




**T.C.**

**SELÇUK ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

# OTOMATİK TAŞIMA SİSTEMLERİNİN MODAL TASARIMLA ÜRETİM PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

**Musa DEMİRCİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalını**

**Ocak-2015**
**KONYA**
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Musa DEMİRCİ

Tarih: 09.01.2015

# ÖZET

## YÜKSEK LİSANSTEZİ

## OTOMATİK TAŞIMA SİSTEMLERİNİN MODAL TASARIMLA ÜRETİM PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

**Musa DEMİRCİ**

**Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**
**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Danışman: Prof. Dr. Mehmet ÇELİK**

**2014, 76 Sayfa**

**Jüri**
**Prof. Dr. Mehmet ÇELİK**
**Prof. Dr. Ziya ŞAKA**
**Doç. Dr. Mete KALYONCU**

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte fabrika içinde malzemelerin daha hızlı taşınabilmesi için otomatik taşıma sistemleri yaygınlaşmaya başlamıştır. Bu sistemlerin çalışması esnasında sürtünmeler, kaçıklık, dengesizlikler ve çalışma frekanslarında meydana gelen tahrikler nedeniyle yüksek titreşimlerin oluşması ve sonucunda konumlama hassasiyetlerinin kontrol altına alınamaması gibi problemler ortaya çıkmaktadır. Bu tez kapsamında bir otomatik taşıma sisteminin sayısal ve deneysel modal analizleri yapılarak sistemin daha verimli ve üretim hızını artırmaya yönelik yeni tasarımların geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Bu problemlerin çözümünde öncelikle sistemin yapısal titreşim karakteristikleri (doğal frekans, salınım şekli ve sönümleme oranı) belirlenmiştir. Otomatik taşıma sistemine ait titreşim karakteristiklerinin elde edilmesiyle sistemin robust tasarımı yapılmış ve taşıma sisteminin daha kararlı ve verimli bir şekilde çalışması için veri sağlanmıştır.

Bu amaç kapsamında mevcut otomatik taşıma sisteminin ayrıca statik analizleri yapılmış ve statik yönden sistemin dayanımı incelenmiştir. Bununla birlikte deneysel modal analiz ile elde edilen değerlerle mevcut otomatik taşıma sisteminin sayısal modeli güncellenmiştir. Sayısal modelin doğrulanması ile sistemin daha kararlı çalışacağı yeni tasarımlar geliştirilmiştir. Geliştirilen yeni tasarımlar üretilmiş ve bu yeni tasarımların da deneysel modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Mevcut ve tasarlanan yeni otomatik taşıma sistemlerinin sistem çalışırken hem lazer ölçümleri hem de titreşim verileri alınmıştır ve alınan verilerden deplasman grafikleri elde edilmiştir. Yeni tasarlanan sistemlerin deplasman grafikleri mevcut sistem ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Böylece yeni tasarlanan otomatik taşıma sistemleri ile üretim verimliliğindeki azalma giderilerek birim zamandaki üretim miktarının artırılacağı anlaşılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Modal Tasarım, Otomatik Taşıma Sistemi, Titreşim, Üretim Performansı

# ABSTRACT

## MS THESIS

## IMPROVEMENT OF AUTOMATIC HANDLING SYSTEM BY USING MODAL DESIGN FOR INCREASING PRODUCTION CAPACITY

**Musa DEMİRCİ**

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY**
**THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE**
**IN MECHANICAL ENGINEERING**

**Advisor: Prof. Dr. Mehmet ÇELİK**

**2014, 76 Pages**

**Jury**
**Prof. Dr. Mehmet ÇELİK**
**Prof. Dr. Ziya ŞAKA**
**Assoc. Prof. Dr. Mete KALYONCU**

Due to the technological development, the automated material handling systems in the factory have been used extensively in order to carry products accurately and rapidly. During the operation of the handling system, there will be friction, misalignment, imbalance, and high vibration responses because of exciting which is occur at the operating frequency. The fault of grippers positioning accuracy exists as a result of these problems.

In this thesis, the main idea is to develop efficient designs and to increase the production rate by performing numerical and experimental modal analysis of an automated handling system. In the solution of these problems, primarily structural vibration characteristics of the system (natural frequency, modal shape and damping ratio) were determined. Within the vibration characteristics of the automated handling system were gained, its robust design was achieved and the data for more stable and efficient operation of the automated handling system was obtained.

For this purpose, the present automated handling system was also analyzed for the static strength aspects of the system. Besides this, numerical model of present automated handling system had been updated with the values obtained by experimental modal analysis. By considering the verification of numerical models, the novel stable designs were proposed. The prototypes of proposed designs were produced, and then experimental modal analyses of these produced designs were achieved. In addition, acceleration data of present and proposed automated handling systems were measured while the system was in operation; hence, deflection curves were obtained. Deflections of the proposed designed systems were compared with the present system. As a result, it is deduced that the productivity by means of production quantity per unit of time is increased with the proposed designed automated handling systems.

**Keywords:** Modal Design, Automatic Handling System, Vibration, Production Performance

## ÖNSÖZ

Çalışmalarımın her aşamasında hiçbir yardımı esirgemeyen, her türlü problemimi titizlikle ele alan, değerli hocam Prof. Dr. Mehmet ÇELİK'e, tez çalışmaları boyunca her zaman her konuda bana değerli yardımlarını esirgemeyen Araş. Gör. Erdi GÜLBAHÇE ve Araş. Gör. Sadık ATA'ya teşekkür ederim. Ayrıca tez çalışmam boyunca sabırla her türlü desteğini esirgemeyen aileme sevgi ve saygılarımı sunarım.

Musa DEMİRCİ
KONYA-2015

# İÇİNDEKİLER

**ÖZET** ..... **iv**

**ABSTRACT** ..... **v**

**ÖNSÖZ** ..... **vi**

**İÇİNDEKİLER** ..... **vii**

**SİMGELER VE KISALTMALAR** ..... **ix**

**1. GİRİŞ** ..... **1**

**2. KAYNAK ARAŞTIRMASI** ..... **4**

2.1. Model Güncelleştirme Teknikleri ..... 9
2.1.1. Sayısal teknikler yoluyla güncelleştirme ..... 9
2.1.2. Veri giriş yolu ile güncelleştirme ..... 10

**3. MATERYAL VE YÖNTEM** ..... **12**

3.1. Modal Analiz ..... 13
3.1.1. Modal analiz ile doğal frekansların elde edilmesi ..... 15
3.2. Deneysel Modal Analiz ..... 17
3.2.1. Çekiç testi ..... 21
3.3. Sonlu Elemanlar Metodu ..... 26
3.3.1. Sistemin Cad Tasarımı ..... 28
3.3.2. Ansys sonlu elemanlar programı ile modal analiz ..... 28
3.4. Mevcut Otomatik Taşıma Sistemi ..... 29

**4. OTOMATİK TAŞIMA SİSTEMİ DENEYSEL MODAL ANALİZLERİ** ..... **31**

4.1. Mevcut Otomatik Taşıma Sistemi Deneysel Modal Analizleri ..... 31
4.1.1. Mevcut otomatik taşıma sistemi deplasman grafikleri ..... 34
4.2. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 1 Modeli için Deneysel Modal Analizleri ..... 36
4.2.1. Tasarım 1 modeli otomatik taşıma sistemi deplaman grafikleri ..... 39
4.3. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 2 Modeli için Deneysel Modal Analizleri ..... 42
4.3.1. Tasarım 2 modeli otomatik taşıma sistemi deplaman grafikleri ..... 45
4.4. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 3 Modeli için Deneysel Modal Analizleri ..... 48
4.4.1. Tasarım 3 modeli otomatik taşıma sistemi deplaman grafikleri ..... 51
4.5. Motor Verileri ..... 56

**5. OTOMATİK TAŞIMA SİSTEMİ SAYISAL ANALİZLERİ** ..... **58**

5.1. Mevcut Otomatik Taşıma Sistemi Sayısal Modal Analizleri ..... 58
5.2. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 1 Modeli için Sayısal Modal Analizleri ..... 60
5.3. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 2 Modeli için Sayısal Modal Analizleri ..... 62
5.4. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 3 Modeli için Sayısal Modal Analizleri ..... 64
5.5. Otomatik Taşıma Sistemi Statik Analizleri ..... 66

**6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER ..... 68**

6.1. Sonuçlar ..... 68

**KAYNAKLAR ..... 71**

**EKLER ..... 74**

**ÖZGEÇMİŞ ..... 76**

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

P : Güç
ω : Açısal hız
V : Volt
T : Tork
I : Akım
r : Motor mili yarıçapı
π : Pi sayısı
F : Kuvvet
$g^F$ : Tepki sinyalinin Hızlı Fourier Dönüşümü
$F^F$ : Tahrik sinyalinin Hızlı Fourier Dönüşümü
$G_{xy}(\omega)$ : Çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonu
$G_{xx}(\omega)$ : Tahrik spektral yoğunluk fonksiyonu

### Kısaltmalar

FTF : Frekans Tepki Fonksiyonu
PSD : Güç Spektrum Yoğunluğu
RMS : Karekök Ortalama Değeri

# 1. GİRİŞ

Makine mühendisliği problemlerinin çözümünde deneysel yöntemler önemli bir yer tutmaktadır. Deneysel yöntemler gerçeğe daha yakın sonuçlar verdiği için problemlerin çözümüne katkısı oldukça fazladır. Fakat deneysel yöntemleri her problemin çözümünde kullanmak hem zaman almakta hem de masraflı olmaktadır. Bu yüzden tüm iterasyonlar için deneysel yöntemlerin yapılamadığı durumlarda tamamlayıcı olarak doğrulanmış sayısal analizler kullanarak yaklaşık çözüm algoritmaları bulunmaya çalışılır. Sayısal yöntem ile bulunan yaklaşık çözüm algoritmalarının deneysel olarak doğrulanması uygulanan metodun geçerliliği açısından önemlidir.

Sonlu elemanlar yöntemi veya analizi mühendislik problemlerin yaklaşık çözümlerini bulmada kullanılan bir sayısal analiz yöntemidir. Son zamanlarda sonlu elemanlar yöntemi ile birçok gerçek yapının sayısal modeli oluşturarak mühendislik çözümleri yapılmaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemi ile birlikte farklı çevre koşulları altında çalışan yapıların simülasyonu; uzay sanayisi, savunma sanayisi ve otomotiv sanayisi gibi değişik endüstri dallarında sıklıkla kullanılmaktadır. Bu endüstri dallarında sonlu elemanlar yöntemi, mühendislik problemlerinin çözümünde sağladığı ekonomik ve zaman bakımından faydaları itibarı ile önemli bir yer almıştır. Bugün birçok endüstriyel yazılım firması; Ansys, Nastran, Abaqusgibi sonlu elemanlar yazılımları ve LMS, MeScope gibi deneysel modal analiz yazılımları mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak aşağıdaki sıralanan yapısal analizler kolaylıkla yapılabilmektedir:

- Statik analiz; yapı üzerinde farklı yükler ve sınır koşulları etkilerini görmek
- Modal analiz; yapının mod şekillerini ve doğal frekanslarını elde etmek
- Dinamik analiz; zamanla değişen yüklerin etkilerini görmek
- Yorulma analizi; yapının yorulma dayanımını ve yorulma ömrünü bulabilmek

Makine mühendisliği problemlerinin sayısal analizler metodu ile çözümünde yaşanan gelişmelerle birlikte, veri toplama ve sensör teknolojilerindeki gelişmeler

deneysel analiz yöntemlerinde de önemli bir gelişmeyi beraberinde getirmiştir. Veri toplama ve sensör teknolojilerinde yaşanan bu gelişmeler sayesinde yapılar birçok yönden test edilebilmektedir. Bu teknolojilerin gelişmesi ile birlikte gelen bazı avantajlar şunlardır:

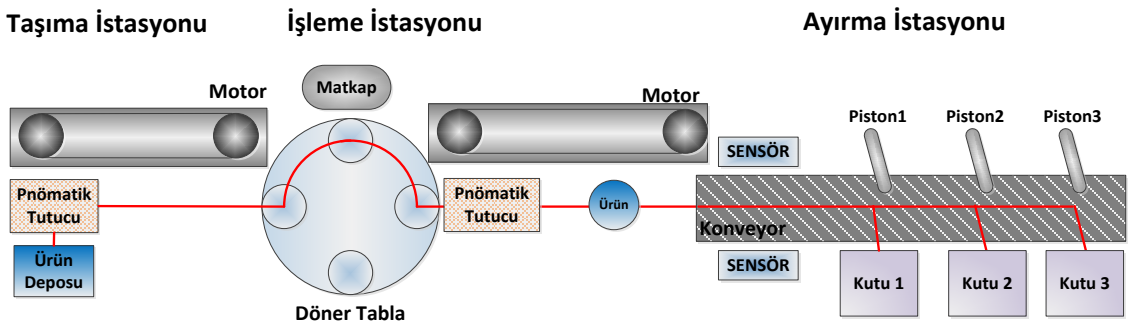
- Daha fazla hassasiyet ve kapasitesi ile yeni sensörlerin gelişimi
- Geliştirilmiş veri toplama sistemleri ile daha fazla ve hızlı veri elde edilmesi

Veri toplama ve sensör teknolojilerinde yukarıda bahsi geçen gelişmelerin sanayi sektöründeki değişik dallara yansımaları olmaya başlamıştır. Bu dallardan biri de fabrika içi malzeme taşıma sistemlerinde meydana gelen gelişmelerdir.

Günümüzde insanların ihtiyaçlarını karşılayabilmek için fabrikaların üretim miktarlarını önemli ölçüde artırmaları gerekmektedir. Fabrikalarda üretim miktarını artırmada fabrika içi malzeme taşıma sistemi önemli bir yer tutmaktadır. Üretim ortamlarına, üretim şekillerine ve üretilecek ürüne bağlı olarak çok çeşitli sayıda malzeme taşıma aracı bulunmaktadır. Yedi temel malzeme taşıma aracı aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir:

- Konveyörler
- Palet taşıyıcıları
- Yük vagonları
- Vinç kolları, vinçler ve yük asansörleri
- Robotlar
- AGV'ler
- Depo malzeme taşıma araçları (Heragu, 2008).

Özellikle teknolojinin hızlı gelişimiyle birlikte otomatik taşıma sistemleri fabrikalarda yaygınlaşmaya başlamıştır. Şekil 1.1.' de temsili bir otomatik taşıma sistemi gösterilmiştir. Bu sistemler için dikkat edilmesi gereken en önemli husus; malzemelerin güvenli, hızlı ve yüksek konumlama hassasiyetinde taşınmasını sağlayabilmesidir.




**Şekil 1.1.** Otomatik Taşıma Sistemi

Yukarıda sınıflandırılan malzeme taşıma araçlarının gelişen teknoloji ile birlikte daha karmaşık hale gelmeleri bazı taşıma sorunlarını meydana getirmiştir. Örnek olarak paketlenmiş motor supaplarının taşıma konveyerindeki kutulara yerleştirilmesi esnasında doğrusal tutucuda oluşan titreşimler konumlama problemi oluşturmuştur. Bu durum üretim hızının düşmesine ve üretim miktarının azalmasına neden olmaktadır.

Otomatik endüstriyel taşıma sistemlerinde çalışma frekanslarında meydana gelen tahrikler nedeniyle yüksek titreşimler oluşabilmekte ve konumlama hassasiyetleri kontrol altına alınamamaktadır. Bu problemi ortadan kaldırmak için yapının titreşim karakteristiklerini (doğal frekans, sönümleme oranı ve salınım şekli) belirlenmesi gerekmektedir. Yapılan bu tezde sayısal ve deneysel modal analiz yöntemleri kullanılacaktır. Parametreler olarak geometrik modelleme, doğal frekanslar, salınım şekilleri, sönümleme miktarları elde edilecektir. Öncelikle sayısal modal analizler yapılarak deneysel modal analizler için ön değerlendirme yapılmasına imkân sağlanacaktır. Daha sonra deneysel modal analizler gerçekleştirilecektir. Sinyal analizi ile tahrik frekansları da elde edilerek, modal tasarım ile yapının doğal frekansları, tahrik frekanslarının bandından dışarı çıkartılacaktır. Sayısal tasarım modeli deneysel modal analiz sonuçlarına göre kalibre edilerek, çeşitli yapılar üzerinde hassasiyet analizleri yapılmasına imkân tanınacaktır. Çalışma sonucunda mevcut problem ile benzeri yapılar için tasarım ölçütleri ortaya çıkartılması hedeflenmektedir.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Günümüzde üretim tekniklerinin gelişmesi ve buna bağlı ihtiyaçların çözümü ile birlikte üretim miktarları artmıştır. Fabrikalarda üretim miktarını artırmada malzeme taşıma sistemlerinin rolü büyüktür. Malzeme taşıma Tompkins (2003) tarafından şu şekilde özetlenmiştir: "Doğru yerde, doğru zamanda, doğru sırada, doğru pozisyonda ve doğru maliyette doğru miktarda malzemeyi sağlamak için doğru metodu kullanan bir aktivitedir". Amerika Makine Mühendisleri Birliği (İng: The American Society of Mechanical Engineers) tarafından da malzeme taşıma, herhangi bir formda malzemenin hareket ettirilmesi, paketlenmesi ve depolanmasının sanatı ve bilimi seklinde belirtilmiştir (Stephens ve Meyers, 2010).

Fabrika içi malzeme taşıma faaliyetinin önemine dair Hiregoudar ve Reddy (2007) yaptıkları araştırmada tipik bir endüstriyel işletmede malzeme taşıma faaliyeti; işgören sayısı açısındantüm personelin %25'ini, kullanılan alan açısından tüm fabrika alanının %55'ini ve işlem süresi açısından da toplam üretim süresinin %87'sini içermektedir.

Malzeme taşıma sadece malzemenin hareketini içermez, bununla birlikte çeşitli fonksiyonlar da bu durumda yer almaktadır. Bunlardan bazıları, Sule (1994) tarafından şu şekilde belirtilmiştir:

- Malzeme taşıma, malzemenin yatay veya dikey yönde hareketiyle birlikte yükleme ve boşaltmaları da içermektedir.
- Malzeme taşıma hareketinin "belirli bir iş alanında sınırlandırılmış" olması, hammaddelerin iş istasyonlarına hareketini, yarı ürünlerin iş istasyonları arasında hareketini ve bitmiş ürünlerin de depolarına gönderilmelerini içerir.
- Malzeme taşıma aracının seçimi, malzeme taşıma sistemlerinde önemli aktivitelerinden biri olarak görülmektedir.

Arora ve Shinde (2007) iyi bir malzeme taşıma sisteminin bazı önemli avantajlarının aşağıdaki şekilde olabileceğini belirtmişlerdir:

- Malzeme taşıma ve dolaylı işçilik maliyetlerinde azalma
- Verimlilikte artma
- Alan ve tesisin daha iyi kullanılması
- Azaltılmış taşıma maliyeti
- Çalışanlarda daha az yorgunluk

Malzeme taşıma araçları farklı kaynaklarda çoğunlukla benzer olmak üzere farklı şekillerde sınıflandırılabilmektedir. Hiregoudar ve Reddy (2007), malzeme taşıma araçlarını ana başlık olarak aşağıdaki şekilde sınıflandırmıştır:

- Konveyörler
- Vinçler
- Endüstriyel kamyonlar
- Konumlandırma donanımları
- Birim yük oluşturma donanımları
- Tanımlama ve haberleşme donanımları

Stephens ve Meyers (2010), malzeme taşıma araçlarının 500'den fazla farklı çeşidinin olduğunu, fakat geleneksel olarak malzeme taşıma araçlarının dört sınıf altında toplanabileceğini belirtmiştir. Bu sınıflar şu şekildedir:

Sabit yol veya noktadan noktaya: Önceden belirlenmiş sabit bir yolda malzeme taşıma araçları hareket eder. En klasik örneği trenler ve konveyörlerdir. Ayrıca bu sınıf sürekli akış sistemleri olarak da tanımlanabilir.

Sabit alan: Malzeme taşıma araçlarının sınırlı bir alanda üç boyutlu olarak herhangi bir noktaya erişiminin mümkün olduğu sistemlerdir. Vinçler ve otomatik depolama ve geri getirme sistemleri örnek olarak verilebilir.

Değişken yol-değişken alan: Bu gruptaki donanımlar için yol ve alan sınırlaması yoktur. Manüel veya otomatik taşıma araçları, forkliftler örnek olarak verilebilir.

Yardımcı aletler ve donanım: Paletler, konteynerler, otomatik veri depolama sistemleri gibi diğer sınıflardaki malzeme tasıma araçlarının işleyişinde kullanılırlar.

Bu sistemlerin pozisyonlama, direngenlik gibi yapısal özelliklerini eniyileştirme çabaları dolayısıyla üretim performansını, fabrika içi yerleşim alanını ve işçi sayısında azalmayı artıracaktır. Otomatik taşıma sistemlerinin üretim performansını artırmaya yönelik çok çeşitli çalışmalar yapılmıştır.

Van den Berg ve ark. (2005) yaptıkları çalışmalarda titreşimli konveyörler üzerine odaklanılmıştır. Sonlu elemanlar kullanılarak bir konveyör modeli yapılmıştır. Konveyör bir modelinin amacı; konveyör operasyonel modları ölçmek için, konveyörler ulaşım hızları tek düzelik sağlamak olmuştur.

Lauwagie ve Heylen (2006) karışık sayısal-deneysel teknikler ile taşıma sisteminin fiziksel özelliklerini belirlemek amacı ile deneysel test sonuçları ve sayısal modelleme teknikleri birleştirilmiştir. Bu yazının çıkış parametreleri üzerinde belirsizlik

içine girdi parametreleri üzerine belirsizlik dönüştürmek için güçlü bir rutin sunmaktadır. Yaklaşım herhangi bir değişiklik gerektirmemekte, sadece bilinmeyen fiziksel özellikleri belirleyici değerleri belirlemiştir.

Asminin ve ark. (2006) çalışmalarında özellikle mevcut makina, inşaat ve binaların taşıma sistemleri için tasarlanmış yapıların ses ve titreşim kontrol edilmesi üzerine bölümler bulunmaktadır.

Park ve ark. (2004) yaptıkları çalışmalarda bir teleskopik taşıma ve kargo çeşitli formları boşaltma, yükleme için kullanılan makinalar incelenmiştir. Verimliliği artırmak için, teleskopik sistem titreşim altında herhangi bir problem olmadan yüksek hız modunda çalıştırılmalıdır. Titreşim ancak lama genellikle üst görevlere yük kaldırma esnasında ortaya çıkmaktadır. Titreşim oluşumu ile ilgili bu sorunu çözmek için, zaman gecikmesi kontrolü ve Giriş Şekillendirme Tekniği kavramı üzerinde bir değişiklik tabanlı şekillendirme tekniği uygulanmıştır. Bu çalışma deneyler yoluyla etkinliği doğrulanmıştır.

Günümüzde sayısal analiz teknikleri, bilgisayar teknolojisindeki gelişmelerle birlikte çoğu sanayide uygulama alanı bulmuştur. Bu tekniklerden en yaygın ve geniş kullanılanı, sonlu elemanlar yöntemidir. Bu yöntem her geçen gün gelişerek mühendisliğin havacılık, otomotiv, savunma, gemi ve inşaat mühendisliği gibi çok fazla alanında kullanılmaktadır. Kanıtlanmış esnekliği ile zor problemler için yaklaşık çözümler elde edilmektedir. Bu yaklaşımları gerçek yapı özelliklerine yakınlaştırmak için, sonlu eleman model sonuçları, deneysel sonuçlardan elde edilen verilere bağlı olarak güncellenmektedir. Bu revize süreci model güncelleştirme olarak adlandırılmaktadır.

Model güncelleştirme üzerinde literatür çalışması 30 yıl öncesine gitmektedir. Çok fazla model güncelleştirme metodu yıllar boyunca önerilmiştir. Bu metotlardan bazıları yıllar boyunca gelişme göstermekte, bazıları ise kullanılmadıklarından kaybolmuştur.

Model güncelleştirme çalışmalarının başında, Baruch (1978) rijitlik ve esneklik matrislerini doğrulamak için direk olmayan metotlarla güncelleştirme çalışması yapmıştır. Berman ve Nagy (1983) kütle ve rijitlik matrislerini doğrulamak için direk olmayan metotları önermiştir.

Lin ve Zhu (2006), ileri frekans tepki fonksiyonu metodunu, yapısal sistemlerin matris sönümlemelerini, aynı zamanda kütle ve rijitlik matrislerini belirlemek için geliştirmiştir. Kompleks güncelleştirme formülasyonları orantılı ve orantısız sönümleme

için iki durum için kurulmuştur. Onlar doğru güncelleştirilmiş kütle ve rijitlik model hatalarını ve sistem sönümleme matrislerini türeterek kompleks frekans tepki fonksiyonu güncelleştirme metodunu başardılar.

