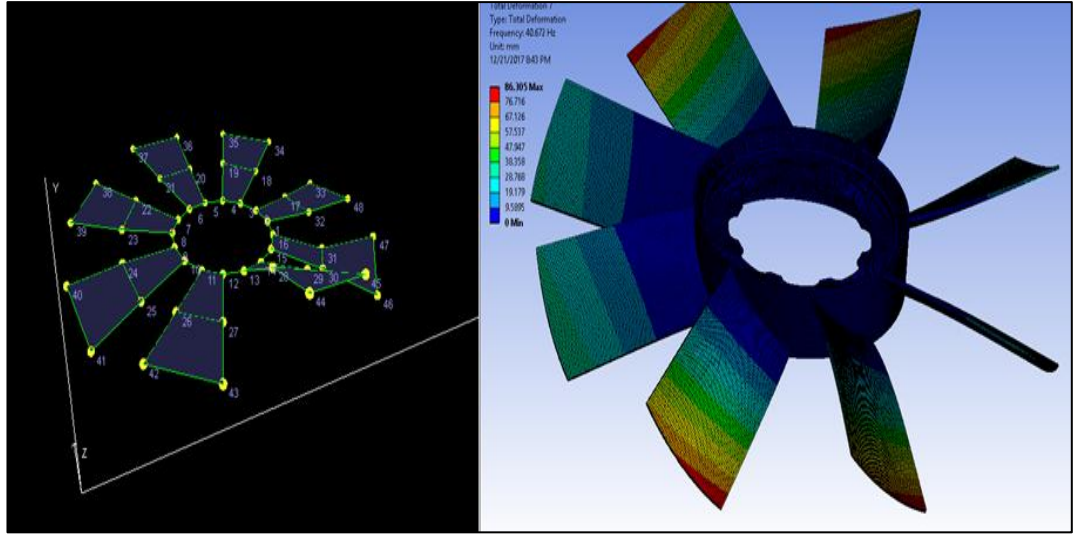


Şekil 4.37: 2.mod için faz değişimi incelemesi.

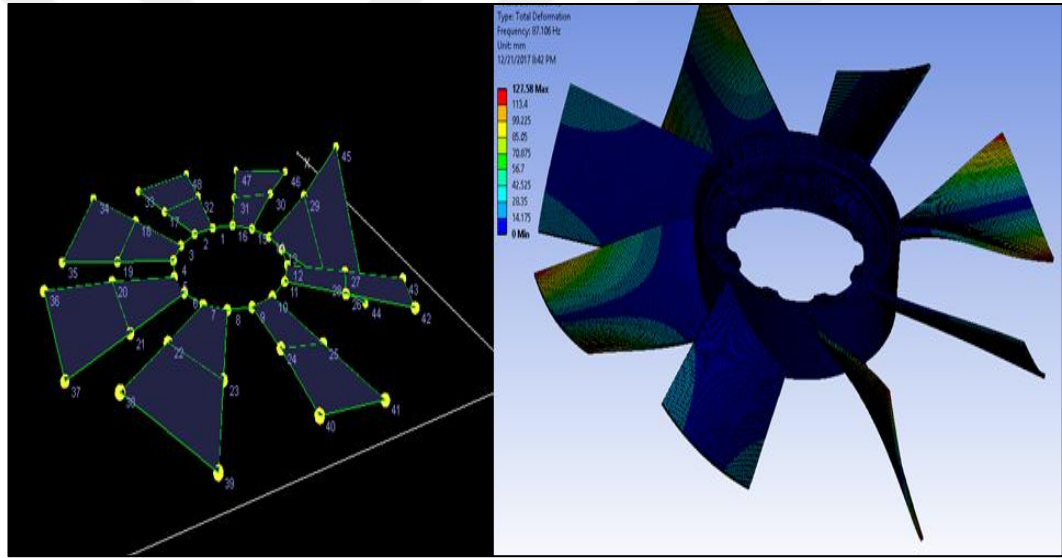


Şekil 4.38: 3.mod için faz değişimi incelemesi.