Uhl ve ark. (1999), model güvence kriterlerini kullanarak zemin test modeli için, helikopter sonlu eleman modelini doğrulamış ve uygulanan LMS CAE geçit yazılımının (MACCo) destekleyici analizleri ile model güvence kriterleri matrisleri üstünde test düğüm etkisinin artıp azalmasını incelemiştir. Çalışma, ölçüm noktası hariç model güvence kriter matrislerinin önemli ölçüde gelişmesiyle sonuçlanmıştır.

Göge ve Link (2003), ters duyarlılık yaklaşımlarını kullanarak iki farklı hesaplamalı model güncelleştirme metodunu karşılaştırmıştır. İkinci metot özdeğer ve frekans tepki hatalarını kullanırken, birinci metot özdeğer ve mod şekli farklılıklarını artık olarak kullanmıştır. Her iki metot da fiziksel kütle, rijitlik ve geometrik parametreleri güncelleştirme yeteneğine sahiptir. Çünkü ikinci metot rezonans uç noktalarında, rezonans ve frekans tepki verilerini kullanıyor, ek olarak viskoz sönümleme parametrelerini güncelleştirme yeteneğine sahiptir. Genel sonuçlara göre özdeğer ve mod şekli artıkları işleyen uygulama fiziksel olarak daha anlamlı sonuçlar vermektedir. Her iki metot da ölçülen verinin yeniden kullanılmasında başarılıdır.

Göge (2003), zemin titreşim test sonuçlarına göre dört motorlu sonlu eleman modeline sahip uçağı güncelleştirmek ve onaylamak için ters duyarlılık yaklaşımını kullanmıştır. Artıklar, sayısal ve ölçülen özfrekans ve mod şekli farklılıklarının küçültmesini içermektedir. 18 parametreye bağlı duyarlı çalışma ile prosedürün sadece aktif değil aynı zamanda pasif frekans diziliminde oldukça etkili olduğu kanıtlanmıştır. Model güvence kriterleri oldukça arttı, frekans sapma önemli ölçüde azalmıştır.

Brown ve ark. (1997), sanayi uygulamaları için sonlu eleman modelini güncelleştirmedeki zorlukları incelemiştir. Element güncelleştirme metodu ile hassas temelli elementleri kullanarak aşağıda belirtilen zorlukların üstesinden gelmeyi denemiştir.

a) Modelleme hatalarının sınırlandırılması veya düzeltilmesi yerine, kütle ve rijitliğin azaltılması yoluyla artıkların asgariye indirgenmesi sonucu yapısal giderme olasılığı,
b) Büyük yapısal modeller için farklı altyapılarda hataların sınırlandırılmasının zorluğu,
c) Tutarsız mod normalleşmesi (standartlaşması), gerçek veriler ile hataların sınırlandırılmasını engelleyebilir ve yakınsama değerlendirmesini zorlaştırabilir.

d) Birkaç ölçüm noktası kullanarak, güncellemelerin kalitesini değerlendirmesi zor olabilmektedir.

Kozak ve ark. (2007), her bir eksen için bağıntısızlık katsayısını (Miscorrelation Index) frekansın fonksiyonu olarak hesap eden yeni bir hata sınırlandırma tekniği sunmaktadır. Araştırmacılar, bu katsayıyı minimize eden yeni bir modeli tanıttılar. Bu yeni program, nümerik frekans tepki fonksiyonu (FTF) verisine ihtiyaç duymazken, deneysel FTF sonuçlarına gereksinim duymaktadır. Yine de bu metot, diğer noktalar için model verilerinin genişletilmesini kullanarak bu tür tamamlanamamış ölçüm veriler ile baş edebilme yeteneğine sahiptir.

Lopez-Diez ve ark. (1999), doğrudan model güncelleştirmesi için sonlu elemanlar modellerinin hata sınırlandırmaları üzerinde çalışmalarda bulunmuşlardır. Model güvenlik kriterinden farklı olarak, analitik ve deneysel modları bağdaştırmak için, ek olarak Modal Effective Mass (MEM) tavsiye edilmiştir. MEM'in hata yerlerinin güncellendiği durumlarda test ve analizler arasındaki uyumsuzlukların kaynaklarını belirlemekte çok kullanışlı olduğu düşünülmektedir.

Göge ve Link (2003), kullanıcının seçmiş olduğu rijitlik, kütle ve geometrik parametrelerin güncelleştirilmesi için klasik ters duyarlılık yaklaşımını kullanmıştır. Böylece analitik, ölçülen doğal frekanslar ve mod şekilleri arasındaki sapmalar minimize edilmiştir. Güncelleme parametreleri, hassaslık analizlerine ve elde edilen iyi sonuçlara göre seçilmiştir.

Kozak (2006), hazırladığı tezinde, model güncelleştirme tekniklerini incelemiş ve direk ve iteratif (direk olmayan) metotlar olarak iki kategoriye ayırmıştır. Bu sınıflandırmaya göre, direk model güncelleştirme metotları, kütle, sertlik ve sönümleme parametrelerini, ölçülen verilerden ve orijinal matematiksel modellerdeki uygulamalardan çıkarmıştır. Diğer taraftan, tekrarlamalı model güncelleştirme metotları, bireysel elemanlar üzerinde, güncelleştirme faktörlerini hesaplayarak düzeltmeler yapmaktadır.

Köksal ve ark. (2007), bağıntı için frekans tepki fonksiyonu (FTF) verisini kullanan üç adet yapısal tekrar analiz metodunu karşılaştırdılar. Karşılaştırma için hesaplamalı verim metodu temel alınmıştır.

## 2.1. Model Güncelleştirme Teknikleri

Yıllar boyunca model güncelleştirme yöntemleri için önerilen farklı teknikler geliştirilmiştir. Bu tekniklerin sınıflandırılması iki şekilde yapılabilir (Altunel, F., 2009):

- Sayısal teknikler yoluyla güncelleştirme
  - Direk yöntemler
  - İteratif (direk olmayan) yöntemler
- Veri giriş yolu ile güncelleştirme
  - Modal veri tabanlı yöntemler
  - Tepki fonksiyonu tabanlı yöntemler

Bu sınıflandırmalar aşağıdaki bölümlerde özetlenmiştir.

### 2.1.1. Sayısal teknikler yoluyla güncelleştirme

#### 2.1.1.1. Direk yöntemler

Direk modeli güncelleştirme yöntemleri, direk olarak sonlu eleman modelini (bütün sistem matrisler) güncelleştirmek için deneysel modal verilerini kullanır. Bu nedenle, güncellenen matematiksel model ve deneysel model, sayısal tabanda birbiri ile eşleşir. Direk yöntemlerin düşük işlem süresi ve yakınsama sorunları olmamasına rağmen aşağıda bazı dezavantajları vardır:

- Yüksek kaliteli modal test ve analiz sonuçlarına ihtiyaç duymakta.
- Serbest uyumluluk derecesini elde etmek için deneysel mod şekillerinin genişletilmesine.
- Yöntemler genellikle yapıya bağlantısını kaybetmekte ve güncellenen matrisler çok olmakta.
- Güncellenmiş kütle ve rijitlik matrislerinin pozitif kesinlik için hiçbir garantisi olmaması.

#### 2.1.1.2. İteratif (Direk olmayan) yöntemler

İteratif (direk olmayan) yöntemler esas olarak bir hata fonksiyonu ile deneysel ve sayısal modeller arasındaki ilişkiyi kurmaya çalışır. Hata fonksiyonu genellikle doğrusal olmamasına rağmen, problemi doğrusallaştırır ve iteratif olarak optimize eder. Bu yöntemde, tasarım parametrelerine göre model elemanlarını tek tek ele alınarak

güncelleştirme yapılır. Direk yöntemler ile karşılaştırıldığında parametrik yöntem daha anlamlı sonuçlar verir.

Iteratif yöntemler parametre çeşitliliğini ve sayısal veriyi artırmada önemli bir avantaja sahiptir. Bununla birlikte, iteratif yöntemlerin kullanımında üç büyük temel sorun vardır:

- Deneysel ve sayısal modlarının korelasyon zorunluluğu gereklidir fakat tüm modların korelasyonu olacağı garantisi yoktur.
- Sayısal ve gerçek yapı arasındaki kütle dağılım farkından dolayı ölçek problemi olabilir. Modal ölçek faktörü kullanılarak sorun çözülebilir.
- Deneysel model sönümlemeye sahip olmasına rağmen teorik model sönümlemeye sahip olmayabilir.

### 2.1.2. Veri giriş yolu ile güncelleştirme

Model güncelleştirme teknikleri modelin güncelleştirilmesi için kullanılan veri girişine göre sınıflandırılır. Model güncelleştirilmesi için modal parametrelerin, yani özdeğerler ve özvektörler kullanımına "Modal veri tabanlı model güncelleştirme" denir. Diğer yönden eğer model güncelleştirme için frekans tepki fonksiyonu kullanılırsa “frekans tepki fonksiyonu (FTF) tabanlı model güncelleştirme” veya “tepki fonksiyonu yöntemi” denir.

#### 2.1.2.1. Modal veri tabanlı yöntemler

Modal veri tabanlı yöntemler model güncelleştirmesini modal parametrelere göre yapar. Bu modal parametreler alınan veriden elde edilir. Bu alınan verilerde, veriden kaynaklanan hataların dışında ekstra hatalar vardır. Bu prosedürü kullanan pek çok yöntem vardır. Kozak (2006) ve Rad (1997) yapmış oldukları tezlerde farklı yöntemleri araştırıp karşılaştırmışlardır.

#### 2.1.2.2. Tepki fonksiyonu tabanlı yöntemler

Tepki fonksiyonu tabanlı yöntemlerin tarihi ve arka planı, modal veri tabanlı yöntemler kadar eski değil. Bununla birlikte geçen on yılda, tepki fonksiyonu tabanlı yöntemleri ile ilgili araştırma Lin ve Zhu (2006), Rad (1997) ve Grafe (1998) taraflarından yapılmıştır.

Tepki fonksiyonu tabanlı yöntemler ölçülen verileri direk olarak kullanırlar. Bu yüzden modal veri tabanlı yöntemlere göre tepki fonksiyonu tabanlı yöntemlerde alınan

veriden kaynaklanan hatalar yoktur. Tepki fonksiyonu tabanlı yöntemlerin bir diğer avantajı da özdeğer ve özvektör parametrelerinin limitsiz oluşudur. Çünkü mevcut test verilerinden gelen birçok frekans değerleri güncelleştirme hesaplamaları için kullanılabilir.

Modak ve ark. (2002) ters özdeğer duyarlılığı (IESM) ile sırasıyla modal veri tabanlı yöntemlerden tepki fonksiyonu yöntemini ve frekans tepki fonksiyonu yöntemini karşılaştırmışlardır. Sonuçlar aşağıdaki şekildedir:

- Her iki yöntemde tam ve eksik veri durumunda hataları yüksek doğrulukta tahmin etmektedir.
- Eksik deneysel veri içeren bir çalışma için tepki fonksiyonu tabanlı yöntem daha iyi performans göstermiştir.
- Frekans noktalarını lokal ve numara olarak seçmede tepki fonksiyonu tabanlı yöntemler daha iyi yakınsaklık gösterir.

# 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Otomatik endüstriyel taşıma sistemleri dinamik bir sistemdir. Bir sistemde yükler birden ve/veya şiddeti zamanla hızla değişen şekilde (dinamik yük, dinamik uyarı) etkiyorsa yapı dinamik bir tepki vermektedir. Dinamik yükleme durumunda yapıda kütle ve ivmenin etkisi ortaya çıkmaktadır. Dinamik sistemlerin analizinde dinamik denge ve zamana bağlı deformasyon durumu gözönünde bulundurulmalıdır.

Dinamik yükleme sonucu oluşan titreşimler birçok makine, yapı ve dinamik sistemiçin sakıncalıdır. Bu titreşimler yalnızca oluşturdukları istenmeyen hareketten dolayı değil ses, yorulmaya sebebiyet veren dinamik gerilme, aşınma ve bunun yanı sıra performansta ve enerjide kayba neden oluşturduğu için de kontrol altında tutulmalıdır. Bunun için dinamik yüklere maruz kalan sistemlerin yapısal titreşim analizi yapılmalıdır.

Yapının doğal frekansı ve beklenen uyarıya cevabı mutlaka analiz edilmelidir. Doğal frekanslar bilinmelidir çünkü yapı bu frekansta bir uyarıya maruz kalırsa rezonans durumu ortaya çıkabilir ve bunun sonucu olarakta büyük genlikler, büyük dinamik gerilme ve gürültü ortaya çıkar. Bunun için rezonans durumundan kaçınılmalı ve normal tasarım şartlarıyla çakışmaması sağlanmalıdır. Bu sebeple beklenen uyarı aralığında yapının analizinin yapılmasına ihtiyaç vardır.

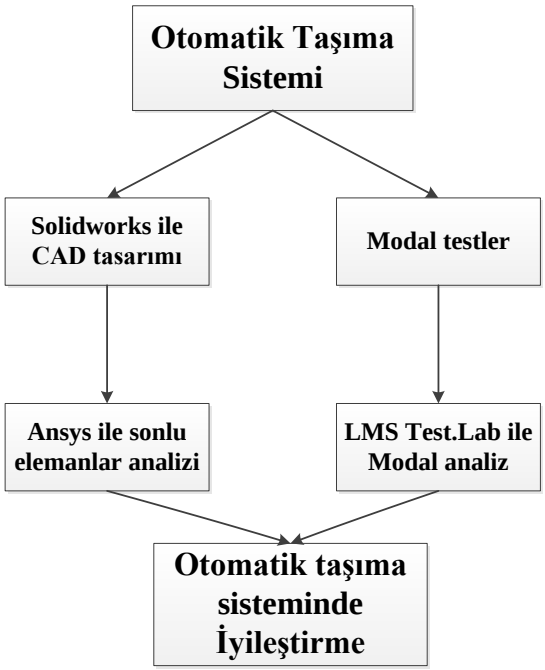
Birçok sistem rezonans, yorulma ve herhangi bir elemanında aşırı titreşim gibi nedenlerle zarara uğrar veya beklenen performansı sağlayamaz. Çünkü istenmeyen titreşimlerin dinamik bir sistem üzerinde birçok etkisi vardır. Bu sebeple tasarım sırasında bu durumlar incelenmeli ve yeni düzenlemelerle titreşimler elimine edilmeli veya mümkün olduğu kadar azaltılmalıdır.

Bu tez kapsamında sayısal ve deneysel modal analiz yöntemleri kullanılarak yapının geometrik modelleme, doğal frekansları, salınım şekilleri, sönümleme miktarları elde edilecektir. Sayısal teknikler yoluyla direk yöntemleri uygulamak için temel oluşturulmuştur. Şekil 3.1.'de yapılan model iyileştirme süreci görülmektedir.

Öncelikle sayısal modal analizler yapılarak deneysel modal analizler için ön değerlendirme yapılmasına imkân sağlanmıştır. Daha sonra deneysel modal analizler gerçekleştirilmiştir. Deneysel modal analizlerde 3 eksenli 3 adet ivmeölçerler ve modal çekiç kullanılmıştır. Böylelikle yüksek frekans ve salınım şekillerine kadar tarama yapabilecek deneysel veriler elde edilmiştir.

Sinyal analizi ile tahrik frekansları da elde edilerek, modal tasarım ile yapının doğal frekansları, tahrik frekanslarının bandından dışarı çıkartılmıştır.

Sayısal tasarım modeli deneysel modal analiz sonuçlarına göre kalibre edilerek, çeşitli yapılar üzerinde hassasiyet analizleri yapılmasına imkân tanınmıştır.




**Şekil 3.1.** Model iyileştirme süreci ana adımları

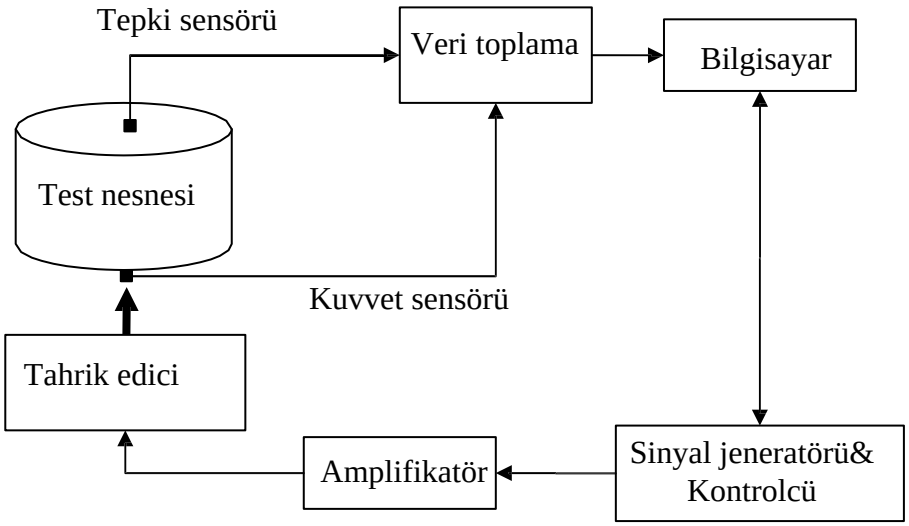
### 3.1. Modal Analiz

Modal analizde yapının doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilir. Bunlar yapının serbest titreşim karakteristiğini belirleyen unsurlardır. Bu karakteristik sadece sistemin fiziksel özelliklerine bağlıdır. Serbest titreşim modları ve doğal frekansları yapının zorlayıcı kuvvetler altındaki tepkisinin belirlenmesinde yardımcı olur. Sistemde rezonans oluşabilecek bölgelerin ve girdi frekanslarının belirlenebilmesi açısından doğal frekansların bilinmesi önemlidir.

Deneysel modal analiz yönteminde bilgisayar destekli ölçüm cihazları ile bu işlemin daha hızlı yapılmasına olanak sağlamaktadır. Bu yöntemle yapıların dinamik karakteristikleri olarak adlandırılan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları deneysel olarak elde edilebilmektedir. Böyle bir deneysel yönteme gereksinim duyulmasının esas sebepleri arasında yapıların teorik analizi yapılırken yapılan kabullerin gerçekte sağlanıp sağlanmadığının tespit edilmesi, teorik analizinin yapılmasında güçlük olan sistemlerin dinamik karakteristiklerinin deneysel olarak

belirlenmesi kullanılmış ve/veya hasar görmüş yapıların durumlarının belirlenmesi yer almaktadır. Geçmişi demiryolu raylarındaki hasarların çekiç darbeleriyle oluşturulan titreşimlerin dinlenilerek belirlenmesine dayalı olan deneysel modal analiz yöntemi, günümüzde yapıların dinamik karakteristiklerinin belirlenmesinde yaygın olarak kullanılan bir yöntem haline gelmiştir. Bu yöntemin esası, yapıya uygulanan bir etki altında yapının göstermiş olduğu tepkilerin ölçülmesine dayanmaktadır. Ölçülen etki ve tepki sinyalleri arasında tanımlanan fonksiyon her bir yapı için karakteristik özellikte olan dinamik parametreleri içermektedir. Bu yöntem makine parçalarının titreşim analizleri, uçaklardaki titreşim problemlerinin belirlenmesi, yapı dinamik karakteristiklerinin belirlenmesi gibi birçok mühendislik alanında yaygın olarak kullanılmaktadır (Maiave Silva,1997). Gelişen bilgisayar teknolojisi ve elektronik imkânlar sayesinde deneysel ölçümlerde takip edilen yöntemlerde geliştirilmiştir. Özellikle titreşimlere maruz büyük mühendislik yapılarının ölçümlerinde bir titreştirici kullanmak yerine yapıdaki mevcut titreşimler dikkate alınarak ölçümler yapılabilme imkânı oluşmuştur (Roeck ve ark. 2000).

Deneysel modal analizde, yapıya bilinen (ölçülen) bir kuvvet verilmekte ve yapının bu kuvvete tepkisi ölçülmektedir. Bu işlemde yapıya kuvvet uygulamak için çekiç, yapının tepkisini ölçmek için ivmeölçer ve verileri değerlendirmek için bir sinyal analizör kullanılır (Şekil 3.2.).




**Şekil 3.2.** Modal test sistemi

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

Yapının titreşim modları ve doğal frekansları yapının dinamik özelliklerini verir. Rezonans ve tahrik frekansları çakıştığı zaman yapının zarar görmemesi için bazı önlemler alınmalıdır. Yapının dayanıklılığında bazı değişiklikler yapmak veya dayanıklılığını artırmak yapı için bir çözüm olabilir. Birçok yapılan çalışma yapının sönümlemesini artırmak için yapıya rijid destek eklemek şeklindedir. Yapıya rijid destek eklemek yapının doğal frekans değerlerini yükseltir ve bu da çalışma frekansındaki çakışmalardan yapının kurtulmasını sağlar. Yapıda yapılacak bu değişiklikler uygun matematik modeline ve modal analiz yazılım programında yapılacak iterasyona bağlıdır. Sayısal model deneysel sonuçları teyit ettiği zaman yapıda istenilen değişiklikler yapılır (Çelik, M., 2010).

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

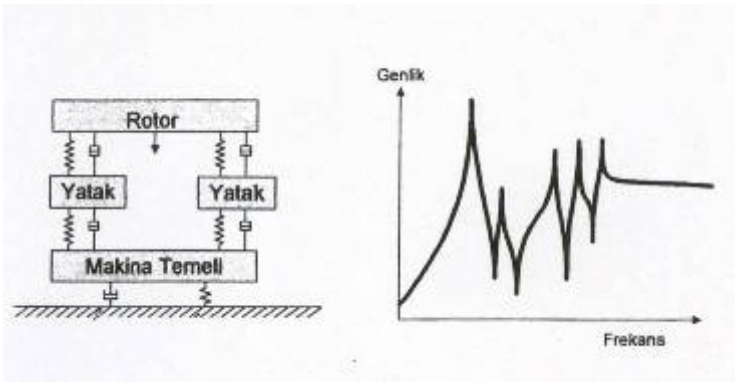
- Doğal Frekans (Natural Frequency)
- Sönüm (Damping)
- Mod (Salınım) Şekli (Mode Shape)

gibi yapısal karakteristiklerinin belirlenmesini amaçlar.

### 3.1.1. Modal analiz ile doğal frekansların elde edilmesi

Modal analiz, sistemlerin yapısal (doğal frekanslar, modal sönümleme ve salınım şekilleri) özelliklerini belirlemek ve deneysel-matematiksel modelini oluşturmak için gerçekleştirilen titreşim analizidir. Yapının doğal frekansları ve salınım şekilleri serbest yapının (yapıya hiçbir yük etki etmemesi) dinamik özelliklerini

vermektedir. Bunları elde etmek için sistemlerin belirli yükler ile tahrik edilerek sistemin tepki/yük oranının (transfer fonksiyonu, hassasiyeti) bulunması gerekmektedir. Temel dinamik eşitlikler ve bu eşitliklerin çeşitli formları, yapının dinamik karakteri ve ilgili Frekans Tepki Fonksiyon (FTF) ölçümlerinin ilişkisini belirlemek için kullanılır. Sistem serbestlik derecesi kadar doğal frekansa sahiptir. Şekil 3.3.'te verilmiş örnekte iki ucundan yataklanmış basit bir motorun fiziksel modeli ve tepki fonksiyonu gösterilmiştir.