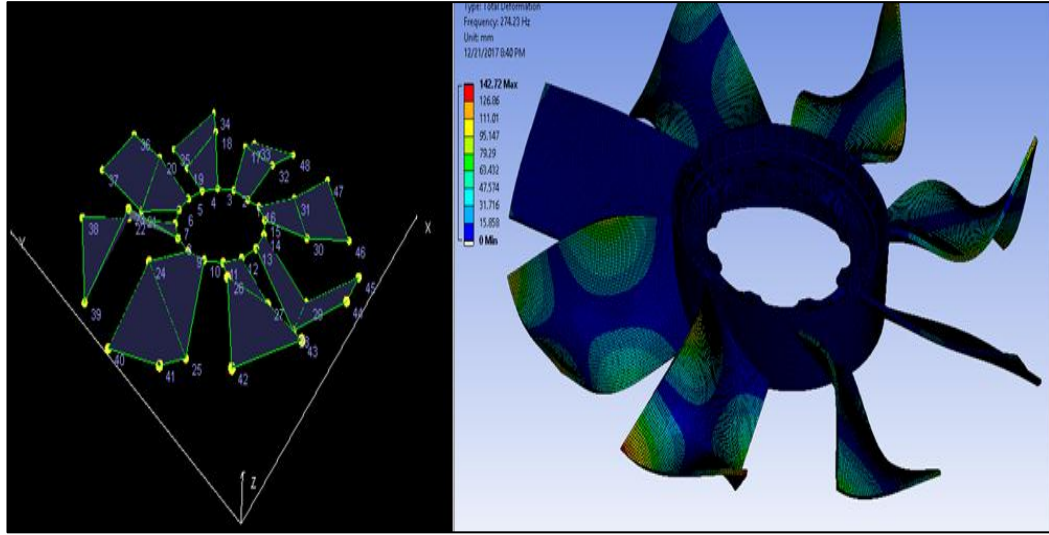
Dewesoft yazılımı içinde oluşturulan basit fan yapısı ile elde edilen mod şekilleri sonlu elemanlar sonucu ile karşılaştırılmıştır. Dewesoft içinde oluşturulan yapı basit olmasına rağmen yapının rezonans mod şekilleri hakkında öngörüler oluşturmaktadır. Bu sonuçlarda sonlu elemanlar sonuçları ile aynı resimlerde gösterilmiştir.



Şekil 4.39: Fan yapısı 1. mod şekli (1. eğilme).



Şekil 4.40: Fan yapısı 2. mod şekli (1. burulma).



Şekil 4.41: Fan yapısı 4. mod şekli (2. burulma).

Şekil 4.39 incelendiğinde test yazılımı içinde oluşturulan geometri içinde 1. eğilme mod şekli meydana gelirken aynı mod şeklinin sonlu elemanlar yazılımı içinde de elde edildiği görülmektedir. Şekil 4.40'da test yazılımı içinde 1. burulma mod şekli ve şekil 4.1'de da yine test yazılımı içinde 2. burulma mod şekli meydana gelmektedir. Bu mod şekilleri sonlu elemanlar analizi sonuçları ile örtüşmektedir. Tek kanat için yapılan deneysel çalışmada olduğu gibi 3. mod fan yapısı için yapılan çalışmada elde edilememiştir.