**Şekil 3.3.** Bir motor modeli ve tepki fonksiyonu

Başarılı bir modal test gerçekleştirebilmek için yapı dinamiğinin temelini anlamak gereklidir. Özellikle frekans tepki fonksiyonları (FTF) ve modal parametrelerin ilişkisini anlamak önemlidir. FTF, yapıya uygulanan kuvvet ile yapının uygulanan kuvvete karşı tepkisi arasındaki ilişkiyi tanımlayan karmaşık bir fonksiyondur (Denk 1). FTF fonksiyonunun kutupları sistemin doğal frekanslarını vermektedir. Burada tepki deplasman, hız veya ivme olabilmekte ve bu formlar arasında birinden diğerine geçiş yapılabilmektedir. Deneysel modal analizlerde yapı üzerine ivmeölçerler yerleştirildiği için elde edilen FTF fonksiyonları "accelerance" olarak tanımlanmaktadır.

$$\text{FTF}=\frac{\text{Tepki (Output,g)}}{\text{Tahrik (Input,N)}}=\frac{g^F}{F^F}\ \text{veya}\ \frac{G_{xy}(\omega)}{G_{xx}(\omega)} \qquad (1)$$

FTF : Frekans Tepki Fonksiyonu, Sistem karakteristiği, [H]

$g^F$ : Tepki sinyalinin Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform, FFT),

$F^F$ : Tahrik sinyalinin Hızlı Fourier Dönüşümü

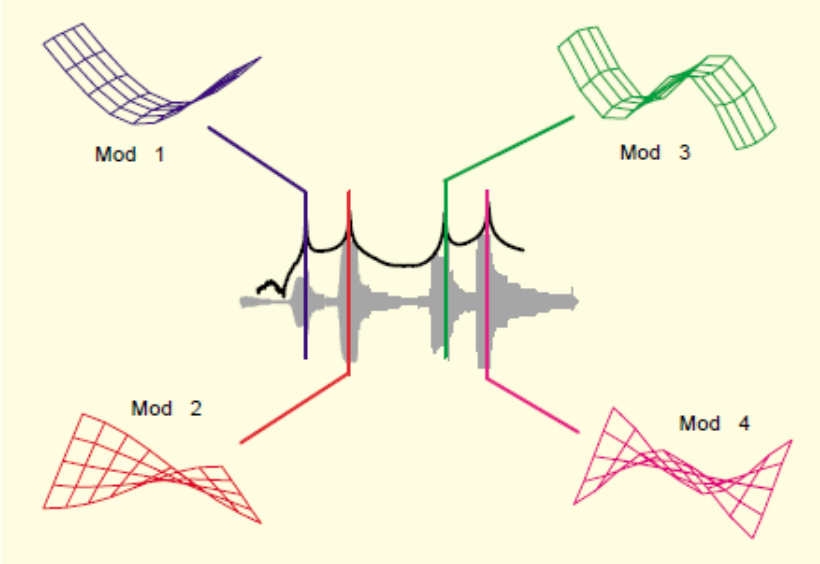
$G_{xy}(\omega)$ : Çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonu (Cross Power Spectrum Density)

$G_{xx}(\omega)$ : Tahrik spektral yoğunluk fonksiyonu (Input Power Spectrum Density)

Yukarıda yer alan (Denk. 1) FTF tanımı (Gxy/Gxx) rastsal sinyaller için geçerli olmaktadır. Transient(ör. çekiçle oluşan) ve periyodik sinyaller için ise tepki sinyalinin FFT'sinin tahrik sinyalinin FFT'sine oranı ($g^F/F^F$) ile elde edilmektedir.

Lineer sistemlerde bu oran tahrike göre tepkiden bağımsızdır ve iç özellikler değişmemektedir.

Deneysel modal analiz ölçümleri sırasında yapı çalışır konumda bulunmaz. Bu çalışmada öncelikle yapı üzerinde belirli noktalar üzerine bir çekiç veya sarsıcı ile kuvvet girişi uygulanır ve birçok noktadan frekans tepki fonksiyonu ölçülür. Genellikle, uygulanan kuvvet bir kuvvet transdüseriyle, cevap ise modal akselerometre ile x, y ve z eksenlerinde ölçülmektedir. Bunun ardından bilgisayar ortamına aktarılan ölçüm verileri sayesinde her rezonans frekansındaki mod biçimleri tespit edilir (Şekil 3.4.).




**Şekil 3.4.** Mod şekilleri

## 3.2. Deneysel Modal Analiz

Deneysel modal analizde amaç; yapılarda yeteri kadar sayıda ve kullanılabilir yeterlilikte frekans tepki fonksiyonu (FTF) oluşturularak sisteme ait modal parametrelerin elde edilmesidir. Yapının tahrik edilmesi, FTF'lerin hassas olarak ölçülebilmesi için göz önünde bulundurulması gereken önemli etmenlerden birisidir. Tahrik şekli ve tahrik noktalarının seçimi FTF'lerin doğruluğuna ve kalitesine doğrudan etkide bulunmaktadır. Yapının tahrik edilmesi için genellikle çekiç veya sarsıcı kullanılmaktadır. Her iki durumun da kendilerine özgü olarak olumlu ve olumsuz

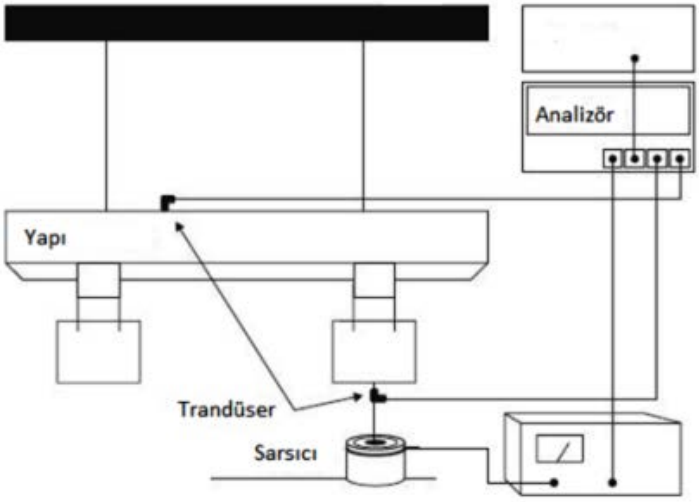
yönlerinin bulunması ile birlikte, en uygun tahrik tipinin seçimi ölçüm sonuçları için oldukça önemlidir. Yapıyı tahrik etmek için modal çekicin kullanıldığı durumlarda, her bir ölçüm için yapıya çekiç ile vurulması gerekmektedir.




**a)** **b)**

**Şekil 3.5.** a) İvmeölçer b) Modal çekiç

Çekicin oluşturduğu darbe kuvveti, yapının geniş bir frekans aralığında tepkiler vermesi ile sonuçlanacak ve yapı üzerinden ölçülen bu tepkilerin kuvvete oranlanması ile FTF elde edilecektir. Yapıyı tahrik eden kuvvetin ölçülmesi ise çekicin ucundaki bir piezoelektrik sensör vasıtası ile yapılmaktadır. Ölçümlerde çekiç kullanmanın getireceği en önemli dezavantaj, özellikle nokta sayısının fazla olduğu durumlarda, her bir ölçüm için tekrar vurma gerekliliği ve bu yüzden oluşacak zaman kaybıdır. Ayrıca, diğer dezavantajlar tam olarak istenen yere vuramama riski ve çekiç kullanımının basit görünmesine rağmen el becerisi ve deneyim gerektirmesi sayılabilir. Bu nedenlerden dolayı, nokta sayısının fazla olduğu durumlarda çekiç yerine sarsıcı kullanımı tercih edilebilir. Sarsıcı, yapının tahrik uygulanmaya karar verilen noktasına bağlanarak burada değişik kuvvet tiplerini, değişik frekans aralıklarında uygulayabilen bir alettir (Şekil 3.6.).




**Şekil 3.6.** Sarsıcı ve modal analiz deney düzeneği.

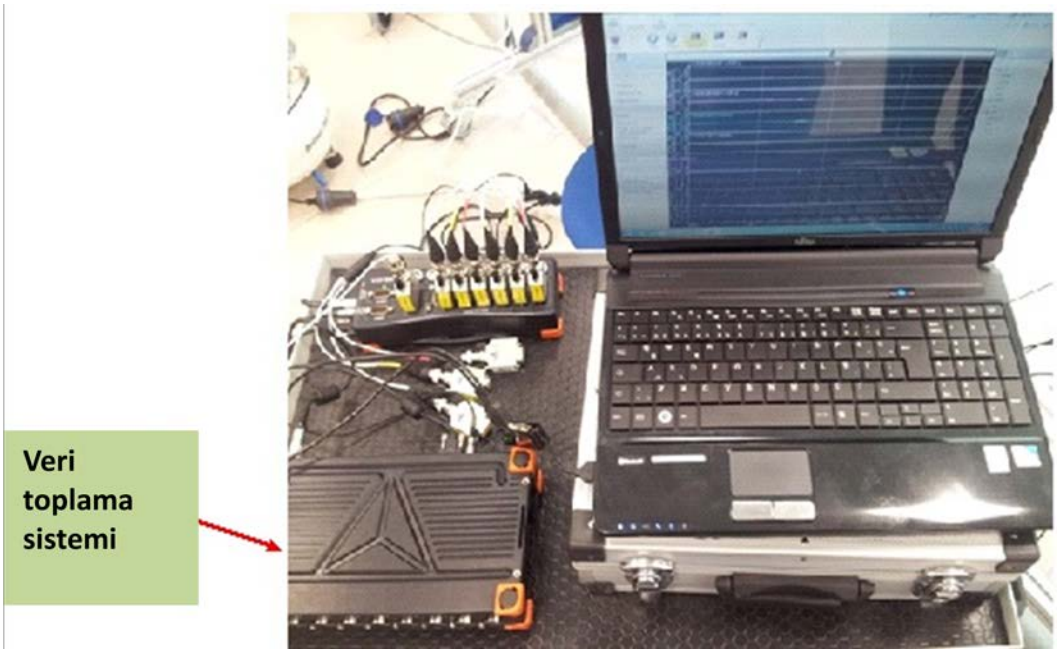
Sarsıcı kullanımı ölçüm süresini büyük ölçüde kısaltacağından tercih edilebilir, ancak yapı ile etkileşim halinde olacağından sınır koşullarını değiştirebileceği de göz önünde bulundurulmalıdır. İşte bu sebepten, özellikle küçük ve hafif yapıların uyarılmasında kullanılmaları genelde tercih edilmez veya büyük dikkat gerektirir.

Hassas olarak frekans tepki fonksiyonlarının ölçülebilmesi için yapının uygun sınır koşullarının tanımlanması ve uygun nokta veya noktalardan tahrik edilmesi gerekmektedir. Pratikte, FTF ölçümlerinden en çok tercih edilen sınır koşulu serbest sınır koşuludur. Bu durumda, üzerinde ölçüm yapılacak yapıya ait hiçbir sınır koşulunun olmadığı durum yaratılmaya çalışılır ve gerçekte bu hale mümkün olduğunca yaklaşabilmek için yapı oldukça esnek yaylarla bir yere asılır veya bağlanır.

Sıkça tercih edilen bir başka sınır koşulu ise ankastre sınır koşuludur. Bu durumda, yapı belirli kısımlarından bir yere sabitlenmektedir. Deneysel ve sayısal çalışmaların ayrı kollardan yürütüldüğü durumlarda, ankastre sınır şartını seçmek bazı problemlere neden olabilir. Çünkü pratikte ankastre sınır şartını sağlamak yapının tamamıyla rijit esnek olmayan bağlantılar kullanılarak bağlanmasını gerektirdiğinden çoğu zaman mümkün olmamakla birlikte, mümkün olsa bile zahmetli bir çalışma gerektirmektedir. Bu nedenle FTF ölçümlerinin yapılacağı sınır koşulları amaca bağlı olarak dikkatlice planlanmalar ve ölçümler bu koşullarda yapılmalıdır (Friswell ve Mottershead 1995).

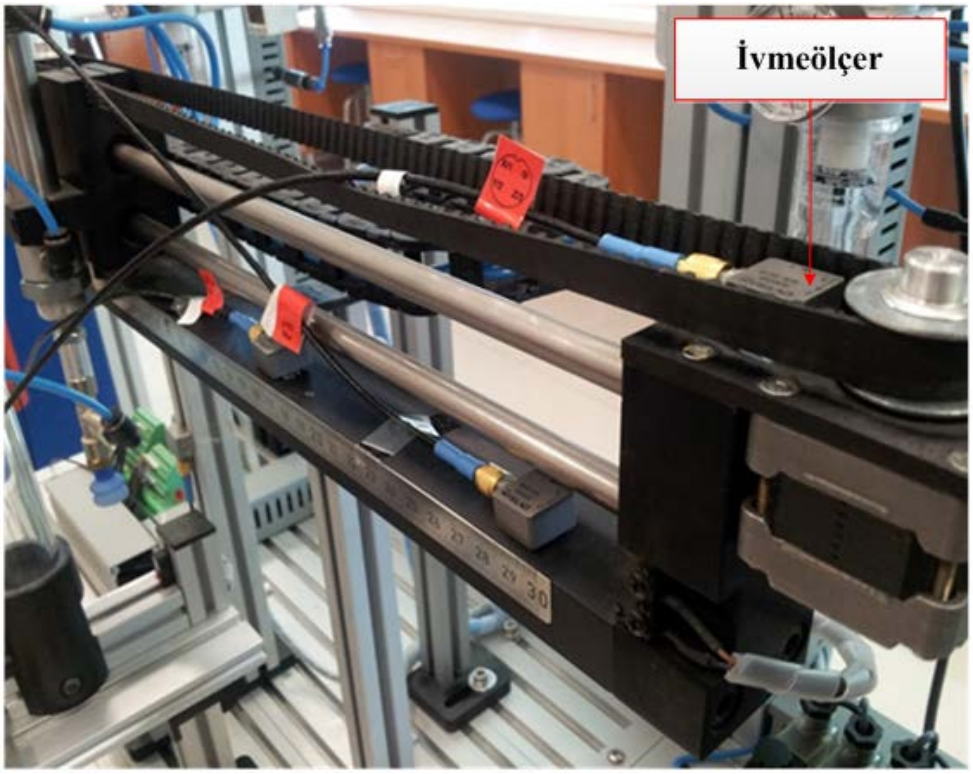
Şekil 3.7.'de deneysel modal analiz düzeneği ekipmanları görülmektedir. Veri toplama sistemi olarak Dewesoft firmasının analog dijital çeviricileri kullanılmaktadır. DEWE 43 ve SIRIUS adı altında olan bu analog dijital çeviricilerden DEWE 43, 8 adet

analog girişe, 24 bit çözünürlüğe ve 204.8 kS/s örnekleme hızına sahiptir. Örnekleme frekansı ve hassasiyet, bilgisayar programı içerisinde ayarlanabilmekte olup bu bilgiler doğrultusunda ivmeölçer ve çekiçten gelen sinyaller toplanarak işlenmektedir. Elde edilen tüm veriler FTF diyagramlarına aktarılmakta ve UFF (Universal File Format) olarak saklanabilmektedir. FTF fonksiyonları işlenerek titreşim sistemine ait rezonans frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleri elde edilebilmektedir. Analog dijital çeviriciler bilgisayara usb kablosu ile bağlanırlar ve bilgisayardan Dewesoft programı çalıştırılarak ivmeölçerlerden elde edilen veriler bilgisayar ortamında görülmeye başlar.




**Şekil 3.7.** Deneysel modal analiz veri toplama sistemi

Şekil 3.8.'de ivmeölçerlerin sisteme yerleştirilmesi görülmektedir. Toplamda 3 adet ivmeölçer kullanılmıştır. Kütle yüklemesi etkisini minimum düzeyde tutmak amacıyla, ivmeölçerlerin mümkün olduğunca hafif olmasına dikkat edilmiştir. İvmeölçerler balmumu ile sisteme monte edilmişlerdir.




**Şekil 3.8.** İvmeölçerlerin yerleştirilmesi

Modal test ve analiz süreci şu şekilde özetlenebilir:

I. Yapıyı sarsıcı veya modal çekiç ile düşük frekansta tahrik etme
II. İvmeölçer veya kuvvetölçer ile yapının farklı yerlerinden veri alma
III. Alınan veriden frekans tepki fonksiyonunu (FTF) elde etme
IV. Frekans tepki fonksiyonundan modal analiz tekniklerini kullanarak modal parametreleri belirleme

### 3.2.1. Çekiç testi

Çekiç kullanılarak yapılan deneysel modal test, sistemi tahrik etmek için oldukça yaygın ve basit bir yöntemdir. Ancak, çekiç testinin analiz fazına daha fazla dikkat etmek gerekir. Bu tip testlerde, basit bir çekiç ile farklı sertlikte uçlar kullanılır. Farklı, sertlik ucuna sahip ve farklı kütlelerdeki çekiçler kuvvet spektrumunun frekans limitini tanımlar. Çekicin sert ucu ile sisteme tahrik vermek ile yumuşak ucu ile tahrik vermek sistem frekans aralığını değiştirir. Aynı şekilde, büyük çekiç kullanmak büyük yapıları tahrik etmek için gereklidir. Bunlara ek olarak, bir kuvvet sensörü, genel darbe esnasında kuvvet algılamak amacıyla ucuna takılır.

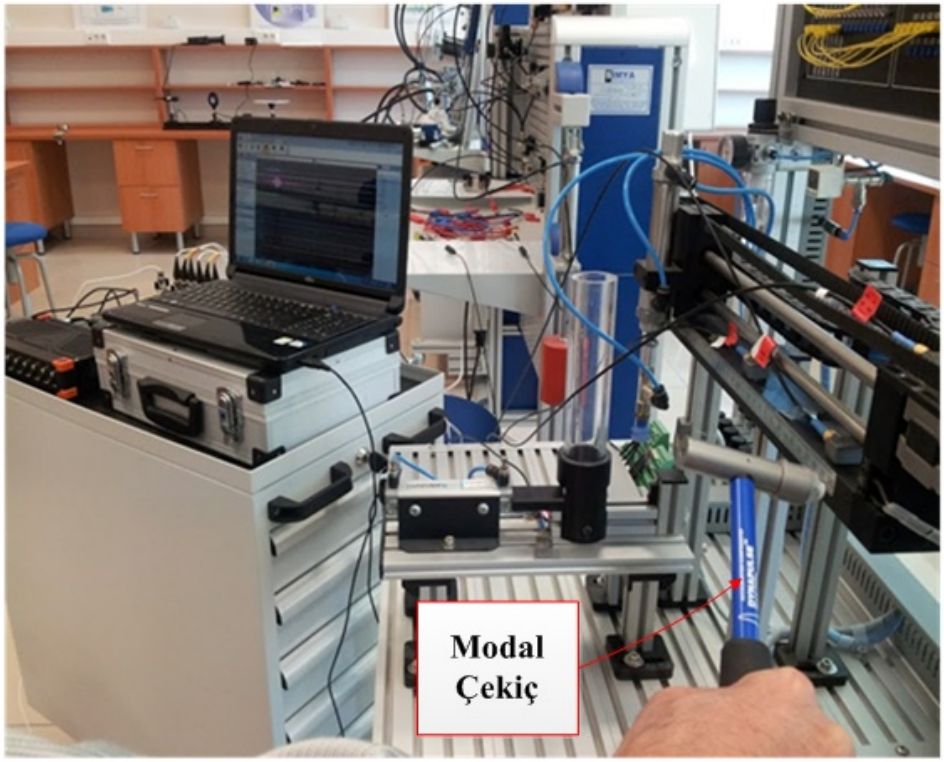
Çekiç testi avantajlıdır çünkü test sistemi daha az ekipman ve maliyetle kolayca kurulabilir. Ayrıca, test düzeneği kısa zaman içinde sistemi test etmek için hazır olabilir.

Çekiç testi kolay olmasına rağmen büyük yapılar için bazen imkânsız olabilir. Bunun dışında, çekiç testi doğrusal olmayan yapılar üzerinde verimli değildir ve çift etki oluşma riski vardır. Ayrıca, çekiç testleri için tahrik frekansı yaklaşık 400 Hz (ucu ve çekiç kütlesi ile değişir) ile sınırlıdır.

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

Otomatik taşıma sistemi deneysel modal analizinde kullanılan tahrik mekanizması çekiç (Hammer-Impact) tahrik mekanizmasıdır. Şekil 3.9.'da gösterildiği gibi, test edilecek yapıya uygulanacak tahrik özel bir çekiç ile gerçekleştirilir.

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



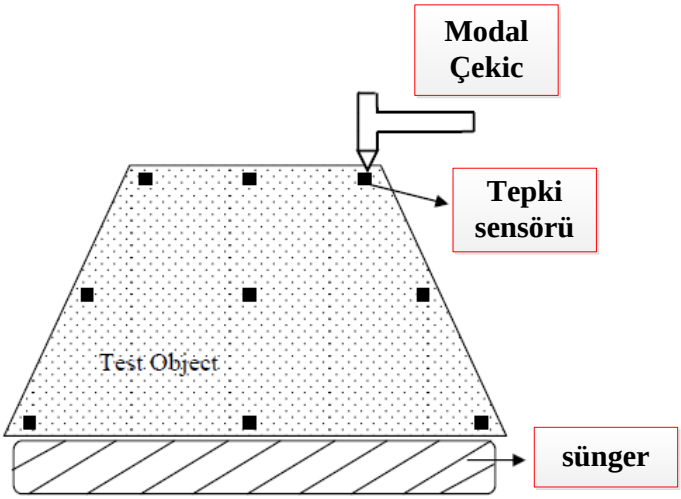

**Şekil 3.9.** Çekiç ile sistemin tahrik edilmesi

Çekiç testleri genel olarak iki yolla yapılmaktadır:

a) Çekiç noktası sabit tutularak
b) Çekiç noktası dolaştırılarak

**Çekiç noktası sabit tutularak yapılan yöntem**

Çekiç noktası sabit tutulan yöntemde Modal Analizi yapılan yapı üzerine ivmeölçerler yerleştirilmekte ve yapı tek bir noktadan çekiç vasıtası ile tahrik edilmektedir (Şekil3.10.). Bu tahrik noktası ivmeölçerlerden birinin bulunduğu nokta olmakta ve sürüş noktası olarak adlandırılmaktadır. Bu yöntemde FTF matrisinin bir sütunu elde edilmektedir.

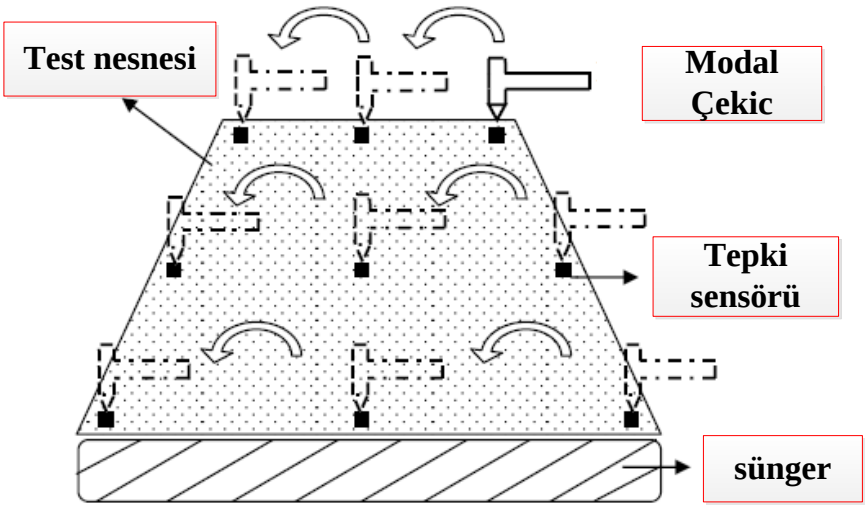



**Şekil 3.10.** Çekiç noktası sabit tutularak gerçekleştirilen test (sünger üzerinde)

**Çekiç noktası dolaştırılarak yapılan yöntem**

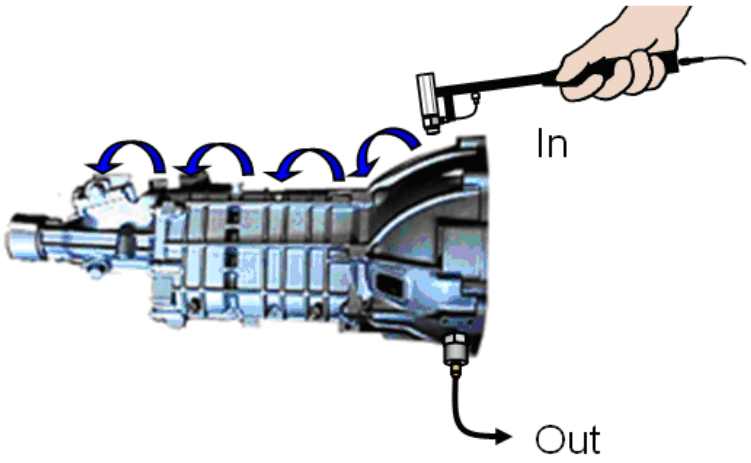
Bu yöntem temel olarak ikiye ayrılmaktadır. İlk yöntemde yapı üzerindeki her bir nokta üzerine ivmeölçer yerleştirilmekte ve ikinci yöntemde ise tek bir ivmeölçer yerleştirilmektedir.

i) Modal Analizi yapılan yapı üzerinde test noktası kadar ivmeölçer bulunmakta ve bu test noktalarının her birinden çekiç dolaştırılarak yapı tahrik edilmektedir. (Şekil3.11.). Bu yöntem gezici çekiç (Roving Hammer) olarak adlandırılmaktadır. Bu yöntemde FTF matrisinin tamamı elde edilmektedir. Küçük yapılar için tavsiye edilen bir modal analiz yöntemidir.