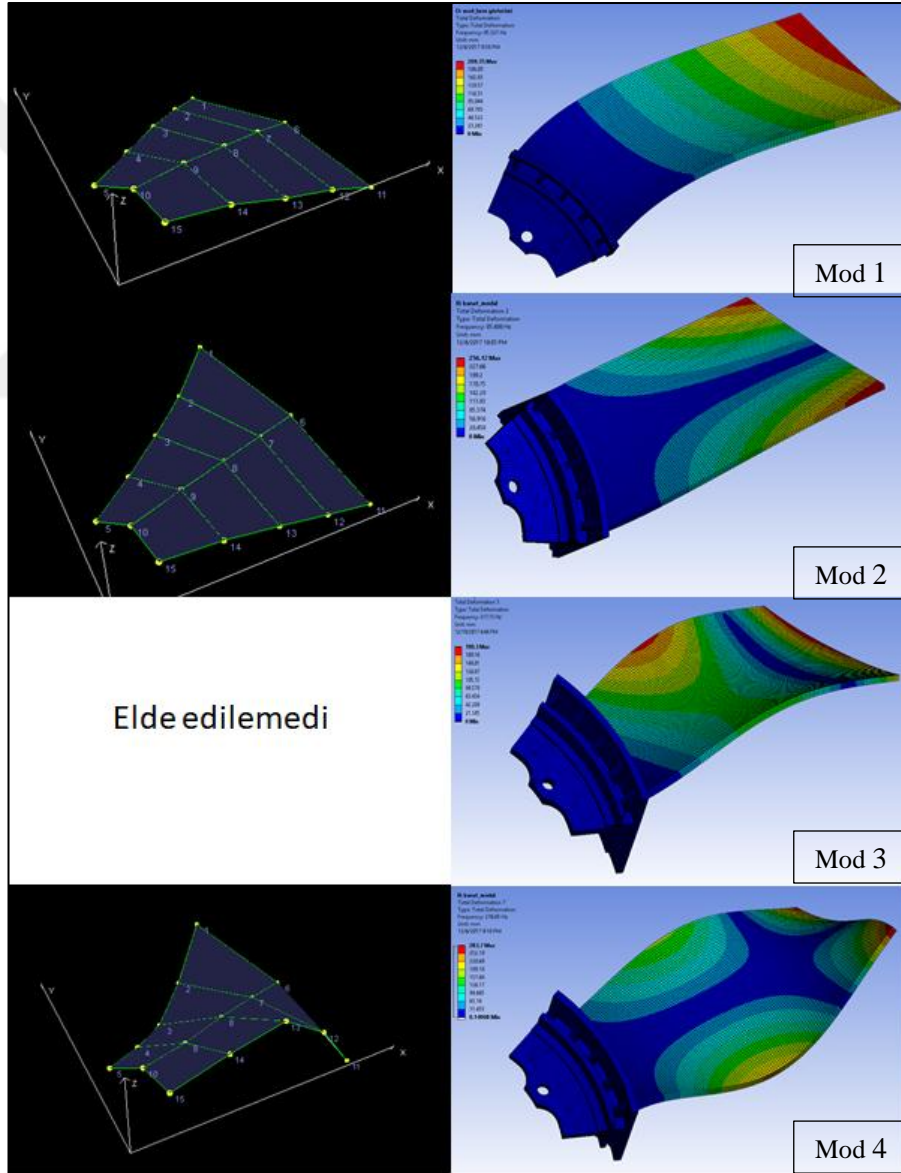
## 5. SONUÇLAR VE YORUMLAR

Bu tez çalışması kapsamında deneysel ve teorik modal analizin otomotiv sektörü için gerekliliği ve uygulanabilirliği üzerine çalışmalar yapılmıştır. Yapılan teorik ve deneysel çalışmalar arasında korelasyon olması için iki yöntemde de sınır şartlarının ve malzeme özelliklerinin aynı olması sağlanmıştır. Deneysel modal analiz ölçümü ilk önce tek fan kanadı üzerinde daha sonra da fan yapısının tamamı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Teorik modal analizde de aynı şekilde tek fan kanadı ve fan yapısının tamamı için uygulanmıştır.

Deneysel ve teorik yöntemlerin her ikisi içinde tek fan kanadı ve fan yapısı viskoz fan kavramaya bağlandığı noktalardan ankastre şekilde sabitlenmiştir. Deneysel modal analiz çalışmasında Dewesoft firması tarafından üretilen veri toplama cihazı ile DJB Instruments tarafından üretilen ivme ölçer kullanılmıştır. Yapılar modal çekiç ile tahrik edilerek oluşan titreşimler sonucu elde edilen frekans tepki fonksiyonları incelenmiştir. Teorik modal analiz çalışmasında Catia programı kullanılarak analiz çalışması için model oluşturulmuştur. Tek fan kanadının ve fan yapısının teorik modal analizi sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak Ansys programı ile gerçekleştirilmiştir. Teorik modal analizde yapılar orta-kenar düğüm noktaları tutulmuş hexahedral elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Deneysel modal analiz sonuçları teorik modal analiz sonuçları ile hem rezonans değerleri hem de mod şekilleri açısından karşılaştırıldığında hataların düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu şekilde sonlu elemanlar modelinin doğruluğu ortaya konulmuştur. Aşağıdaki tablolarda bu sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tablo 5.1: Tek Fan Kanadı için Teorik ve Deneysel Modal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.

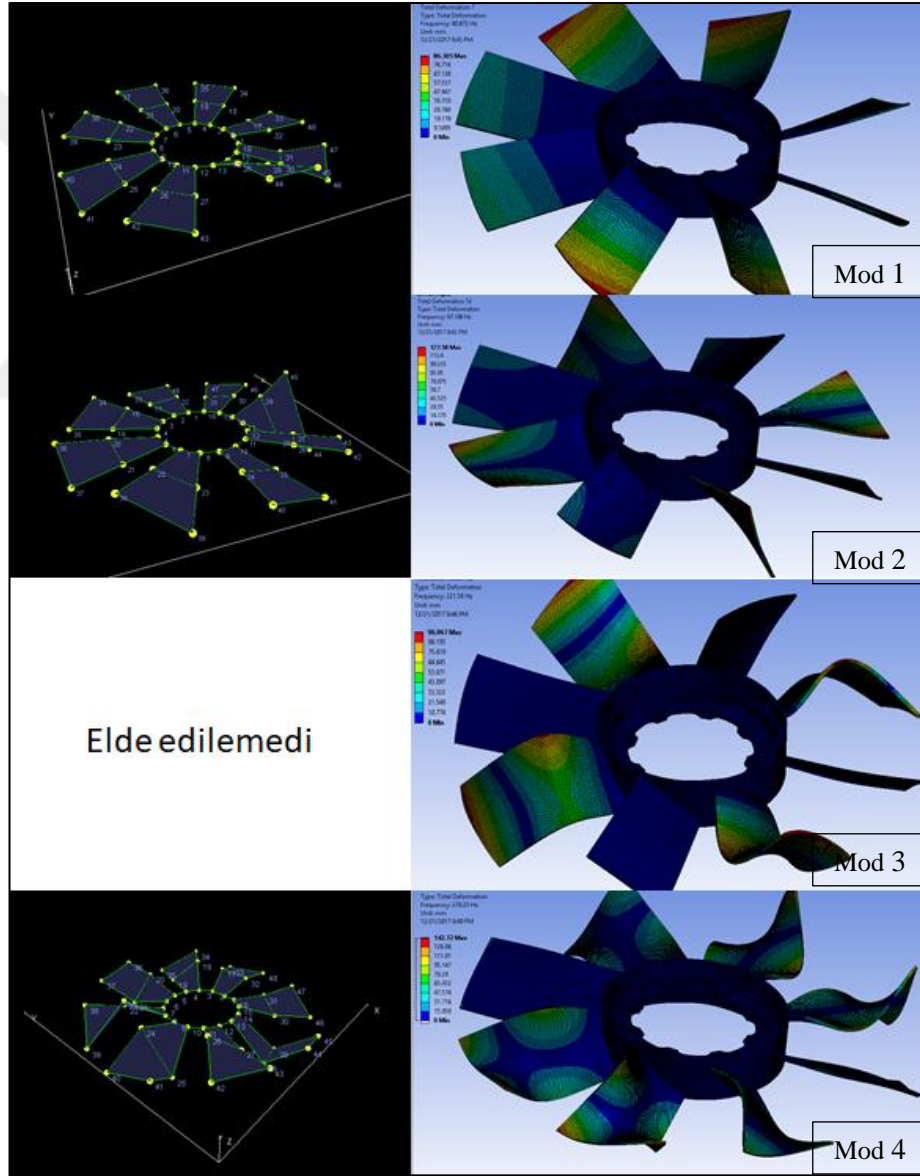
| Karşılaştırmalı sonuçlar | Teorik modal analiz sonuçları | Deneysel modal analiz sonuçları |
|--------------------------|-------------------------------|---------------------------------|
| Mod 1                    | 45.321                        | 46.387                          |
| Mod 2                    | 85.685                        | 85.449                          |
| Mod 3                    | 217.13                        | Elde edilemedi                  |
| Mod 4                    | 276.65                        | 297.9                           |