**Şekil 3.11.** Tüm noktalar ivmeölçerli ve çekiç dolaştırılarak gerçekleştirilen test

ii) Modal Analizi yapılan yapı üzerinde bir tane ivmeölçer bulunmaktadır. Bu yöntemde çekiç, ivmeölçerin de bulunduğu noktayı dâhil edecek şekilde tüm noktaları dolaştırılmaktadır (Şekil3.12.). Bu yöntemde bir satır FTF vektörü elde edilmektedir.




**Şekil 3.12.** Tek noktada ivmeölçerli ve çekiç dolaştırılarak gerçekleştirilen test

Otomatik taşıma sisteminin deneysel modal analizinde her iki çekiç yöntemi de (çekiç noktası sabit tutularak, çekiç noktası dolaştırılarak) uygulanmış ve ivmeölçerler vasıtasıyla, sistemin uygulanan tahriğe karşılık verdiği yapısal cevap (response) elde edilmiştir. Elde edilen veriler bilgisayar bünyesinde FFT (Fast Fourier Transform) vasıtasıyla frekans tepki fonksiyonuna (FTF) çevrilerek elde edilen bu fonksiyona uygun bir eğri uydurma yöntemi kullanılarak oluşturulan grafik vasıtasıyla yapının mod şekli, sönüm oranı ve doğal frekans değerleri elde edilmiştir.

Deneysel modal analiz gerçekleştirmek için analiz yapılan herhangi bir yapı ile ilgili dört temel varsayım vardır:

- Yapı doğrusal olarak kabul edilir.
- Yapı zamanla değişmez olduğunu, yani hesaplanan parametreler belirli bir zaman içinde değişmez.
- Yapı Maxwell-Betti teorisine uyduğu (karşılıklılık) varsayılmaktadır.
- Yapı gözlemlenebilir, yani yapının yapısal modeli için elde edilen veriler yeterli bilgiyi içermelidir.

### 3.3. Sonlu Elemanlar Metodu

Mühendislik sistemlerindeki karmaşık problemlerin sıradan yöntemlerle çözümü oldukça zor olduğundan sonlu elemanlar yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntem ile özellikle karmaşık olan problemlerin çözümünde eleman kendi içerisinde alt birimlere ayrılır ve çözüm ayrı ayrı bu alt birimlerde gerçekleştirilir. Çözümü gerçekleşecek olan makine elemanı kendi içersinde elemanlara bölünerek modellenir ve çözüm her bir eleman için ayrı ayrı gerçekleştirilir. Problemin daha çok düğüm noktalarıyla elemanlara bölünmesi çözümün doğruluğu açısından önemlidir. Fakat problemin çözümü uzamaktadır.

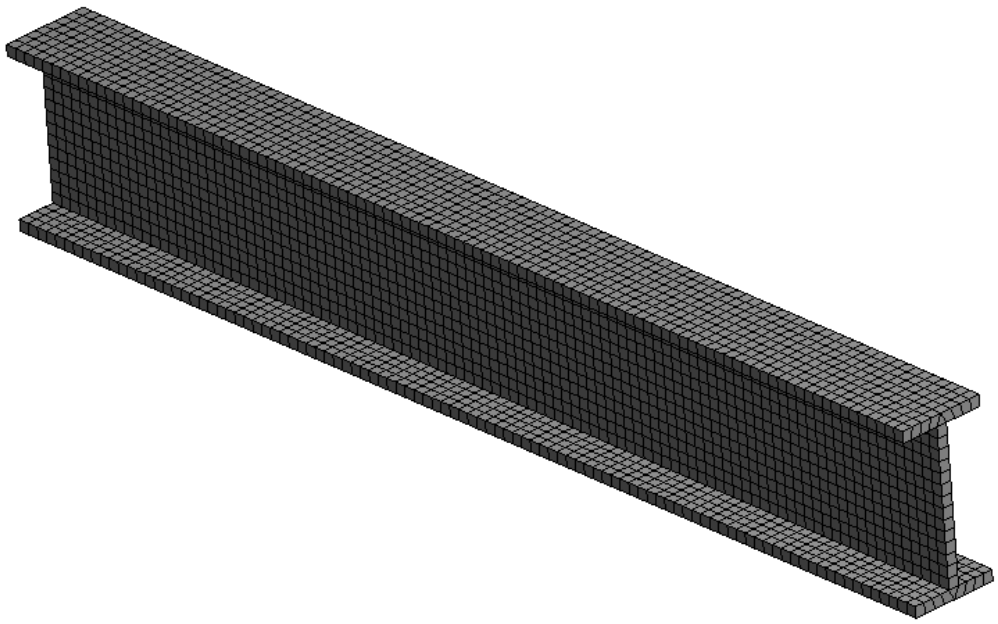
Sonlu elemanlar yöntemi, deneysel yöntemlerle çözümü zor olan karmaşık şekilli problemlerin kendi içersinde basit alt bölgelere ayrılarak çözülmesinden ibarettir. Aynı zamanda, bu yöntem ile bir problemi çözerken sınır şartları, kuvvetler, malzeme özellikleri gibi değişkenler rahatça uygulanabilir.

Metodun üç temel niteliği vardır: ilk olarak, geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik basit alt bölgelere ayrılır. İkincisi her elemandaki, sürekli fonksiyonlar, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir. Üçüncü kabul ise, aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin belirli noktalardaki (düğüm noktaları) değerleri elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır. Kullanılan yaklaşım fonksiyonları interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır. Sonlu elemanlar metodunun kullanılması ve bilgisayarların sanayiye girmesiyle, bugüne kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen birçok makine elemanının kolayca incelenebilmesi, hatta çizim esnasında mukavemet analizlerinin kısa bir sürede yapılarak optimum dizaynın gerçekleştirilmesi mümkün olabilmiştir (Topçu ve Taşgetiren 1998). Sonlu elemanlar metodunu diğer nümerik metotlardan üstün kılan baslıca unsurlar söyle sıralanabilir:

- Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.
- Bir veya birden çok delik veya köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.
- Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir.

- Sebep sonuç ilişkisine ait problemler, genel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş kuvvetler ve yer değiştirmeler cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar metodunun bu özelliği problemlerin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.
- Sınır şartları kolayca uygulanabilir.

Sonlu elemanlar metodunda yapı, birçok küçük elemana bölünür. Elemanlar "nod (düğüm noktası)" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler (Şekil 3.13.). Bu şekilde cebirsel bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir.



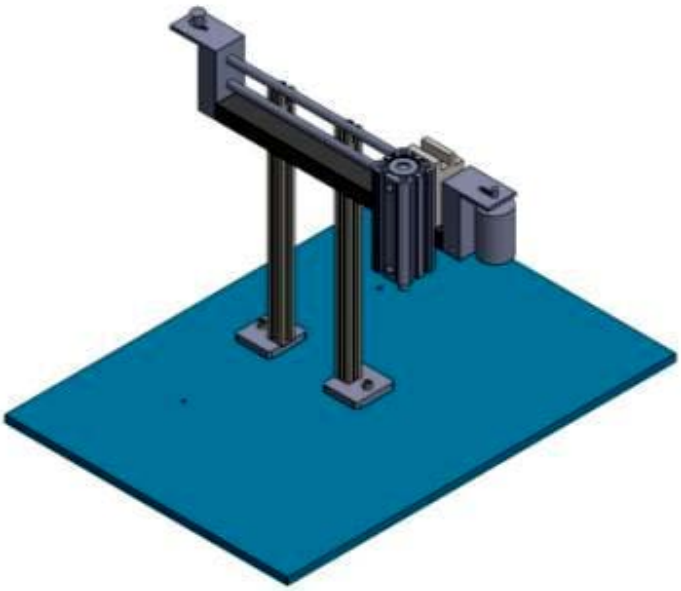
**Şekil 3.13.** Ağ atılmış bir kiriş için Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi, harmonik analiz, modal analiz, akustik analiz gibi mühendislik analizleri kolaylıkla yapılabilmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde Rayleigh-Ritz, Potansiyel enerji, Galarkin, Gauss Eliminasyon metodları gibi yaklaşımlarla çözümler gerçekleştirilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi ile karmaşık geometriye sahip elemanlar rahatlıkla incelenebilmektedir.

Bu yöntemle birlikte teknolojide bilgisayar sistemlerinin hızlı bir şekilde yayılmasıyla yüksek maliyetle yapılan deneysel mühendislik problemleri artık kolaylıkla çözülebilir hale gelmiştir.

### 3.3.1. Sistemin Cad Tasarımı

Tez kapsamında otomatik taşıma sistemi olarak incelenecek olan otomatik taşıma sistemi Solidworks [Solidworks, 2011] programında aşağıdaki şekilde modellenmiştir. Modelleme sırasında kullanılan malzemeler bire bir sistem ile örtüşecek şekilde seçilmiştir. Sistemin toplam ağırlığı tartılmış ve modellenen tasarım ile karşılaştırılmıştır. Gerçek ağırlık 3,5 kg olarak ölçülmüştür. Cad tasarım ağırlığı ise ilk başta 9 kg olduğu görülmüştür. Daha sonra yapılan iyileştirmeler ile gerçek ağırlık cad tasarımında tutturulmuştur. Şekil 3.14.'de cad ortamında tasarlanan sistemin modeli görülmektedir.



**Şekil 3.14**. Sistemin cad tasarımı

### 3.3.2. Ansys sonlu elemanlar programı ile modal analiz

Statik ve dinamik problemlerin çözümü için ABAQUS, MARC, NASTRAN, ANSYS gibi birçok sonlu eleman paket programı bulunmaktadır. Bu çalışmada, kullanım açısından diğer programlara nispeten daha kolay ve araştırmacılar tarafından yaygın olarak kullanılmasından dolayı ANSYS sonlu eleman paket programı seçilmiştir.

Sayısal model yapının bilgisayar ortamında hazırlanmış bir modeldir. Titreşim davranışının belirlenmesi sırasında yapı sürekli sistem olarak değil, ayrık sistem olarak modellenir. Ayrık sistem olarak modellemenin sonucunda yapının yay ve kütle özellikleri de kaçınılmaz olarak matrislerle temsil edilir.

### 3.4. Mevcut Otomatik Taşıma Sistemi

Tez kapsamında deneylerin yapılacağı otomatik taşıma sistemi Şekil3.15.'te görülmektedir. Şekildeki otomatik taşıma sistemi ile tipik bir fabrika içi otomatik taşıma sistemi otomasyonu modellenmiştir. Otomatik taşıma sisteminin ilk istasyonunda işlenmemiş ürün depodan tek tek çıkarılarak işleme merkezine taşınmaktadır. İşleme istasyonunda işlem gören malzemeler test ve ayırma istasyonuna aktarılarak burada kalite kontrol ve ayırma işlemine tabi tutulmaktadır.




**Şekil 3.15.**Otomatik taşıma sistemi

Otomatik taşıma sistemi içerisinde mekanik, elektronik, elektropnömatik, PLC, sensör teknolojileri, motor kontrol sistemleri içermektedir. Düzenekte kullanılan tüm malzemeler endüstride otomatik taşıma sistemi uygulamalarında yaygın olarak kullanılan elemanlardan oluşmakta ve tüm üniteler modüler yapıda olmaktadır.

Düzenekte mevcut malzemelerden bazıları şunlardır: pnömatik silindir ve valf, DC motor, indüktif sensör, manyetik sensör, PLC sistemi.

PLC ile fabrika otomasyon konularının işlenebilmesi için kontrol paneli üzerinde sisteme ve PLC' ye ait tüm giriş/çıkışlar soketli yapılmıştır. Kullanıcı PLC ile sistem arasında istediği bağlantıyı bu panel üzerinden gerçekleştirmektedir. Sistem, panel üzerindeki anahtarlar ile manüel kontrol edilebilmekte ve çalışması ledler ile izlenebilmektedir.

Otomatik taşıma sistemi 3 istasyondan oluşmaktadır; Boşaltma ve Taşıma istasyonu, İşleme istasyonu, Test ve Ayırma İstasyonu. Bu istasyonlar birbirlerinden bağımsız olarak kullanılabildiği gibi üç istasyonla değişik kombinasyonlar oluşturulabilmektedir. Sistemlerin üçü de PLC kontrollü olup istenildiğinde PLC üzerinden PC ile kontrol edilmektedir.

# 4. OTOMATİK TAŞIMA SİSTEMİ DENEYSEL MODAL ANALİZLERİ

Otomatik taşıma sisteminin sayısal modelinin doğrulanması ve güncelleme işleminde gerçek durumu temsil etmesi için modal testler yapılmıştır. Testlerde modal çekiç kullanılarak tahrik verilmiş ve 3 noktadan ivme verisi toplanmıştır. Veri toplama için 3 adet üç eksenli ivmeölçer sistem üzerinde balmumu ile sabitlenerek kullanılmıştır.

Testlerden elde edilen verilerin deneysel modal analizi LMS Test. Lab yazılımı [LMS International, 2012] kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizler için yazılımda bulunan Polymax algoritması kullanılmıştır. Bu yöntem diğerlerine göre hem daha fazla doğal frekansa stabilize olmakta hem de doğrusal olmayan davranışları (boşluk, eklem vb.) bulunan sistemlerde tercih edilmektedir. Otomatik taşıma sistemi için modal analiz gerçekleştirilmiş ve yazılım seçilen frekans aralığında otomatik olarak 4 adet doğal frekansa stabilize olmuştur. Gözle kontrollerin ardından, doğru mod şekillerine karar verilmiştir.

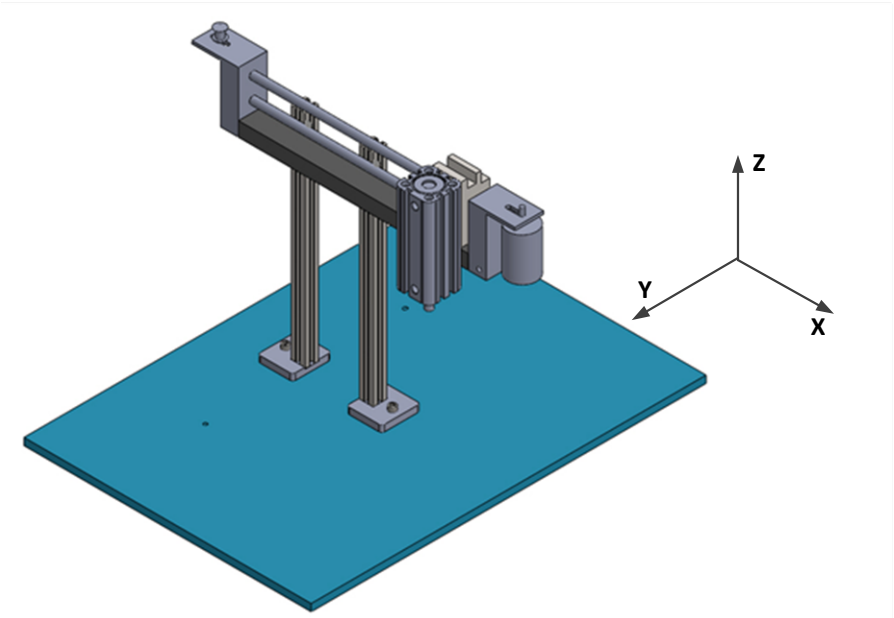
Otomatik taşıma sisteminin 3 eksende deplasman grafikleri, ivmeölçer ile alınan verilerden ve Y ekseni için lazer deplasman ölçüm sensörü [Micro-Epsilon, ILD1700] ile alınan verilerden elde edilmiştir. Sistemin en çok titreşimi Y ekseninde yaptığı görüldüğü için lazer deplasman ölçümleri sadece Y ekseni için yapılmıştır. Her iki ölçüm yöntemi sonrası çıkan grafiklerin genlik ve karekök ortalama (RMS) değerleri hesaplanmıştır. RMS seviyesi sinyalin enerji içeriğini verdiği için önemlidir. Fakat tamamen farklı iki sinyalin aynı enerjiye sahip olması mümkündür ve karşılaştırma yapılırken dikkat edilmelidir. Çünkü farklı iki sinyalin RMS değerinin aynı olması sisteme etkilerinin aynı olması anlamına gelmez. Bu yüzden titreşim sinyalinin her frekans bileşeninde ne kadar enerjisi olduğunu gösteren güç spektrum yoğunluklarını karşılaştırmak da önemlidir.

Otomatik taşıma sistemi mevcut durumu ile birlikte 3 farklı tasarım ile deneysel modal analizleri yapılmıştır. Bu farklı tasarımlar tasarım 1, tasarım 2 ve tasarım 3 olarak adlandırılmaktadır. Aşağıda mevcut durum ile birlikte bütün tasarımlara ait test verileri verilmektedir.

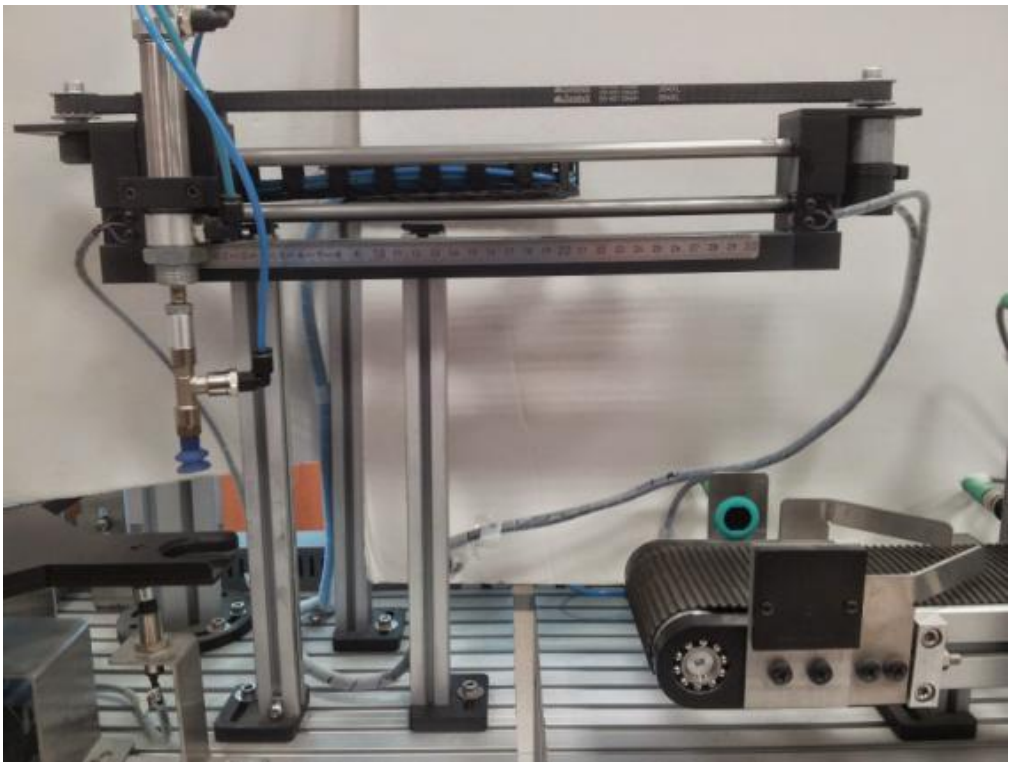
## 4.1. Mevcut Otomatik Taşıma Sistemi Deneysel Modal Analizleri

Mevcut otomatik taşıma sistemi şekilde 4.1'de görüldüğü gibi dikey taşımayı pnömatik bir silindir ile ve yatay taşıma işini bir dc motor yardımı ile yapmaktadır.

Otomatik taşıma sisteminin üzerine yerleştirilen ivmeölçerlerin eksenleri de CAD tasarımında oluşturulan modelde gösterilmektedir. İvmeölçerlerden alınan verilerle elde edilen deplasman verileri bu eksenlere göre hesaplanmıştır.

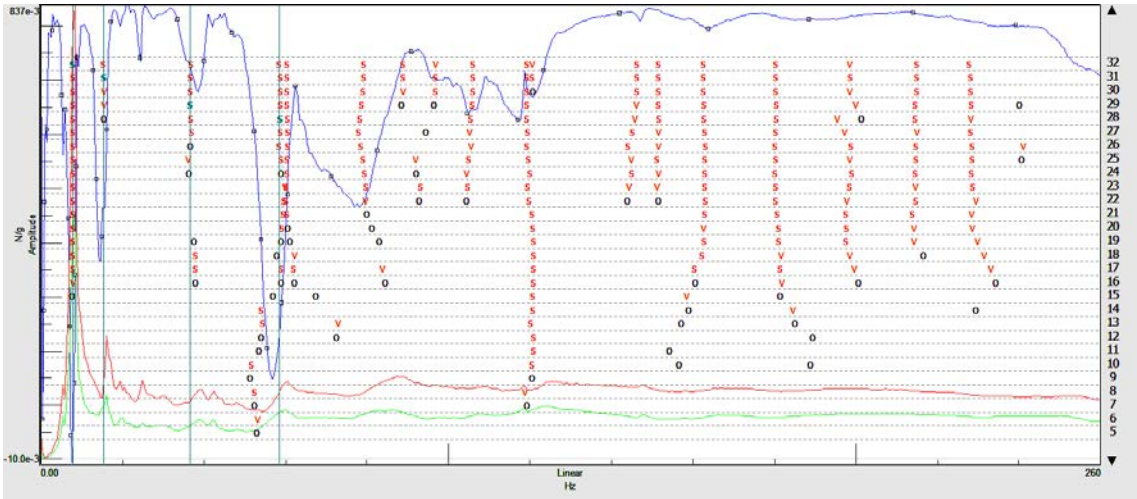



**Şekil 4.1.** Mevcut Otomatik Taşıma Sistemi CAD Tasarımı



**Şekil 4.2.** Mevcut Otomatik Taşıma Sistemi

Mevcut otomatik taşıma sistemine ait ivme verilerinden elde edilen deneysel modların LMS programındaki stabilizasyon grafiği Şekil 4.3.'te gösterilmektedir.



**Şekil 4.3.** Mevcut Otomatik Taşıma sistemi için LMS stabilizasyon grafiği

Yukarıdaki LMS stabilizasyon grafiğinden elde edilen modlar aşağıdaki Tablo 4.1.'de verilmektedir. Model iyileştirme yapmak için analitik modelin gerçek modelin yapısal davranışlarını sergilemesi önemlidir. Yapılacak yeni tasarımlarda analitik model üzerinden gidilerek model iyileştirmeleri yapılmıştır.

**Tablo 4.1.** Mevcut sistem için deneysel modal analiz sonuçları

| Modlar | DENEYSEL (LMS) | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|
| **Mode 1** | 7.76 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 15.43 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 36.59 Hz | Burulma |
| **Mode 4** | 58.58 Hz | Burkulma |

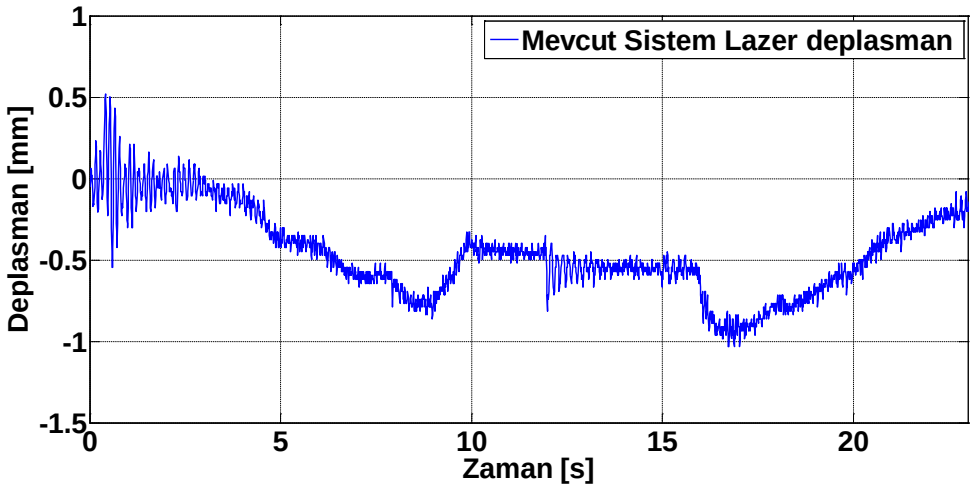
Tablo 4.2.'de deneysel modal analiz sonuçlarından elde edilen mod sönümleme oranları verilmektedir.

**Tablo 4.2.** Mevcut sistem için deneysel modların sönümleme oranları

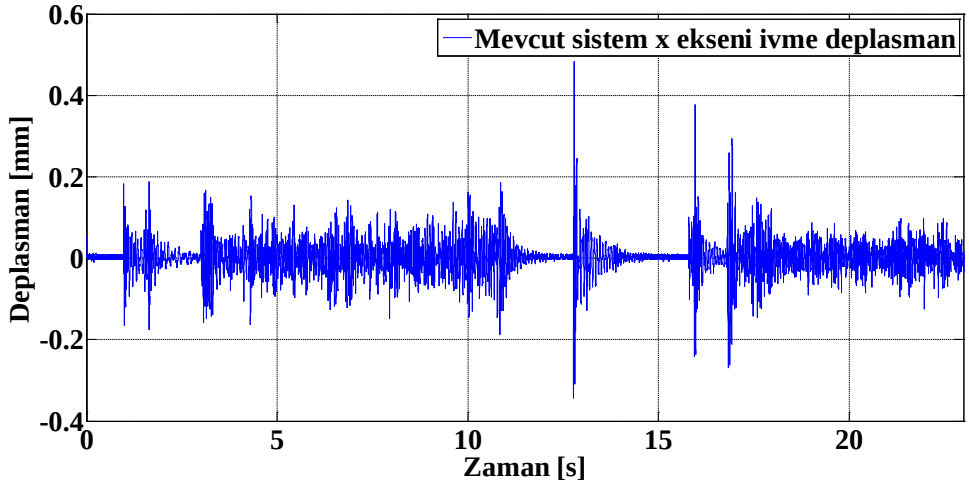
| Modlar | Mod Sönümleme Oranları (LMS) |
|---|---|
| **Mode 1** | 5.33 % s |
| **Mode 2** | 1.45 % s |
| **Mode 3** | 7.43 % s |
| **Mode 4** | 14.44 % s |

### 4.1.1. Mevcut otomatik taşıma sistemi deplasman grafikleri

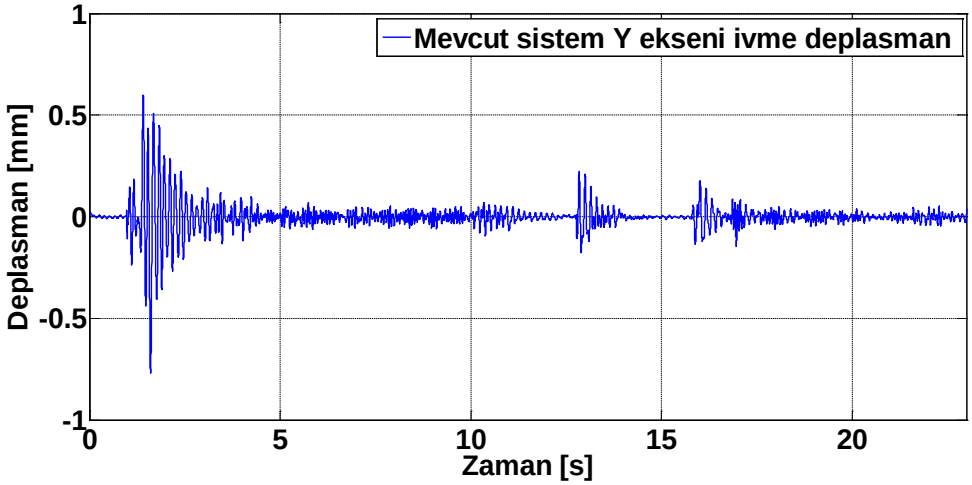
Mevcut otomatik taşıma sisteminin çalışma anında y eksenini lazer deplasman ölçüm sensörü ile ölçülen ve ivmeölçerlerden alınan sinyal verileri ESAM programında işlenerek 3 eksende oluşturmuş olduğu deplasman grafikleri aşağıdaki şekillerde verilmektedir.



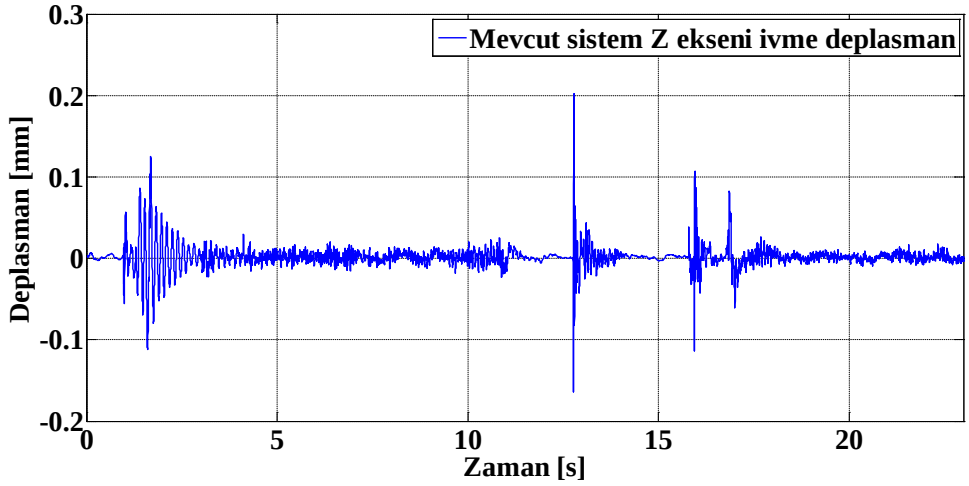

**Şekil 4.4.** Y ekseni lazer deplasman grafiği




**Şekil 4.5.** X ekseni ivme deplasman grafiği




**Şekil 4.6.** Y ekseni ivme deplasman grafiği




**Şekil 4.7.** Z ekseni ivme deplasman grafiği

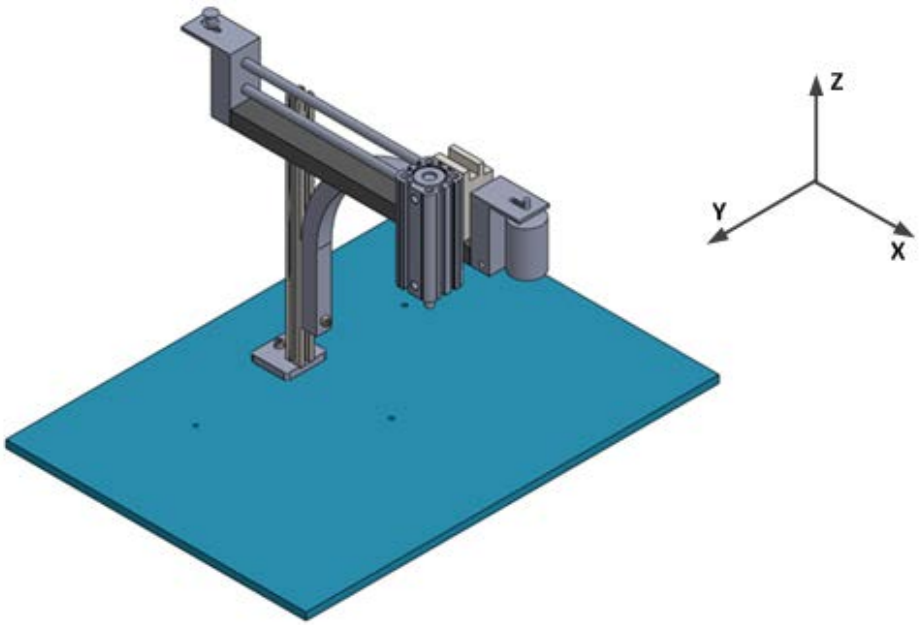
**Tablo 4.3.** Mevcut sistem 3 eksende genlik ve karekök ortalama değerleri

| Mevcut sistem | Genlik [mm] | Karekök Ortalama(RMS) |
|---|---|---|
| **X ekseni** | 0,44616 | 0,04603 |
| **Y ekseni** | 0,68364 | 0,06952 |
| **Z ekseni** | 0,18302 | 0,01371 |

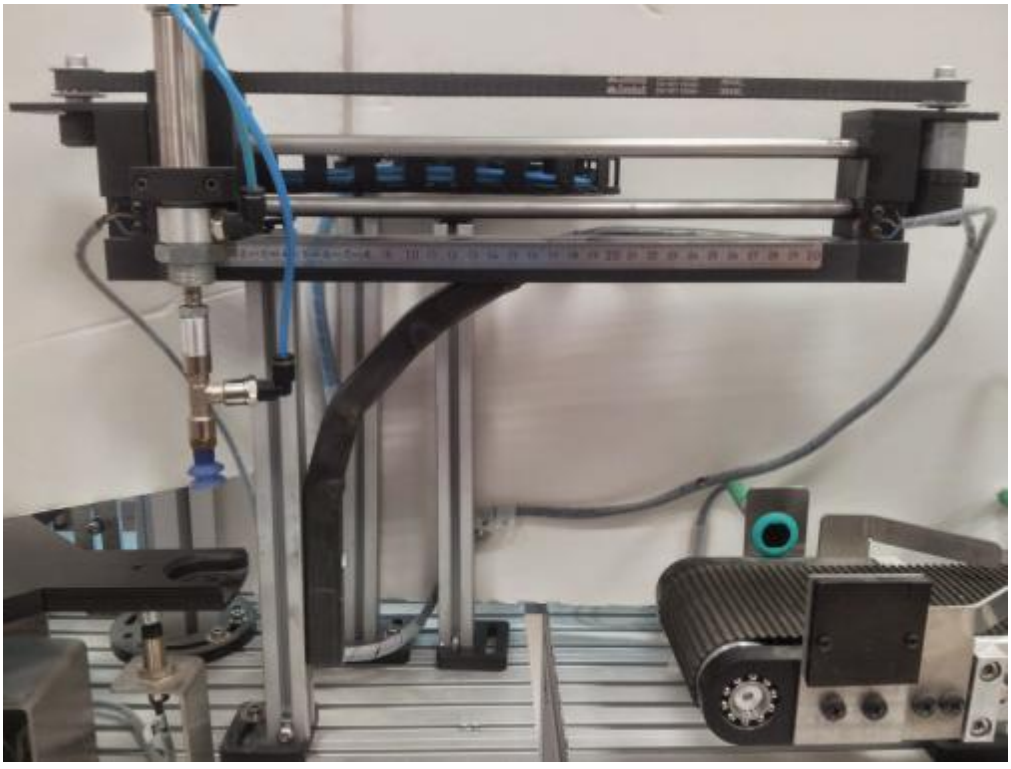
Yukarıdaki tabloda (Tablo 4.3.) 3 eksende elde edilen grafiklerin genlik ve karekök ortalama (RMS) değerleri verilmiştir. Mevcut otomatik taşıma sisteminden elde edilen bu değerler sistem iyileştirmesi yapmak için yeni tasarlanan modellerin değerleri ile karşılaştırılacaktır ve en iyi model seçilecektir.

### 4.2. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 1 Modeli için Deneysel Modal Analizleri

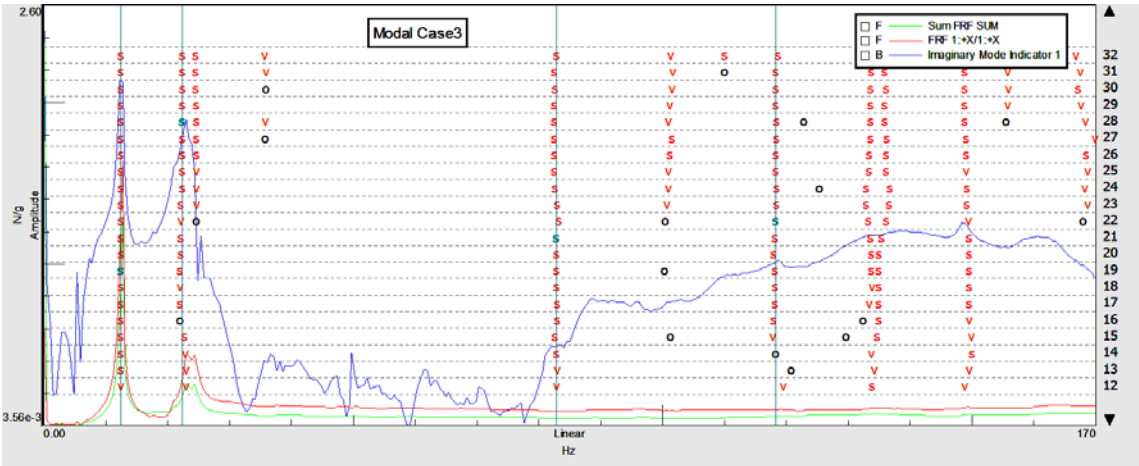
Tasarım 1 modelinde, mevcut otomatik taşıma sisteminden farklı olarak otomatik taşıma sisteminin yatay direngenliğini artırmak amacıyla kemer tarzında bir yapı eklenmiştir. Ayrıca mevcut otomatik taşıma sisteminin bir ayağı çıkarılmıştır. Bu şekilde tasarım 1 modelinin deneysel modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Tasarım 1 cad modeli Şekil 4.8.'de gösterilmektedir. Şekil 4.9.'da da tasarım 1 modelinin montaj edilmiş prototipi görülmektedir. Tasarım 1 modeli deneysel modlarının elde edildiği LMS stabilizasyon grafiği aşağıdaki şekilde (Şekil 4.10.) gösterilmektedir.




**Şekil 4.8.** Tasarım 1 CAD modeli



**Şekil 4.9.** Tasarım 1prototipi




**Şekil 4.10.** Tasarım 1 LMS stabilizasyon grafiği

Tasarım 1 modelinden elde edilen deneysel modlar Tablo4.4.'te gösterilmektedir. Tasarım 1 modelinin, mevcut sistem ile karşılaştırıldığında kemerin eklenmesi modlarda önemli bir artışı beraberinde getirmiştir. 3. mod mevcut sistem ile aynı mod şeklini göstermiştir. Kemerin 3. mod (burulma/burkulma) üzerindeki etkisi görülmektedir. Kemer sayesinde sistem burulma ve burkulmaya karşı daha dirençli bir hale gelmiştir. Bu da tasarım 1 modelinin mevcut sisteme göre daha kararlı olduğunu gösterir.

**Tablo 4.4.** Tasarım 1 modeli için deneysel modal analiz sonuçları

| Modlar | DENEYSEL (LMS) | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|
| **Mode 1** | 12.48 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 22.35 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 82.76 Hz | Burulma |
| **Mode 4** | 118.35 Hz | Burkulma |

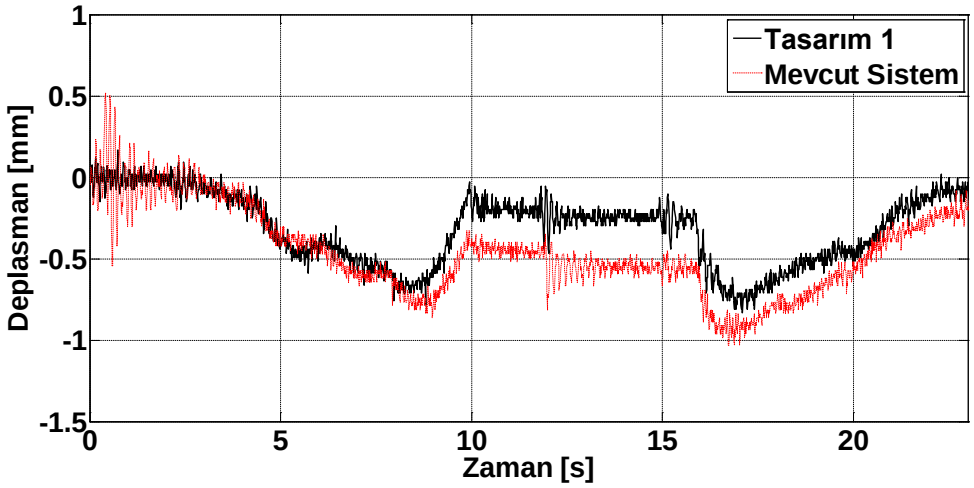
**Tablo 4.5.** Tasarım 1 modeli için deneysel modların sönümleme oranları

| Modlar | Mod Sönümleme Oranları (LMS) |
|---|---|
| **Mode 1** | 1.27 % s |
| **Mode 2** | 6.10 % s |
| **Mode 3** | 5.52 % s |
| **Mode 4** | 2.39 % s |

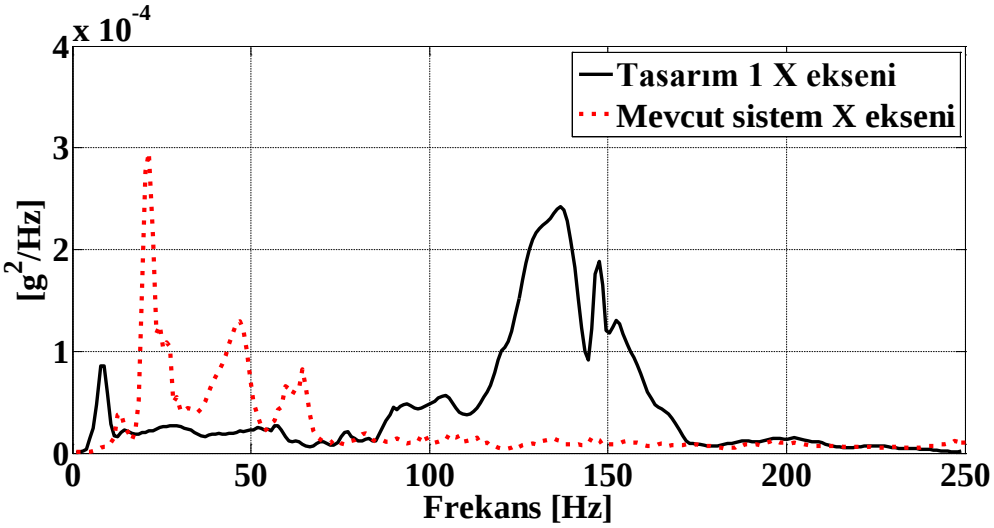
Tasarım 1 modeline ait deneysel modal analizden elde edilen mod sönümleme oranları Tablo4.5.'te gösterilmektedir.

### 4.2.1. Tasarım 1 modeli otomatik taşıma sistemi deplaman grafikleri

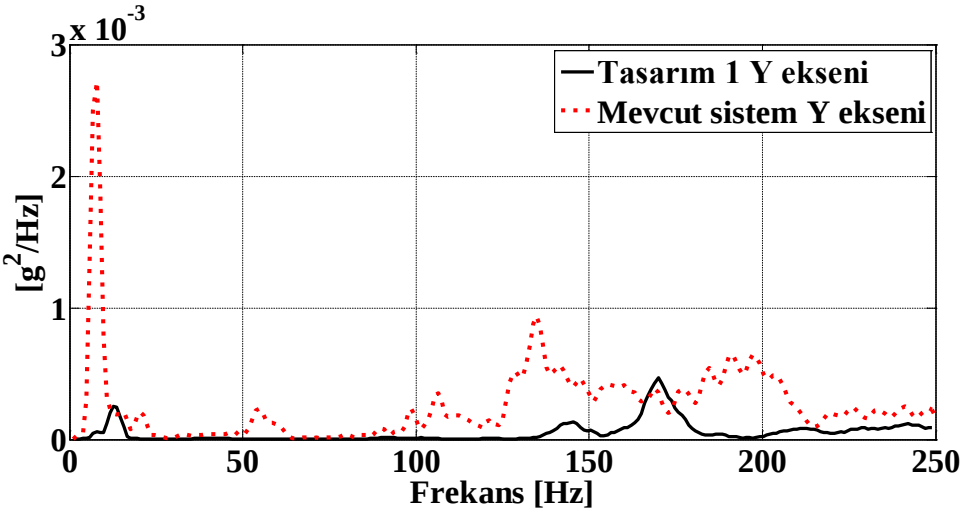
Tasarım 1 modeli ile mevcut otomatik taşıma sisteminin karşılaştırmalı 3 eksenli deplasman grafikleri ile güç spektrum yoğunluk grafikleri aşağıda verilmektedir.



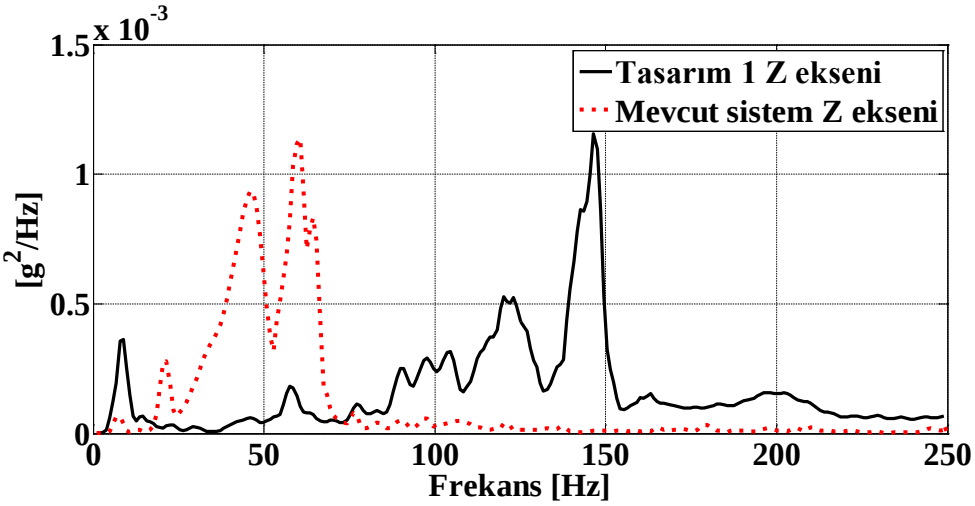

**Şekil 4.11.** Tasarım 1 lazer deplasman ile Y ekseni karşılaştırma



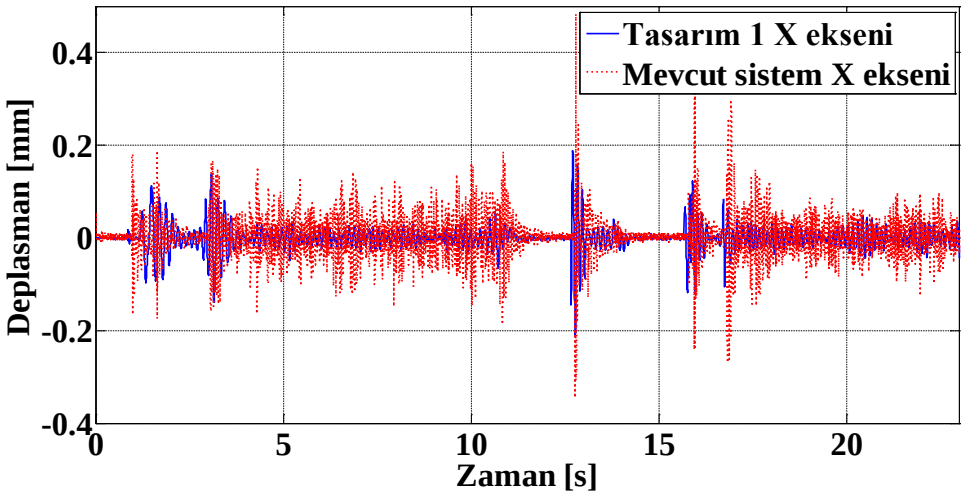

**Şekil 4.12.** Tasarım 1 X ekseni güç spektrum karşılaştırma



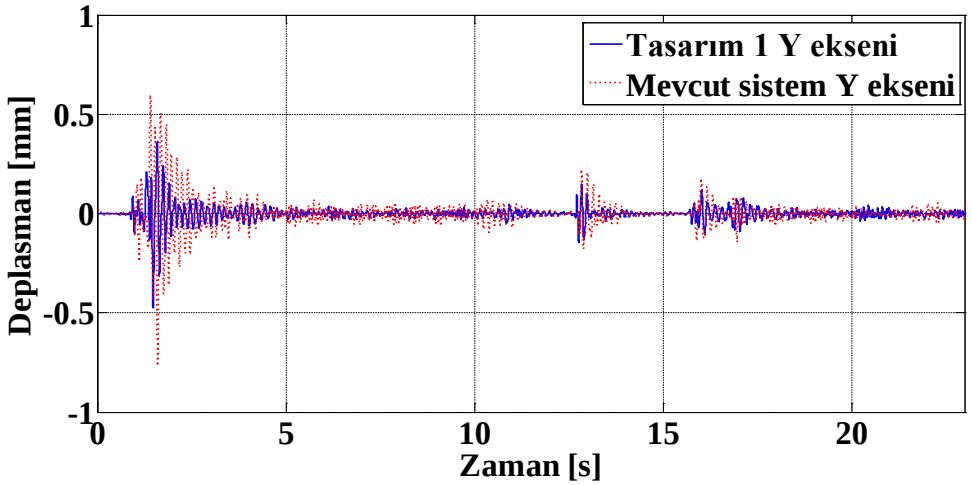

**Şekil 4.13.** Tasarım 1 Y ekseni güç spektrum karşılaştırma



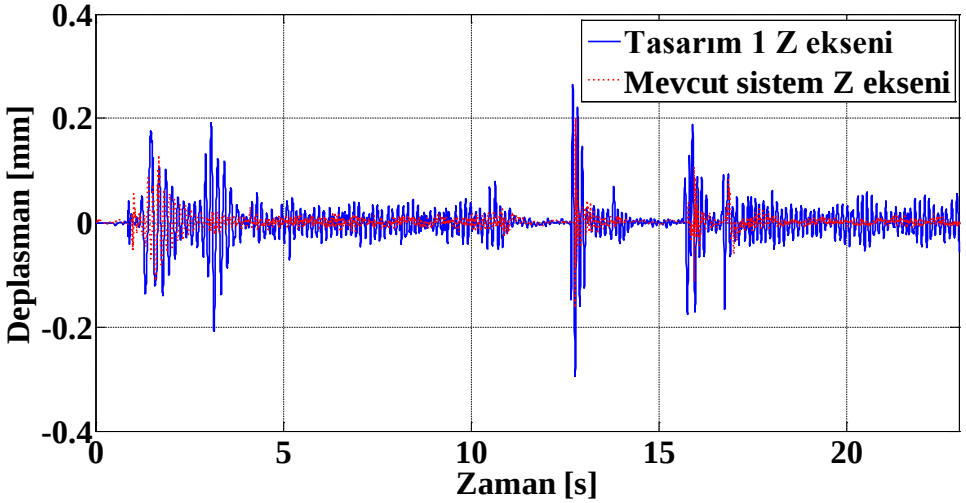

**Şekil 4.14.** Tasarım 1 Z ekseni güç spektrum karşılaştırma




**Şekil 4.15.** Tasarım 1 ivme X ekseni karşılaştırma




**Şekil 4.16.** Tasarım 1 ivme Y ekseni karşılaştırma




**Şekil 4.17.** Tasarım 1 ivme Z ekseni karşılaştırma

**Tablo 4.6.** Tasarım 1 Genlik ve Karekök Ortalama (RMS) değerleri

| Tasarım 1 | Genlik [mm] | Karekök Ortalama (RMS) |
|---|---|---|
| **X ekseni** | 0,19852 | 0,02786 |
| **Y ekseni** | 0,62815 | 0,0574 |
| **Z ekseni** | 0,27911 | 0,03998 |