Şekil 5.1: Tek fan kanadı için mod şekillerinin karşılaştırılması.

Tablo 5.2: Fan Yapısı İçin Teorik ve Deneysel Modal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.

| Karşılaştırmalı sonuçlar | Teorik modal analiz sonuçları | Deneysel modal analiz sonuçları |
|--------------------------|-------------------------------|---------------------------------|
| Mod 1                    | 40.764                        | 58.594                          |
| Mod 2                    | 87.112                        | 83.008                          |
| Mod 3                    | 221.54                        | Elde edilemedi                  |
| Mod 4                    | 273.96                        | 283.203                         |



Şekil 5.2: Fan yapısı için mod şekillerinin karşılaştırılması.

Tek kanat yapısı için sonuçlar incelendiğinde; mod 1 için, sonlu elemanlar sonucunda elde edilen 45.321 Hz değeri ile deneysel çalışma sonucunda elde edilen değer 46.387 Hz değeri birbirleri ile uyumaktadır. Mod 2 değeri karşılaştırmasında ise sonlu elemanlar sonucu ve deneysel çalışma sonuçları sırası ile 85.685 Hz ve 85.449 Hz değerinde örtüşmektedir. Tablo 5.1’de görüldüğü gibi mod 1 ve mod 2 değerlerinde büyük bir uyumluluk elde edilmiştir. Sonlu elemanlar modeli ile elde edilen mod 3 değeri deneysel çalışmada elde edilememiştir. Bu durumu gidermek için daha sonraki çalışmalarda test sırasında kullanılan ivmeölçer sayısı artırılabilir. Mod 4 değerinde ise sonlu elemanlar ve deneysel çalışma sonuçları sırası ile 276.65 Hz ve 297.9 Hz çıkmıştır. Mod 4 için 22 Hz’lik bir fark ortaya çıkmıştır. Şekil 5.1’de ise teorik ve deneysel çalışmalar sonucu elde edilen mod şekilleri karşılaştırılmıştır. Mod şekilleri sonucunda görüldüğü gibi büyük bir uyum elde edilmiştir. Daha yüksek frekans değerlerinde rezonans değerleri arasındaki fark artmaktadır.

Bu sonuçlar incelendiği zaman deneysel ve teorik çalışmalar arasında bir uyum olduğu görülmüştür. Fakat yüksek değerlerdeki rezonans değerlerine çıkıldıkça sonuçlar arasında farklar ortaya çıkmaktadır. Çekiç ile yapıya vurma hızının FTF’lerini önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Yapıya çok hızlı vurulduğu zaman ölçüm kanallarında yüksek genliklerde sinyaller oluşmuştur. Bunun sonucunda elde edilen FTF’lerin yüksek değerlerinde bozulmalar görülmüştür. Daha yavaş vurulduğunda ise çekicinin geri tepmesi sonucu çift vuruş durumu ile karşılaşılmıştır. Bu durumun nedenlerinden birisi de yapının malzemesinden kaynaklanmaktadır. Bundan kaçınmak için daha yumuşak bir çekiç ucu kullanılmış; bu durumda kullanılabilir sinyal aralığını azaltmıştır. Yüksek değerlere çıkıldıkça rezonans değerleri arasındaki farkın nedeni olarak bu görülmektedir. Ayrıca ivmeölçer bağlanan noktanın yapının serbest uçlarına yakın olması daha düzgün FTF elde edilmesini sağlamaktadır. Yapı çekiç ile tahrik edildikten sonra diğer tahrik vuruşu için beklenmiş böylece yapıda oluşan titreşim sona erip yapı kararlı hale geldikten sonra tahrik vuruşu gerçekleşmiştir.

Fan yapısının tamamı için ise yapılan deneysel ve teorik çalışma sonucu mod 1 ve mod 4 değeri için farkların oldukça arttığı gözlemlenmiştir. Fan yapısı için sonlu elemanlar ve deneysel modal analiz sonuçları sırası ile mod 1 için 40.764 Hz - 58.594 Hz, mod 2 için 87.112 Hz – 83.008 Hz, mod 4 için 273.96 Hz – 283.203 Hz değerleri elde edilmiştir. Sonlu elemanlar modeli ile elde edilen mod 3 değeri deneysel çalışmada elde edilememiştir. Özellikle mod 1 için elde edilen değer farklı



olması fan yapısı üzerindeki nokta sayısının az olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Buna rağmen 48 nokta ile yapılan ölçüm için modal çekiç kullanılması ölçüm süresinin yeterince uzun olmasına neden olmuştur ama beklenen mod şekillerinin oluşumu ve yakın frekans değerlerinin elde edilmesi sağlanmıştır. Tablo 5.2’de görüldüğü gibi mod 4 değerinde yine 10 Hz’lik bir fark elde edilmiştir.

Tek fan kanadı ve fan yapısı üzerinde gerçekleştirilen deneysel modal analiz ölçümleri ve sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen yapılara ait dinamik özelliklerin birbirine yakın olduğu gözlemlenmiştir. Buradan soğutma fanı üzerinde deneysel ve teorik modal analiz çalışmaları yapmak yerine tek fan kanadı üzerinde tasarım aşamasında bu çalışmaları yapmanın yeterli olacağı sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca ivmeölçer yerleşiminin düzgün bir şekilde yapılabilmesi için sonlu elemanlar analizlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Çalışmanın devamı niteliğinde mertebe analizi testi yapılarak, bu testten elde edilecek olan 3 boyutlu Campbell diyagramı sonlu elemanlar sonuçları ile karşılaştırılmalıdır.

## KAYNAKLAR

- [1] Ewins D.J. (2001), “Basics and state of art of modal testing”, Proc. Indian Academy Sciences, 25, 3, 201-220.
- [2] Zou Q., Li Z., Wu H., (2016), “Modal analysis of trough solar collector”, Solar Energy, 141, 81–90.
- [3] Wu J., (2004), “Finite element modelling and experimental modal testing of a three-dimensional framework”, International Journal of Mechanical Sciences, 46, 1245–1266.
- [4] Almeida P., Gibert C., Leblan X., Ousty J., Thouverez F., (2012), “Experimental and numerical investigations on a rotating centrifugal compressor”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark, 11-15 June.
- [5] Minette S., Silva S. F., Vaz L. A., Monteiro U. A., (2016), “Experimental Modal Analysis Of Electrical Submersible Pumps”, Ocean Engineering, 124, 168–179.
- [6] Zhang P., Ding H., Le C., Liu X., (2011), “Test on the dynamic response of the offshore wind turbine structure with the large-scale bucket foundation”, International Conference on Environmental Science and Engineering, 12, 856 – 863, Tianjin, China.
- [7] Fladung W., Rost R., (1997), “Application and correction of the exponential window for frequency response functions”, Mechanical System and Signal Processing, 11,1, 23-36.
- [8] Lim J., Sim W., Yun S., Lee D., Chung J., (2017), “Reduction of vibration forces transmitted from a radiator cooling fan to a vehicle body”, Journal of Sound and Vibration, 419, 183-199.
- [9] Pavic A., Reynolds P., (2003), “Modal testing and dynamic FEA model correlation and updating of prototype a high-strength concrete floor”, Cement and Concrete Composites, 25, 787–799.
- [10] Rusiński E., Moczko P., Odyjas P., Pietrusiak D., (2014), “Investigation of vibrations of a main centrifugal fan used in mine ventilation”, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 14 (4), 569-579.
- [11] Kumar A., Jaiswal H., Rajat J., P. Patil P., (2014), “Free vibration and material mechanical properties influence based frequency and mode shape analysis of transmission gearbox casing”, Procedia Engineering, 97, 1097 – 1106.
- [12] Kumar A., Dwivedi A., Paliwal V., P. Patil P., (2014), “Free vibration analysis of Al 2024 wind turbine blade designed for uttarakhand region based on FEA”, Procedia Technology, 14, 336 – 347.