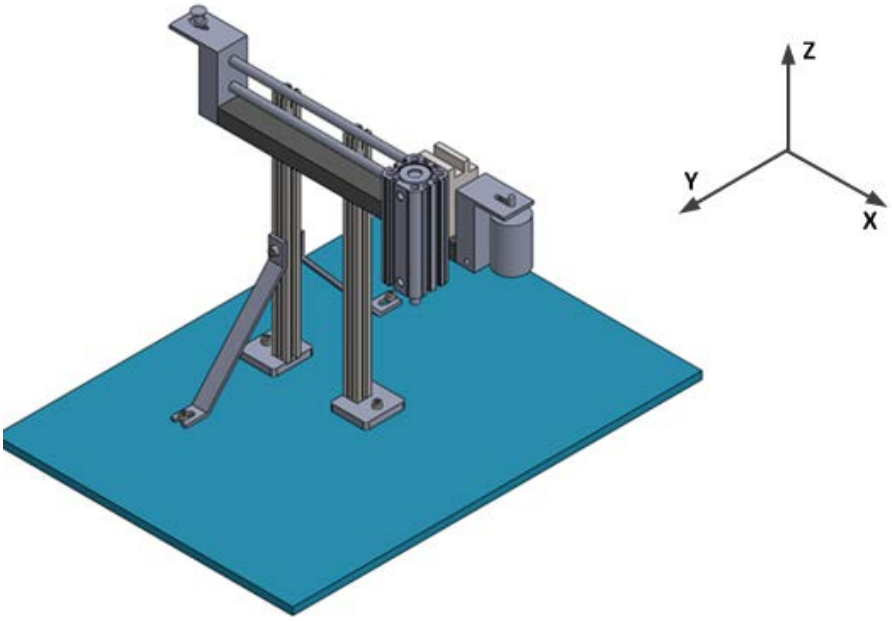
**Tablo 4.7.** Tasarım 1 modeli, mevcut sistem ile deplasman karşılaştırması

| Tasarım 1 | Genlik Yüzde Farkı | RMS Yüzde Farkı |
|---|---|---|
| **X ekseni** | -124,7% | -65,2% |
| **Y ekseni** | -8,8% | -21,1% |
| **Z ekseni** | 34,4% | 65,7% |

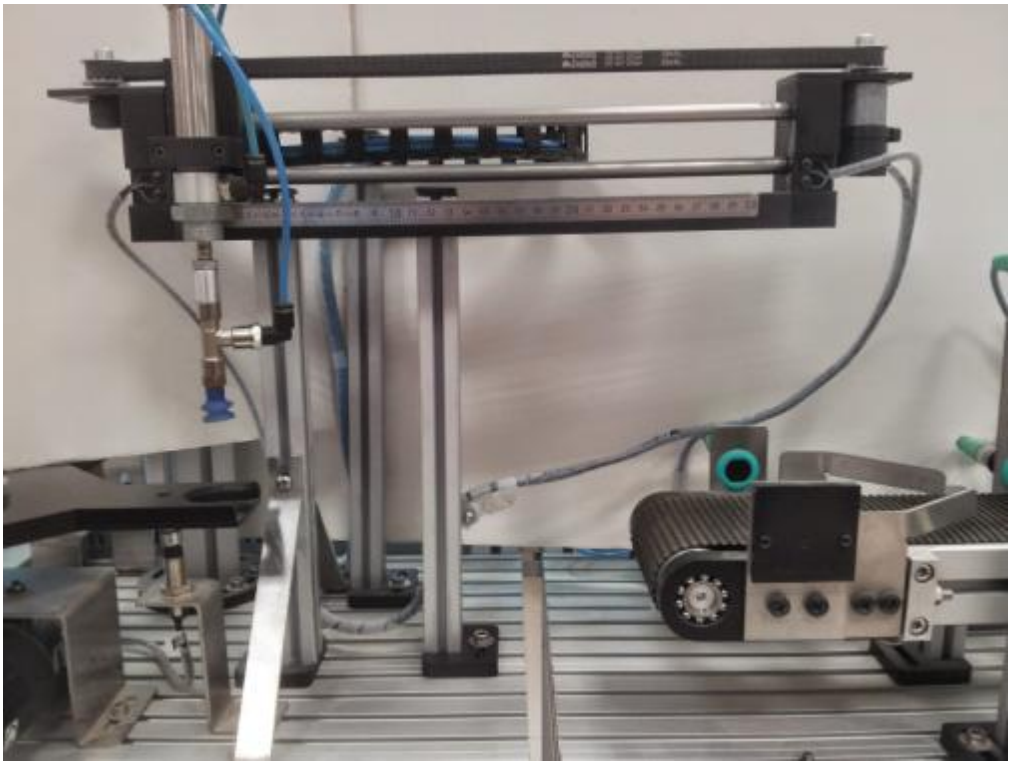
Tasarım 1 modeline ait genlik ve karekök ortalama (RMS) değerleri yukarıdaki (Tablo4.6.) tabloda verilmiştir. Bu değerlere bakıldığında tasarım 1 modelinin x ekseninde genlik ve RMS değerlerinde mevcut sisteme göre artış olduğu görülmektedir. Fakat bu artışlar malzeme almada ve bırakmada değil malzeme taşırken olduğu x ekseni deplasman grafiğinden görülmektedir. Tasarım 1 modelinin y ekseninde genlik değeri mevcut sisteme göre belirgin bir şekilde düşmüştür. Z ekseninde ise genlik ve RMS değerleri mevcut sisteme göre artış göstermiştir.

### 4.3. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 2 Modeli için Deneysel Modal Analizleri

Tasarım 2 modeli, mevcut otomatik taşıma sistemine ek olarak iki adet yan dayamalar eklenmesiyle oluşmuştur. Böylelikle tasarım 2 modeli mevcut sistemin y eksenine göre daha kararlı olması hedeflenmiştir. Tasarım 2 modeli Şekil 4.18.'de gösterilmektedir. Şekil 4.19.'da tasarım 2 modelinin montaj yapılmış prototipi görülmektedir.

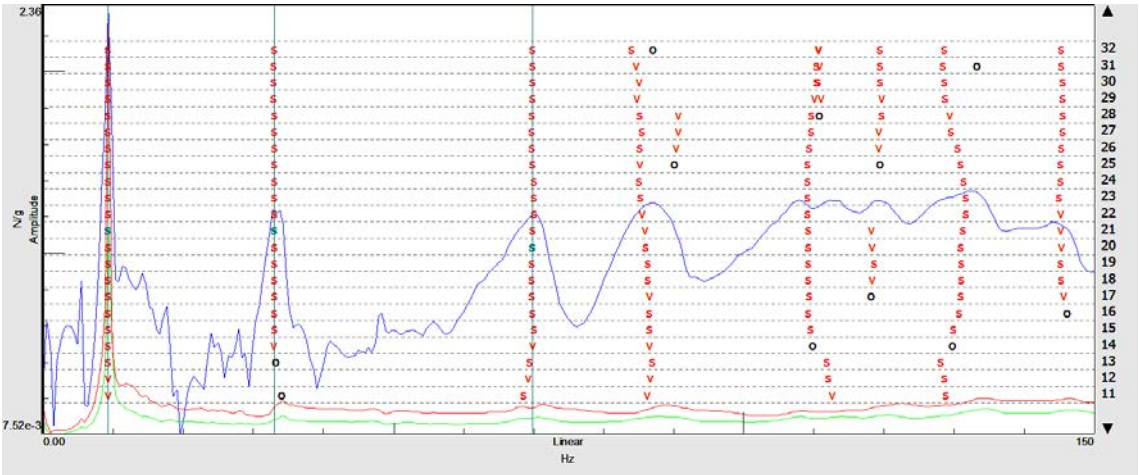



**Şekil 4.18.** Tasarım 2 CAD modeli



**Şekil 4.19.** Tasarım 2 prototipi

Tasarım 2 modelinin deneysel modal analizlerinin yapıldığı LMS programında stabilizasyon grafiği aşağıdaki şekilde (Şekil 4.20.) görülmektedir.




**Şekil 4.20.** Tasarım 2 LMS stabilizasyon grafiği

Deneysel modal analiz programından elde edilen modlar aşağıdaki tabloda (Tablo4.8.) verilmektedir. Tablodaki verilere bakıldığında birinci modun diğer tasarımlara göre düşük olduğu görülmektedir. Bu da kemerin birinci mod üzerindeki etkisini gösteriyor. Yan dayamalar otomatik taşıma sisteminin birinci kolonuna destek verdiği için ikinci kolonun ucuna çalışma sırasında gelen pnömatik silindirin taşıma sisteminin ucunda düşük frekanslarda salınım yapmasına sebebiyet vermektedir. Birinci mod bu noktadan mevcut taşıma sistemi ile benzer özellik göstermektedir. Fakat ikinci modda yan dayamaların etkisi görülmekte ve taşıma sisteminin ikinci kolonu da olduğu için dikey eğilme frekansını diğer tasarımlardan daha yüksek çıkmasına sebep olmaktadır. Üçüncü mod ise diğer tasarımlara göre daha düşük bir seviyede çıkmıştır.

**Tablo 4.8.** Tasarım 2 modeli için deneysel modal analiz sonuçları

| Modlar | DENEYSEL (LMS) | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|
| **Mode 1** | 9.21 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 33.03 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 69.87 Hz | Burulma |
| **Mode 4** | 82.68 Hz | Burkulma |

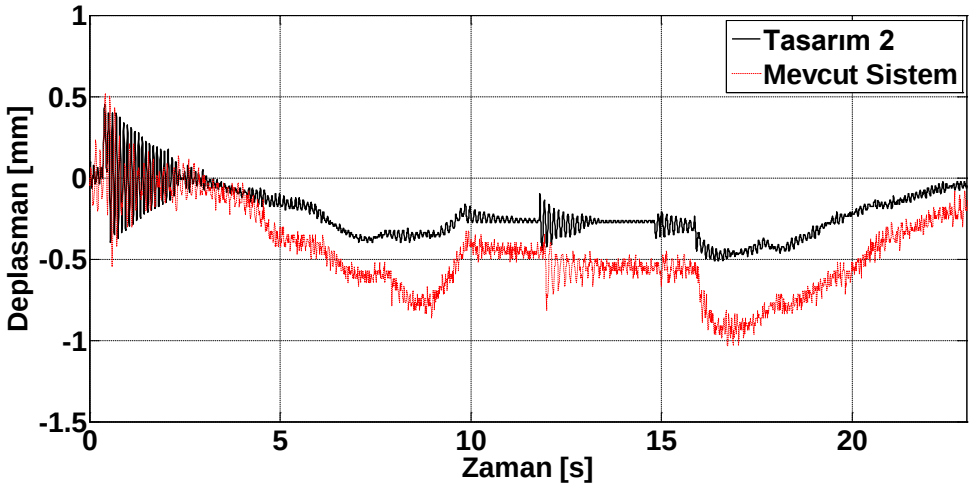
Deneysel modal analizden elde edilen mod sönümleme oranları Tablo 4.9.'da verilmiştir.

**Tablo 4.9.** Tasarım 2 modeli için deneysel modların sönümleme oranları

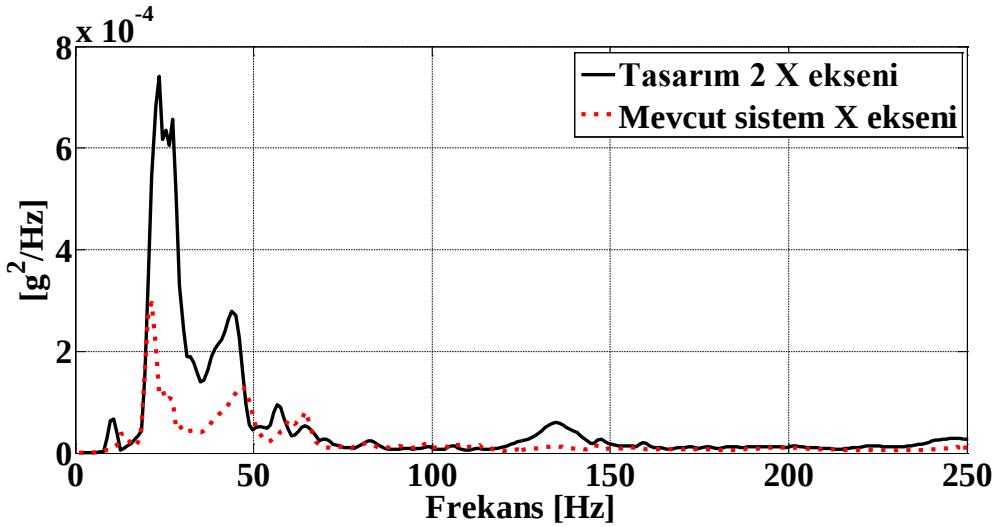
| Modlar | Mod Sönümleme Oranları (LMS) |
|---|---|
| **Mode 1** | 1.84 % s |
| **Mode 2** | 2.80 % s |
| **Mode 3** | 3.34 % s |
| **Mode 4** | 4.00 % s |

### 4.3.1. Tasarım 2 modeli otomatik taşıma sistemi deplaman grafikleri

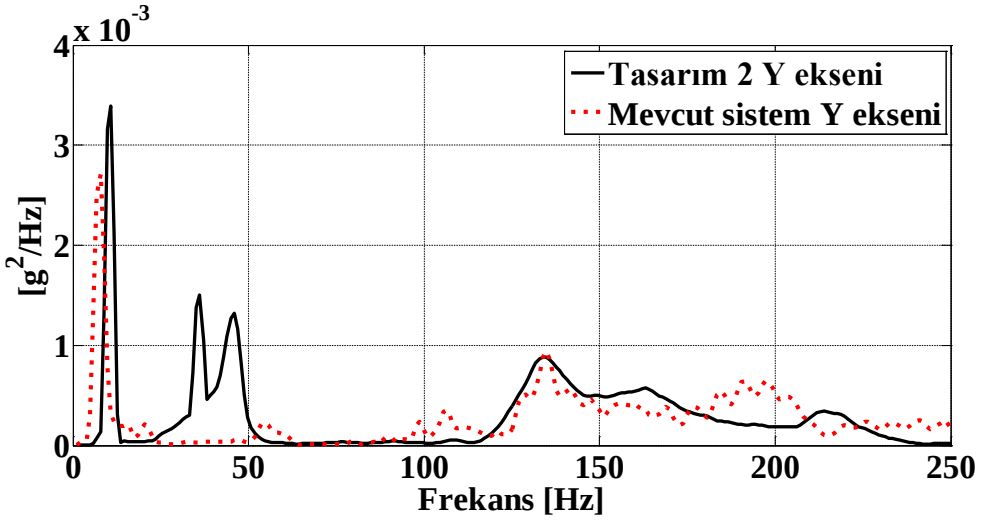
Tasarım 2 modeli ile mevcut otomatik taşıma sisteminin karşılaştırmalı 3 eksenli deplasman grafikleri ile güç spektrum yoğunluk grafikleri aşağıda verilmektedir.



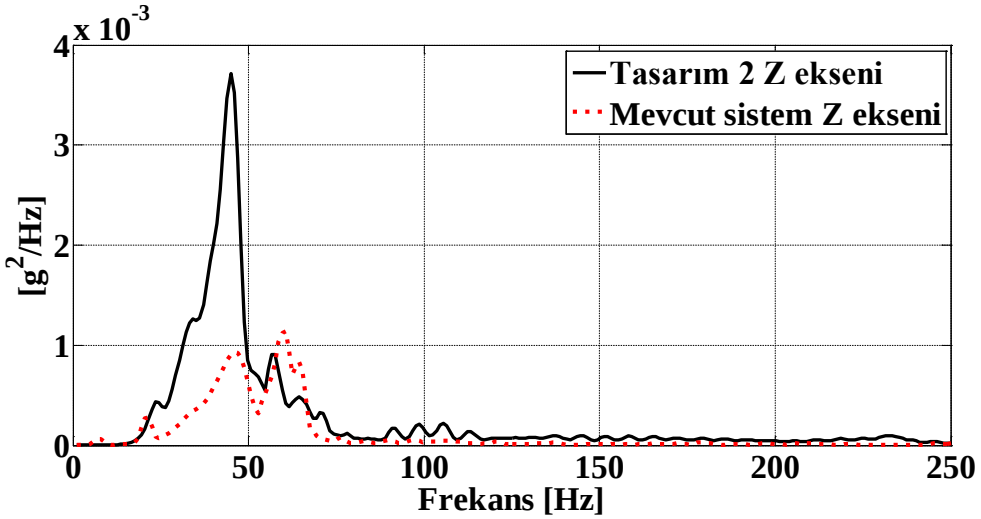

**Şekil 4.21.** Tasarım 2 lazer deplasman ile Y ekseni karşılaştırma



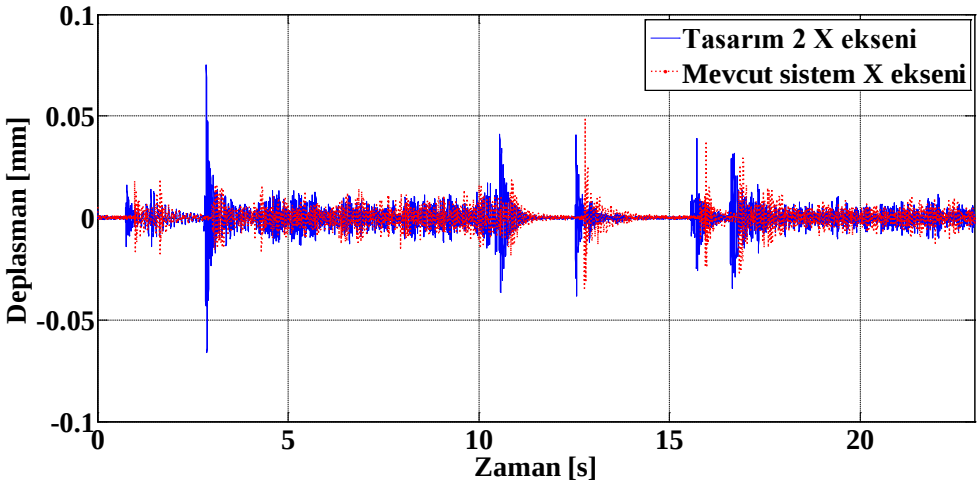

**Şekil 4.22.** Tasarım 2 X ekseni güç spektrum karşılaştırma



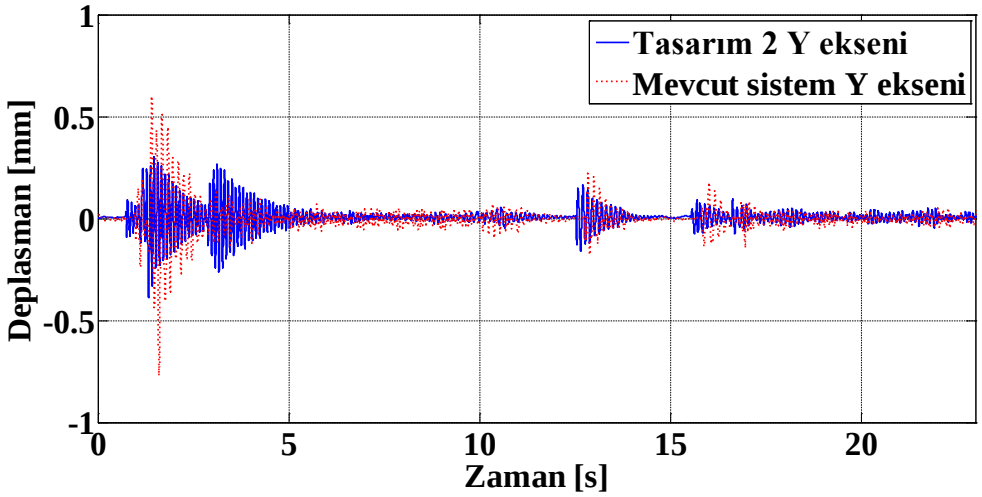

**Şekil 4.23.** Tasarım 2 Y ekseni güç spektrum karşılaştırma



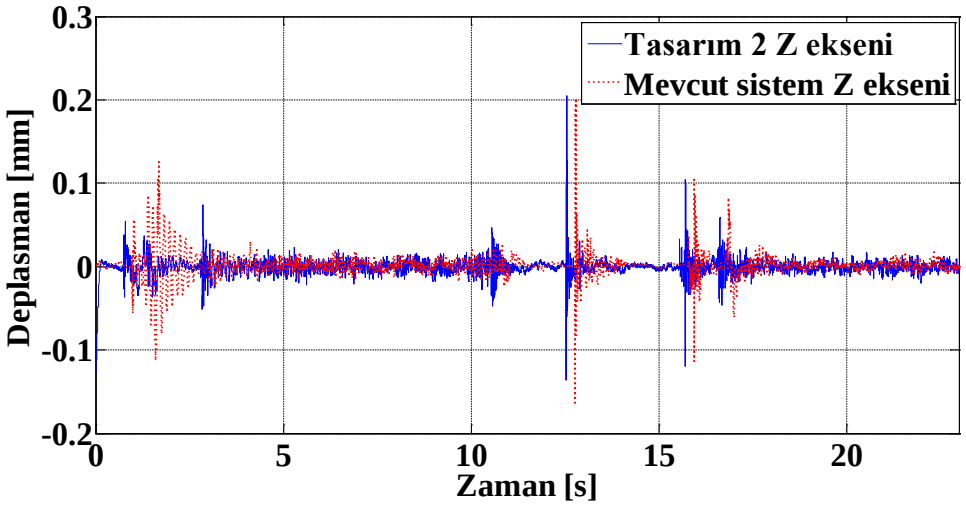

**Şekil 4.24.** Tasarım 2 Z ekseni güç spektrum karşılaştırma




**Şekil 4.25.** Tasarım 2 ivme X ekseni karşılaştırma




**Şekil 4.26.** Tasarım 2 ivme Y ekseni karşılaştırma




**Şekil 4.27.** Tasarım 2 ivme Z ekseni karşılaştırma

**Tablo 4.10.** Tasarım 2 Genlik ve Karekök Ortalama **(**RMS) değerleri

| Tasarım 2 | Genlik [mm] | Karekök Ortalama (RMS) |
|---|---|---|
| **X ekseni** | 0,28287 | 0,02313 |
| **Y ekseni** | 0,34542 | 0,05253 |
| **Z ekseni** | 0,17057 | 0,01097 |