- [13] Zhou J., Liu B., Wang D., Xiaoqia L., (2010), "Dynamic characteristics analysis of blade of fan based on ANSYS", Power and Energy Engineering Conference, Chengdou, China, 28-31 March.
- [14] Huang Z., Han B., Le Y., (2017), "Modeling method of the modal analysis for turbomolecular pump rotor blades", Vacuum, 144, 145-151.
- [15] Schwarz B. J., Richardson M. H., (1999), "Experimental modal analysis", CSI Reliability Week, Orlando, Florida, USA, October.
- [16] Dadhich M., Kumar S., Sharma V., Kumar S., Agarwal D., (2015), "Fatigue (FEA) and modal analysis of a centrifugal fan", International Journal of Recent Advances in Mechanical Engineering, 4 (2).
- [17] Stuart J., Carney F., (1974), "Vibration of annular plates with edgebeams", American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 12 (1), 5-6.
- [18] Shukla A., Harsha S.P., (2015), "An experimental and FEM modal analysis of cracked and normal steam turbine blade", 4th International Conference on Materials Processing and Characterization, 2, 2056 – 2063, December.
- [19] Bucher I., Ewins D. J., (2001), "Modal analysis and testing of rotating structures", Philosophical Transactions A, 61-96.
- [20] Niles K., Sharad C., (2014), "Investigation of natural frequency and modal analysis of brake rotor using FEA and EMA", International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology.
- [21] Ramumurti V., Sujatha C., (1990), "Bus vibration study – finite element modelling and determination of the eigenpair", Int. Journal of Vehicle Design, 11, 20-35.
- [22] Joe Y. G., Cha B. G., Sim H. J., Lee H. J., Oh J. E., (2007), "Analysis of disc brake instability due to friction-induced vibration using a distributed parameter model", International Journal of Automotive Technology, 9 (2), 161-171.
- [23] Hollkamp J. J., Gordon R. W., (2001), "Modal test experiences with a jet engine fan model", Journal of Sound and Vibration, 248, 151-165.
- [24] Orlowitz E., Brandt A., (2017), "Comparison of experimental and operational modal analysis on a laboratory test plate", Measurement, 102, 121–130.
- [25] Öhman H. L., Singhal K., (1993), "Modal Analysis of Axial Fan Blade", 11th International Modal Analysis Conference, 1294-1298, Kissimmee, Florida, USA, 1-4 February.
- [26] Lembregts F., Brughmans M., Furini F., (1995), "Modal test on the PININFARINA concept car body ETHOS 1", Proceedings of the 13th MSC World Users Conference.

- [27] Pavic A., Pimentel R.L., Waldron P., (1998), “Instrumented sledge hammer impact excitation: worked examples”, 16th International Modal Analysis Conference, 929-935, Sandra Barbara, CA, USA.
- [28] Lee J., Wang S., Pluymers B., Desmet W., Kindt P., (2015), “A modified complex modal testing technique for a rotating tire with a flexible ring model”, Mechanical Systems and Signal Processing, 60-61, 604–618.
- [29] Brown D., (1997), “Weaknesses of impact testing”, 15th IMAC, Orlando, Florida, USA, 3-6 February.
- [30] Web 1, (2000), <http://www.modalshop.com/techlibrary/Fundamentals%20of%20Modal%20Testing.pdf>, (Erişim Tarihi: 06/08/2018).
- [31] Karaağaçlı T., (2010), “Determination of Dynamically Equivalent FE Models of Aircraft Structures by Using Modal Test Data”, Master of Science Thesis, METU.
- [32] Şimşek A., (2010), “Bir İş Makinası Kabininin Modal Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi.
- [33] Şekerci H. U., (2013), “Bir Hava Aracı Komponentinin Dinamik Karakteristiklerinin Teorik ve Deneysel Modal Analiz Metodu ile Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ.
- [34] Derebay B., (2014), “Theoretical and Experimental Vibration Analysis of Steering Wheel of a Heavy Commercial Vehicle”, Master of Science Thesis, İTÜ.
- [35] Chadi A., (2015), “Development of High Fidelity Finite Element Model of a Wind Turbine Blade via Modal Testing”, Master of Science Thesis, METU.
- [36] Hügöl S., (2005), “Vibration Analysis of Systems Subjected to Moving Loads by Using the Finite Element Method”, Master of Science Thesis, Dokuz Eylül University.
- [37] Şahin E., (2009), “Bir Turbo Türbininin Modal Testinde Kütle Yükleme Etkisinin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Mersin Üniversitesi.
- [38] Reza A. M., (1999), “High Quality Modal Testing Methods”, Doctoral Thesis, Imperial College of Science.
- [39] Kwon K., Lee C., (2000), “Random excitation for modal testing of rotating machinery”, Journal of Sound and Vibration, 234 (2), 297-309.
- [40] Tawfiq I., Vinh T. C., (1997), “A new approach to impact testing instrumentation using an electronic slave hammer”, Mechanical System and Signal Processing, 11 (2), 269-285.

- [41] Şahin M., Sakarya E., Ünlüsoy L., İnsuyu E. T., Seber G., Özgen S., Yaman Y., (2010), “Design, analysis and experimental modal testing of a mission adaptive wing of an unmanned aerial vehicle”, International Unmanned Vehicle Workshop, 10, 10-12.
- [42] Yerlici V., Kuş H., (2014), “Yapı Dinamiğine Giriş”, Boğaziçi Üniversitesi Yayınevi.
- [43] Silva J. M., Maia N. M., (1999), “Modal Analysis and Testing”, Springer.
- [44] Xiaolin C., Liu Y., (2014), “Finite Element Modeling and Simulation with Ansys Workbench”, CRC Press.
- [45] Mohan R.S., Sarkar A., Sekhar A. S., (2014), “Vibration analysis of a steam turbine blade”, Inter-noise, 1-10, Melbourne, Australia, 16-19 November.
- [46] Tamrakara R., Mittal N. D., (2015), “Campbell diagram analysis of open cracked rotor,” Engineering Solid Mechanics, 4, 159-166.
- [47] Bai B., Zhang L., Guo T., Liu C., (2012), “Analysis of dynamic characteristics of the main shaft system in a hydro-turbine based on ANSYS”, Procedia Engineering, 31, 654-658.
- [48] Harisha.S, Suresh Y.J., (2014), “Rotor dynamics analysis of multistage centrifugal pump”, IJRSET.

## ÖZGEÇMİŞ

Emre Baldan 10 Eylül 1988'de Konya'da doğdu. Lise öğrenimini Karatay S. D. M. P. Anadolu lisesinde tamamladı. 2013 senesinde Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. Kısa dönem er olarak askerlik hizmetini 2014 senesinde tamamladı ve aynı yıl Gebze Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde yüksek lisansa başladı. 2014-2015 seneleri arasında OT-SA Otomotiv'de proje mühendisi olarak, daha sonra 2015-2017 senelerinde RMC Mühendislik'de CAE mühendisi olarak çalıştı. 16 Nisan 2018 tarihinden itibaren TEI Eskişehir lokasyonunda, Yapısal Mühendislik Müdürlüğü'nde Yapısal Analiz mühendisi olarak çalışmaktadır.