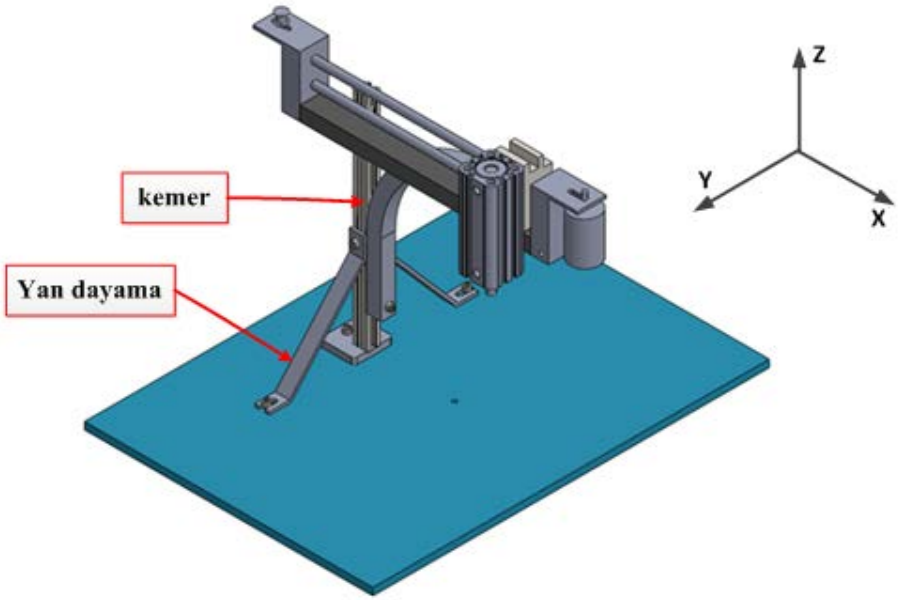
**Tablo 4.11.** Tasarım 2 modeli, mevcut sistem ile deplasman karşılaştırması

| Tasarım 2 | Genlik Yüzde Farkı | RMS Yüzde Farkı |
|---|---|---|
| **X ekseni** | -57,7% | -99,0% |
| **Y ekseni** | -97,9% | -32,3% |
| **Z ekseni** | -7,3% | -25,0% |

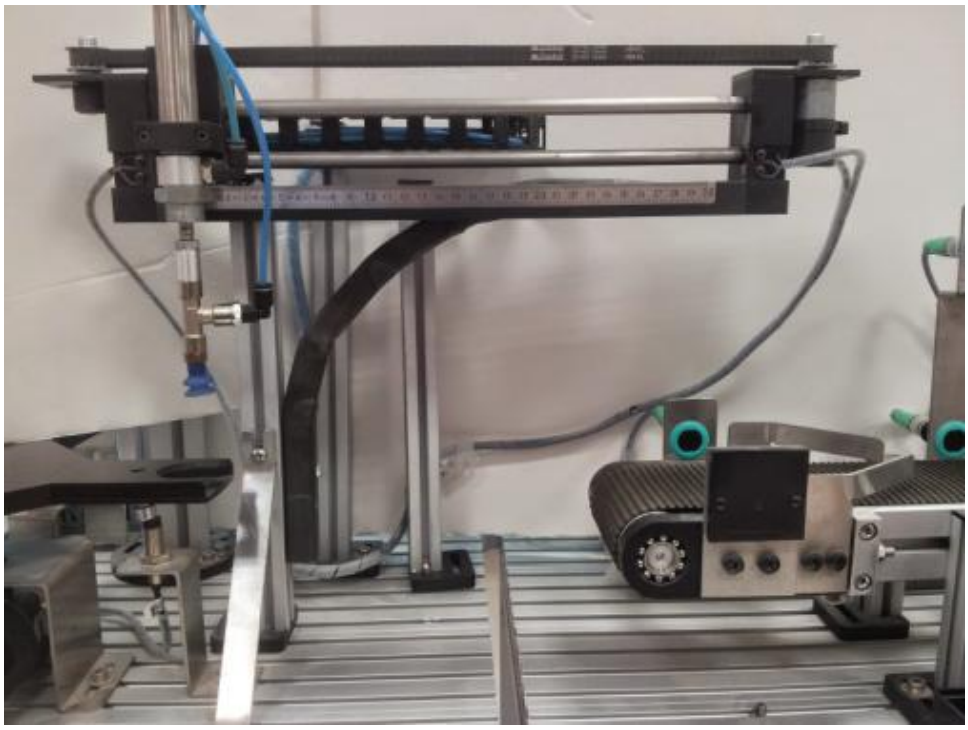
Tasarım 2 modeline ait 3 eksenden elde edilen deplasman verilerine ait genlik ve karekök ortalama (RMS) değerleri yukarıdaki tabloda (Tablo 4.10.) verilmiştir. Bu değerlerin mevcut sistem ile yüzde fark karşılaştırması Tablo 4.11.' de verilmiştir. Bu değerlere bakıldığında tasarım 2 modeli x ekseni salınımı tasarım 1 modelinden biraz arttığı görülmektedir. Y eksenine bakıldığında diğer tasarımlara göre en düşük ivme genlik değerinin tasarım 2 modelinde elde edildiği görülüyor. Y ekseninin karekök ortalama (RMS) değeri ise diğer tasarımlar ile benzerlik göstermektedir, mevcut sisteme göre daha iyi olduğu yüzde farkından görülüyor. Tasarım 2 modelinin z ekseni değerleri diğer sistemlere göre en düşük değerleri veriyor. Tasarım 2'nin PSD grafiklerine bakıldığında titreşim enerjisinin arttığı görülmektedir. Sonuç olarak tasarım 2 modeli deplasman salınımı olarak iyi bir performans göstermesine rağmen titreşim enerjisi arttığı için ömür olarak kötü bir performans sergilemiştir.

### 4.4. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 3 Modeli için Deneysel Modal Analizleri

Mevcut otomatik taşıma sisteminin modal tasarım (kütle/direngenlik eniyilenmesi yaklaşımı) ile CAD modelinin yeniden tasarlanması ile oluşturulan tasarım 3 isimli model Şekil 4.28.'de gösterilmektedir. Şekil 4.29.'da tasarım 3 modelinin montaj yapılmış prototipi görülmektedir. Modelin yatay direngenliğini ve eğilme momenti dayanımını artırmak için tasarım 3 modelinde iki adet yan dayama ve kemer şeklinde bir yapı eklenmiştir. CAD tasarımı yapılan bu yeni yapılar üretilmiş ve mevcut sisteme takılmıştır. Bu şekilde deneysel modal analizler gerçek yapı üzerinde yapılabilmiştir. Yapılan modal analizlerin sonuçları aşağıdaki LMS stabilizasyon grafiğinde (Şekil 4.30.) gösterilmektedir.



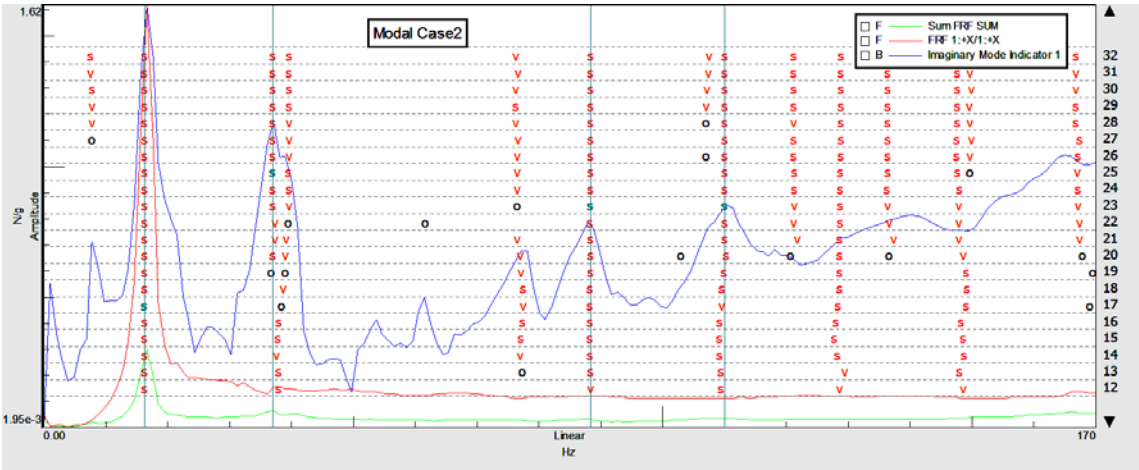

**Şekil 4.28.** Tasarım 3 CAD modeli



**Şekil 4.29.** Tasarım 3 prototipi

Tasarım 3 modeli için elde edilen deneysel modlar aşağıdaki tabloda (Tablo 4.12.) verilmiştir. Tasarım 3 modelinde tabloda görüldüğü şekilde mevcut sisteme göre bütün modlarda son derece önemli iyileştirmeler yapılmıştır. Otomatik taşıma sistemi doğal frekansları çalışma anında sistemin karşılaşabileceği ve rezonans oluşmasına sebep olabilecek frekanslardan uzaklaşarak, sistem daha kararlı hale gelmiştir. Tasarım

3 modelinde ilk iki mod şekli aynı kalırken yapıda yapılan değişiklikten dolayı 3. mod burkulma moduna dönüşmüştür.




**Şekil 4.30.** Tasarım 3 LMS stabilizasyon grafiği

**Tablo 4.12.** Tasarım 3 modeli için deneysel modal analiz sonuçları

| Modlar | DENEYSEL (LMS) | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|
| **Mode 1** | 16.36 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 36.98 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 88.43 Hz | Burkulma |
| **Mode 4** | 110.08 Hz | Burulma |

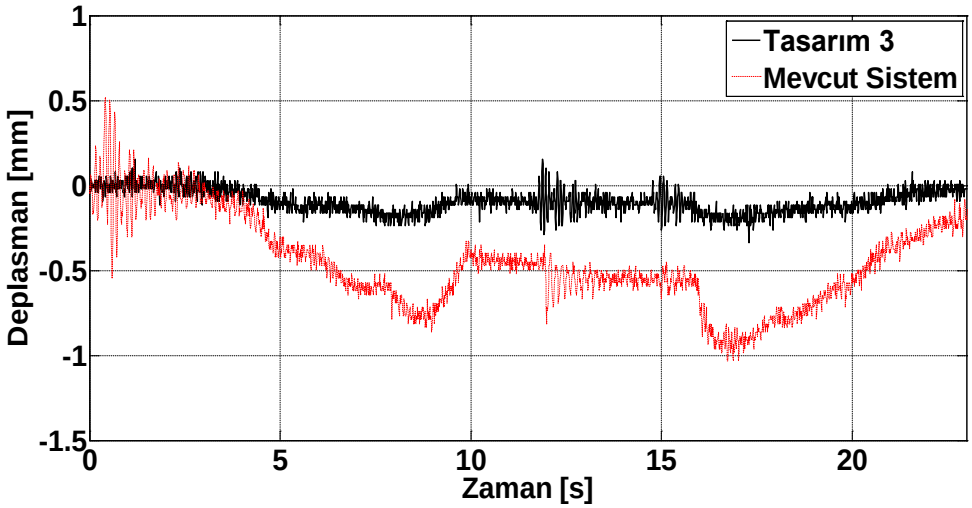
Tasarım 3 modeline ait deneysel modal analizden elde edilen mod sönümleme oranları Tablo 4.13.'te gösterilmektedir.

**Tablo 4.13.** Tasarım 3 modeli için deneysel modların sönümleme oranları

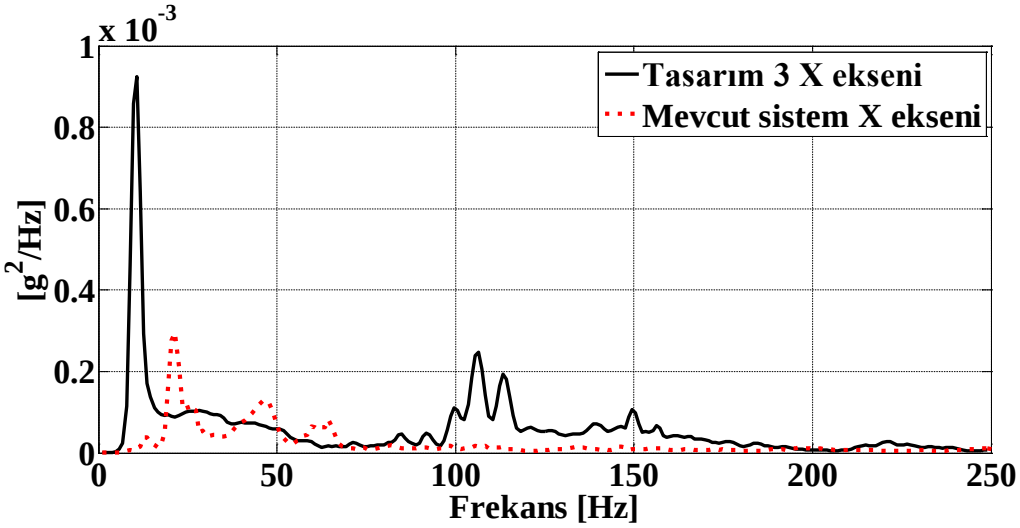
| Modlar | Mod Sönümleme Oranları (LMS) |
|---|---|
| **Mode 1** | 2.40 % s |
| **Mode 2** | 2.26 % s |
| **Mode 3** | 2.24 % s |
| **Mode 4** | 2.38 % s |

### 4.4.1. Tasarım 3 modeli otomatik taşıma sistemi deplaman grafikleri

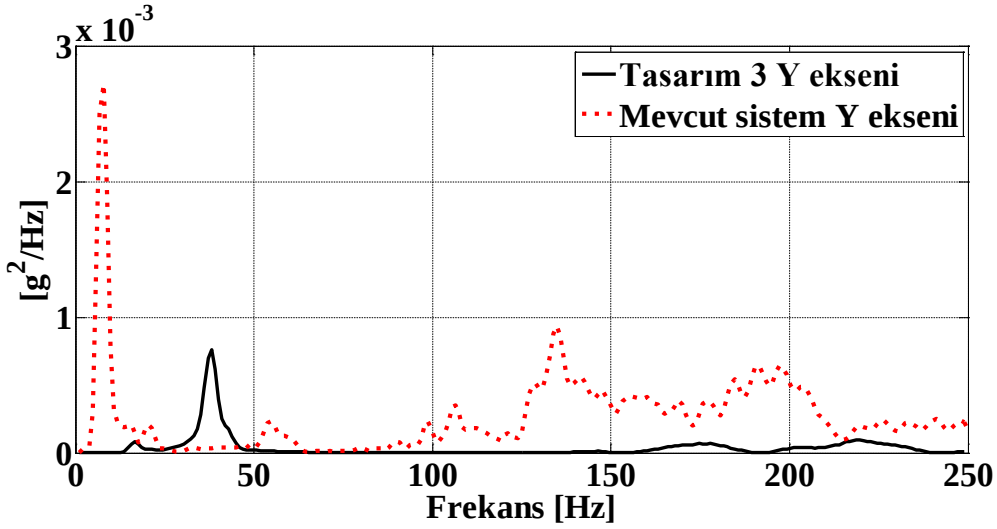
Tasarım 3 modeli ile mevcut otomatik taşıma sisteminin karşılaştırmalı 3 eksenli deplasman grafikleri ile güç spektrum yoğunluk grafikleri aşağıda verilmektedir.



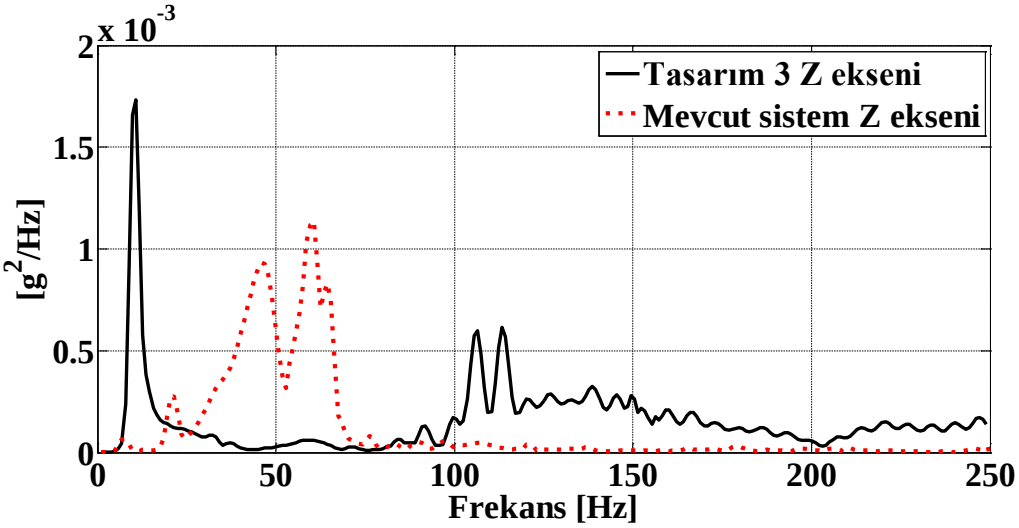

**Şekil 4.31.** Tasarım 3 lazer deplasman ile Y ekseni karşılaştırma



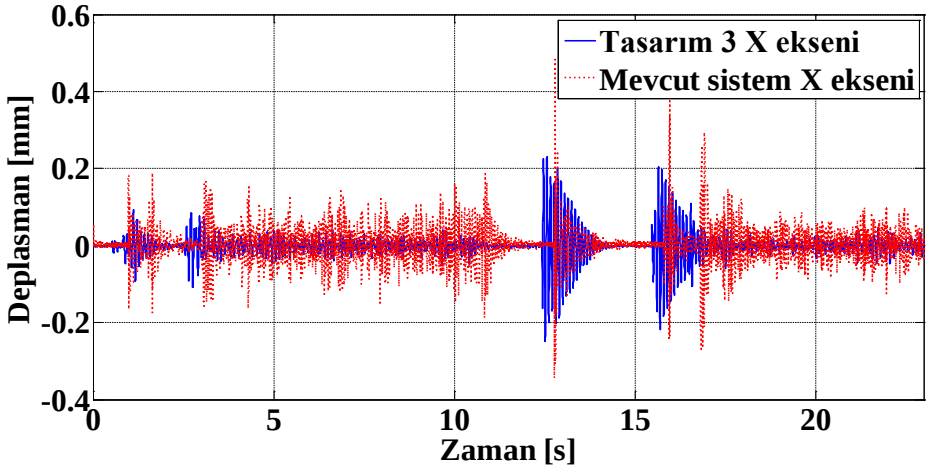

**Şekil 4.32.** Tasarım 3 X ekseni güç spektrum karşılaştırma



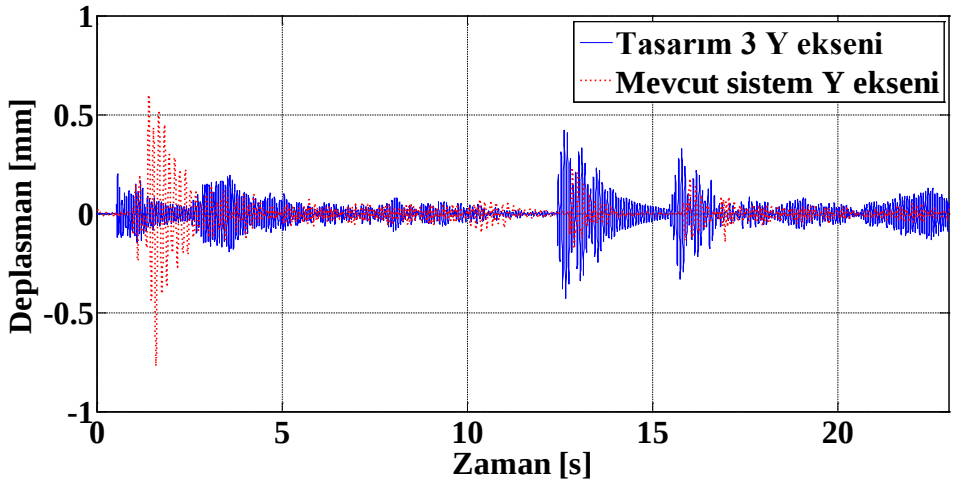

**Şekil 4.33.** Tasarım 3 Y ekseni güç spektrum karşılaştırma



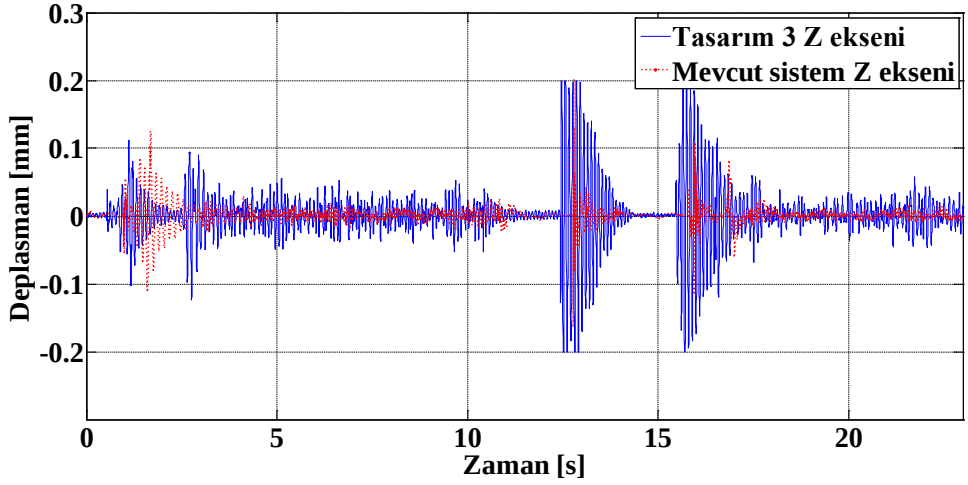

**Şekil 4.34.** Tasarım 3 Z ekseni güç spektrum karşılaştırma




**Şekil 4.35.** Tasarım 3 ivme X ekseni karşılaştırma




**Şekil 4.36.** Tasarım 3 ivme Y ekseni karşılaştırma




**Şekil 4.37.** Tasarım 3 ivme Z ekseni karşılaştırma

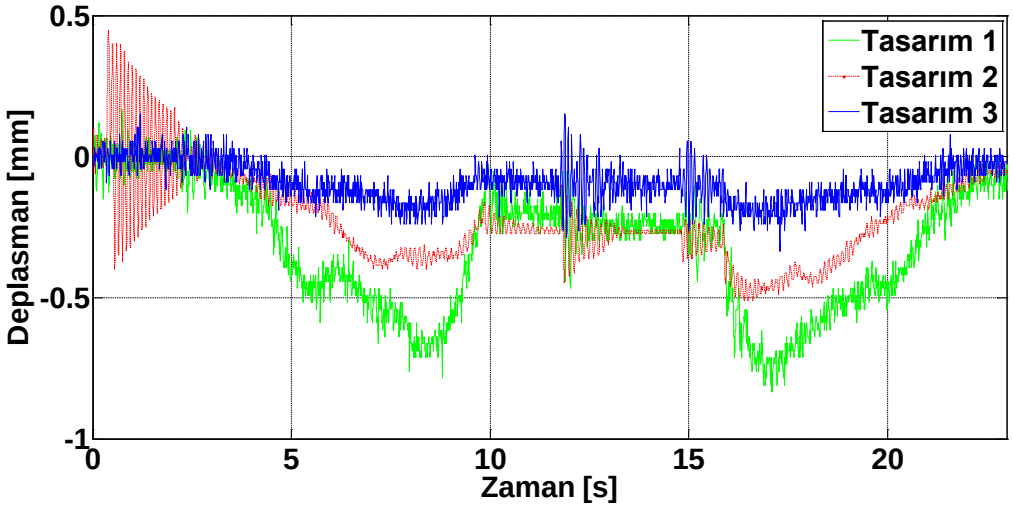
**Tablo 4.14.** Tasarım 3 Genlik ve karekök ortalama (RMS) Değerleri

| Tasarım 3 | Genlik [mm] | Karekök Ortalama (RMS) |
|---|---|---|
| **X ekseni** | 0,23920 | 0,03630 |
| **Y ekseni** | 0,42407 | 0,06796 |
| **Z ekseni** | 0,27177 | 0,04155 |

Tablo 4.14.'te tasarım 3 modelinin genlik ve karekök ortalama (RMS) değerleri verilmiştir. Tablo 4.15.'te de bu değerlerin mevcut sistem ile yüzde karşılaştırma değerleri verilmiştir. Bu değerlere bakıldığında X ekseninde tasarım 3 modelinde genlik ve RMS değerlerinin arttığı görülüyor. Taşıma sistemi malzeme almada ve bırakmada grafiğe bakıldığında X ekseninde mevcut sistem ile benzer değerler verirken, malzeme taşınırken tasarım 3 modeli X ekseninin genliğinin daha fazla arttığı görülmektedir. Bu genlik artışı malzeme alma ve bırakmasında bu sistem konum hassasiyeti için ciddi bir sıkıntı oluşturmaktadır. Otomatik taşıma sisteminde en önemli eksen Y eksenidir. Bu eksenin değerlerine bakıldığında genlikte %12'lik bir azalma olduğu, buna karşın karekök ortalama (RMS) değerinin %4 arttığı görülmüştür. Y ekseninde tasarım 3 modeli için taşıma sistemi malzeme alırken genliğin mevcut sisteme göre son derece düşük olduğu görülüyor. Bu da taşıma sisteminde malzeme alırken konum hassasiyetinin artmasını ve sistemin malzemeyi daha rahat bir şekilde alması sağlamıştır. Bu yüzden Y ekseninde gözlemlenen genlik ve RMS değerleri sistemin eniyileştirmesi bakımından yeterli olduğu anlaşılmıştır. Z eksenine bakıldığında genlik ve RMS değerlerinin mevcut sisteme göre arttığı görülmüştür. Fakat malzeme almada ve bırakmada mevcut sistem ile benzer davranışı göstermesi genlik değerlerinin malzeme taşınırken yükseldiğini göstermektedir. Bu da konumlama hassasiyetine çok zarar vermeyen bir durum olduğu için tolere edilebilir bir düzeyde olduğu görülmüştür.

**Tablo 4.15.** Tasarım 3 modeli, mevcut sistem ile deplasman karşılaştırması

| Tasarım 3 | Genlik Yüzde Farkı | RMS Yüzde Farkı |
|---|---|---|
| **X ekseni** | -86,5% | -26,8% |
| **Y ekseni** | -61,2% | -2,3% |
| **Z ekseni** | 32,7% | 67,0% |

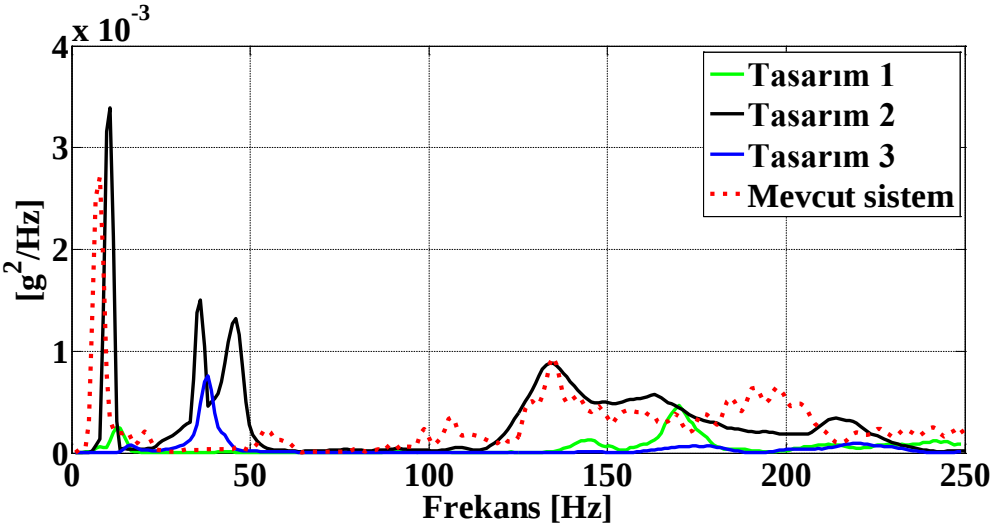



**Şekil 4.38.** Bütün tasarımların lazer deplasman ile Y ekseni karşılaştırma

Prototipi hazırlanarak testlerin yapıldığı üç tasarımında lazer deplasman ölçüm sensörü ile yapılan Y ekseni deplasman ölçümleri Şekil 4.38.'de birlikte verilmiştir. Yapılan bu ölçümlerin genlik ve karekök ortalama (RMS) değerleri aşağıdaki Tablo 4.16.'da verilmiştir. Yukarıdaki şekle ve aşağıdaki tabloya bakıldığında yapılan iyileştirmeler net olarak görülmektedir. Mevcut sistemin çalışma anında oluşturduğu Y eksenindeki 0,7766 mm'lik genlik değeri yapılan çalışmalarla 0,24414 mm seviyesine kadar indirgenebilmiştir. Bu da sistemin Y ekseninde daha kararlı çalışabilecek bir hale geldiğini göstermektedir.

**Tablo 4.16.** Bütün tasarımların genlik ve Karekök Ortalama (RMS) değerlerinin karşılaştırması

| Lazer veriler için | Genlik [mm] | Karekök Ortalama (RMS) |
|---|---|---|
| **Tasarım 1** | 0,50049 | 0,3658 |
| **Tasarım 2** | 0,47985 | 0,26704 |
| **Tasarım 3** | 0,24414 | 0,11289 |
| **Mevcut Sistem** | 0,7766 | 0,5072 |

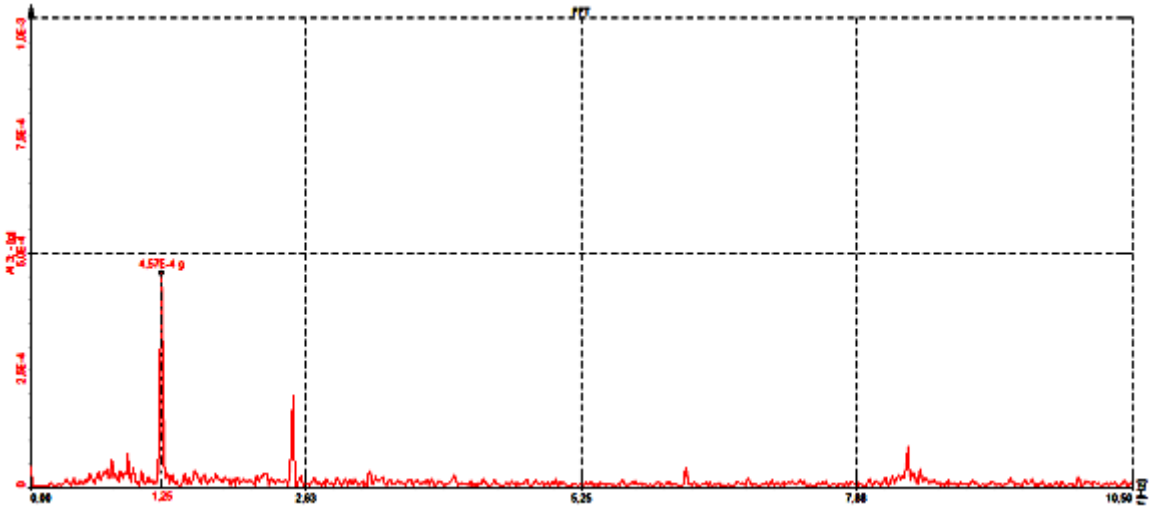



**Şekil 4.39.** Bütün sistemlerin Y ekseni güç spektrum yoğunluğu karşılaştırması

Yukarıdaki Şekil 4.39.'da dört sisteminde Y ekseninde oluşturdukları güç spektrum yoğunlukları (power spektrum density, PSD) verilmektedir. Mevcut sistem ile tasarım 2 modelinin 1. modları birbirine yakın olduğu için güç spektrum yoğunluğu grafiğinde ilk başta benzer davranış sergilemişlerdir. Tasarım 1 ve tasarım 3 modelleri mevcut sistemden daha düşük yoğunluklu bir güç spektrum grafiği oluşturmuşlardır. Bu da tasarım 1 ve tasarım 3 modellerinin daha düşük titreşim enerjisine sahip olduğunu göstermektedir.

### 4.5. Motor Verileri

Titreşimle ile çalışan sistemler için sisteme tahrik veren motor gibi parçaların çalışma frekansları bu sistemlerin kararlılıkları açısından önemlidir. Mevcut otomatik taşıma sisteminde bir adet motor bulunmaktadır ve sisteme tahriki bu motor vermektedir. Sistemde bulunan motorun çalışma frekansı ivmeölçer yardımı ile FFT (Hızlı Fourier dönüşümü) grafiği alınarak bulunmuştur. Buna göre motorun çalışma frekansı aşağıdaki FFT grafiğinde (Şekil 4.30.) görüldüğü şekilde 1.25 Hz olarak belirlenmiştir.




**Şekil 4.40.** Motor FFT grafiği

# 5. OTOMATİK TAŞIMA SİSTEMİ SAYISAL ANALİZLERİ

Otomatik taşıma sisteminin bütün tasarımlarına ait sayısal modal analizler gerçekleştirilmiştir. Sayısal model için Ansys [Ansys, R15.0] yazılımı kullanılarak sistemin sonlu eleman analizleri yapılmıştır.

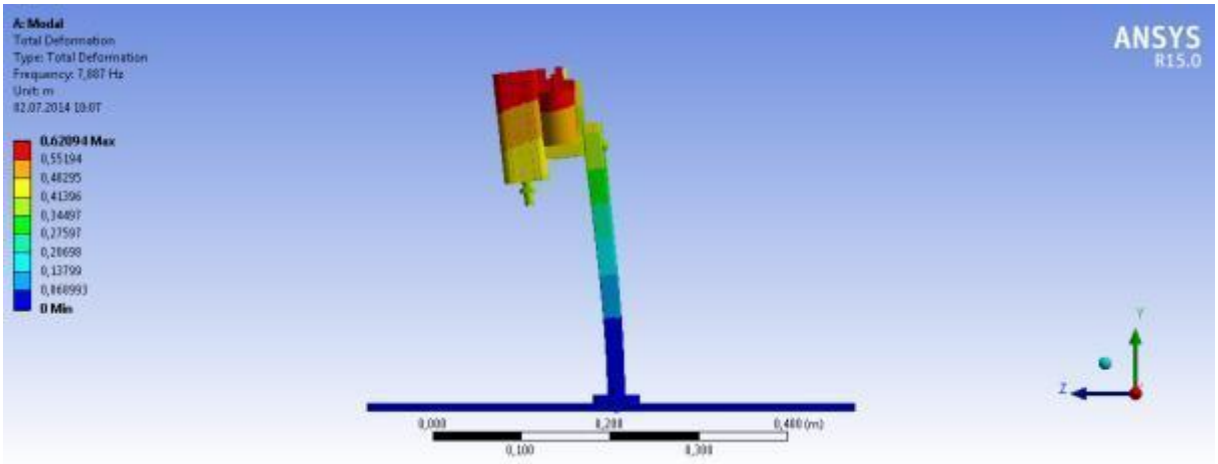
## 5.1. Mevcut Otomatik Taşıma Sistemi Sayısal Modal Analizleri

Mevcut otomatik taşıma sistemine ait Ansys programından elde edilen sayısal modal analiz sonuçlarından ilk dört mod ve mod şekilleri Tablo5.1.'de verilmiştir.

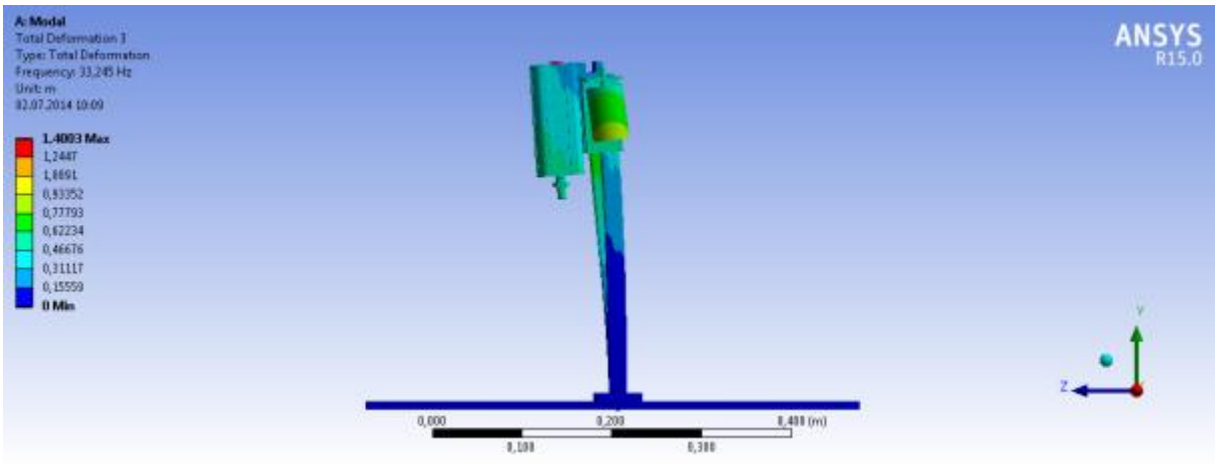
**Tablo 5.1.** Mevcut sistem için sayısal modal analiz sonuçları

| Mevcut sistem | NUMERİK (ANSYS) | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|
| **Mode 1** | 7,88 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 14,57 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 33,24 Hz | Burulma |
| **Mode 4** | 48,80 Hz | Burkulma |

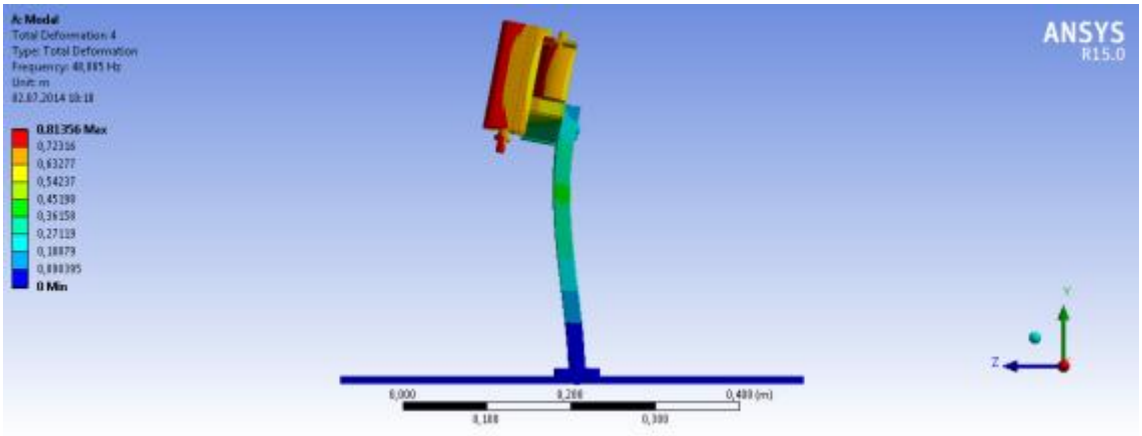
Sonlu elemanlar yöntemi ile Ansys programından alınan mod şekilleri aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir.



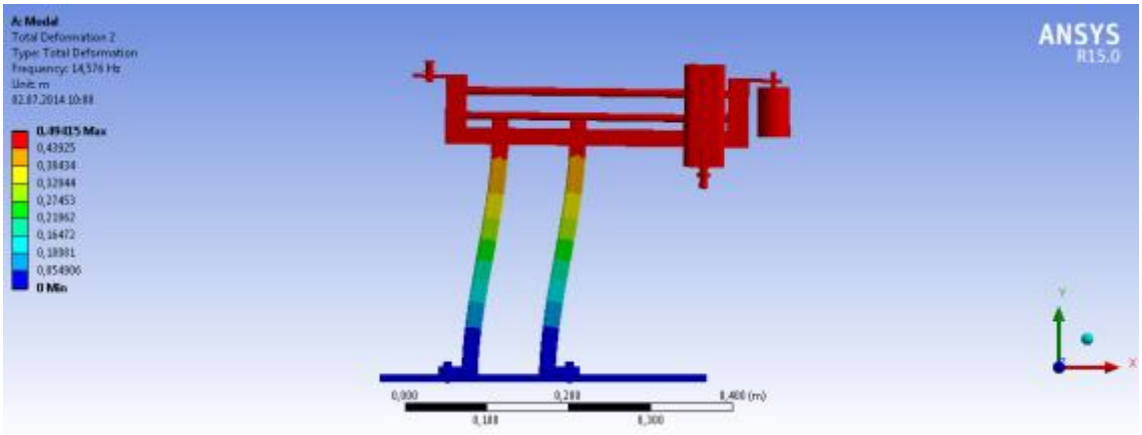

**Şekil 5.1.** Mevcut taşıma sistemi birinci eğilme modu (7,88 Hz)




**Şekil 5.2.** Mevcut taşıma sistemi dikey eğilme modu (14,57 Hz)




**Şekil 5.3.** Mevcut taşıma sistemi burulma modu (33,24 Hz)




**Şekil 5.4.** Mevcut taşıma sistemi burkulma modu (48,8 Hz)

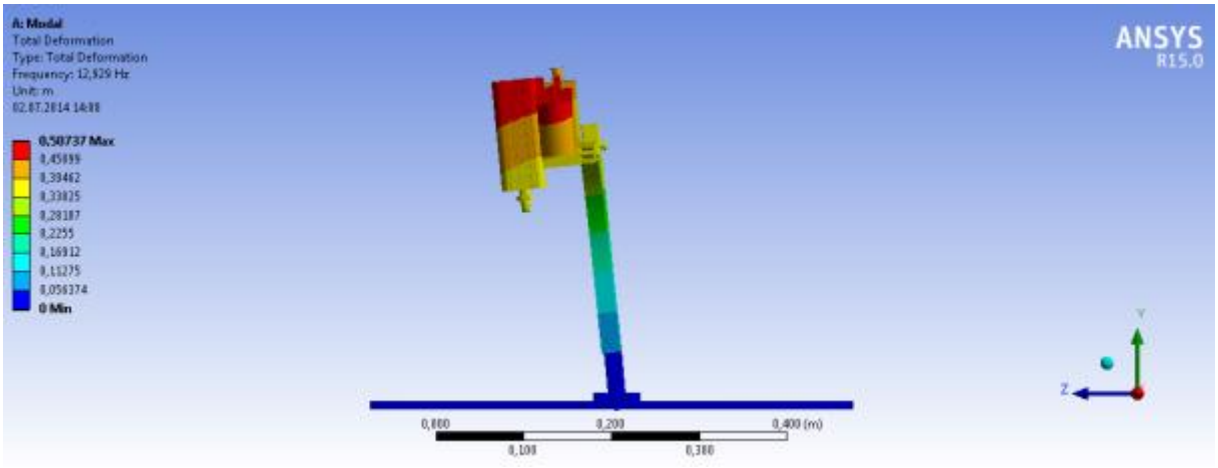
## 5.2. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 1 Modeli için Sayısal Modal Analizleri

Otomatik taşıma sistemi tasarım 1 modeline ait Ansys programından elde edilen sayısal modal analiz sonuçlarından ilk dört mod ve mod şekilleri Tablo5.2.'de verilmiştir.

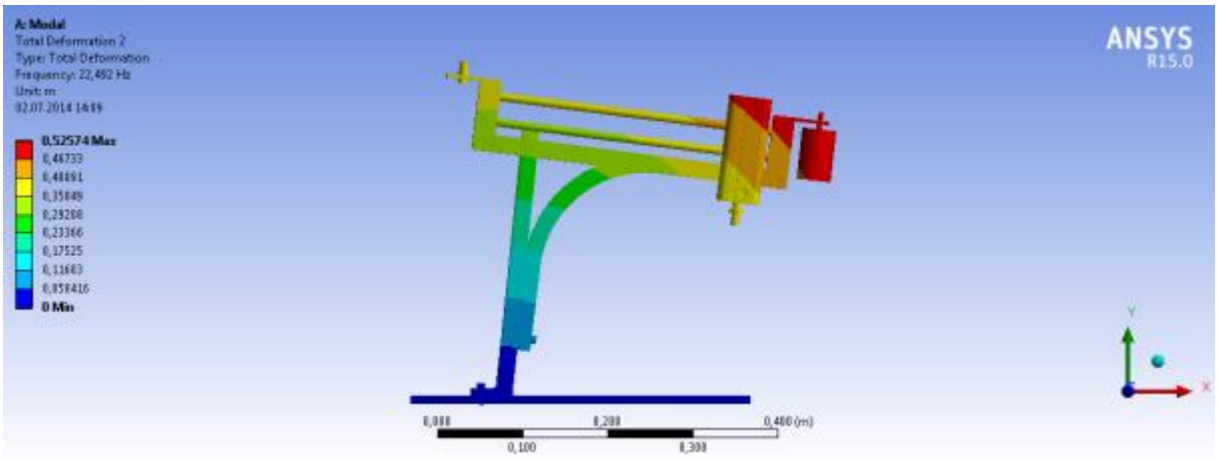
**Tablo 5.2.** Tasarım 1 modeli için sayısal modal analiz sonuçları

| Tasarım 1 | NUMERİK (ANSYS) | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|
| **Mode 1** | 12.92 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 22.49 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 73.83 Hz | Burulma |
| **Mode 4** | 115.14 Hz | Burkulma |

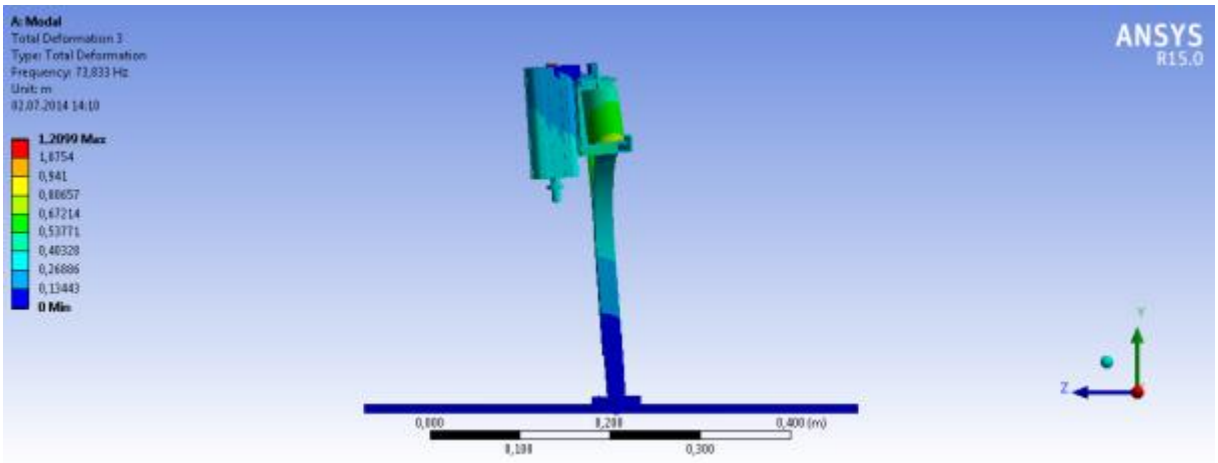
Sonlu elemanlar yöntemi ile Ansys programından alınan mod şekilleri aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir.



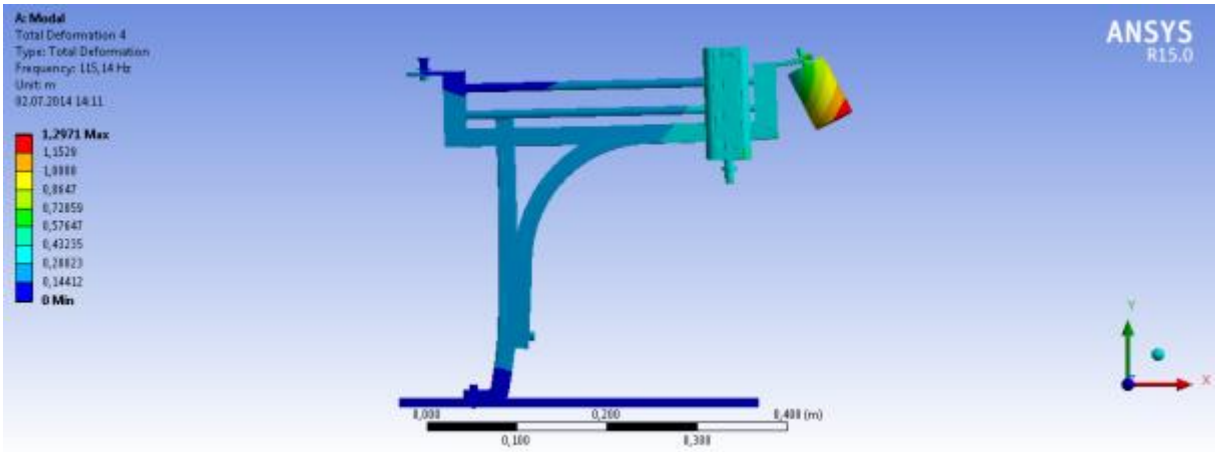

**Şekil 5.5.** Tasarım 1 yatay eğilme modu (12.92 Hz)




**Şekil 5.6.** Tasarım 1 dikey eğilme modu (22.49 Hz)




**Şekil 5.7.** Tasarım 1 burulma modu (73.83 Hz)




**Şekil 5.8.** Tasarım 1 burkulma modu (115.14 Hz)

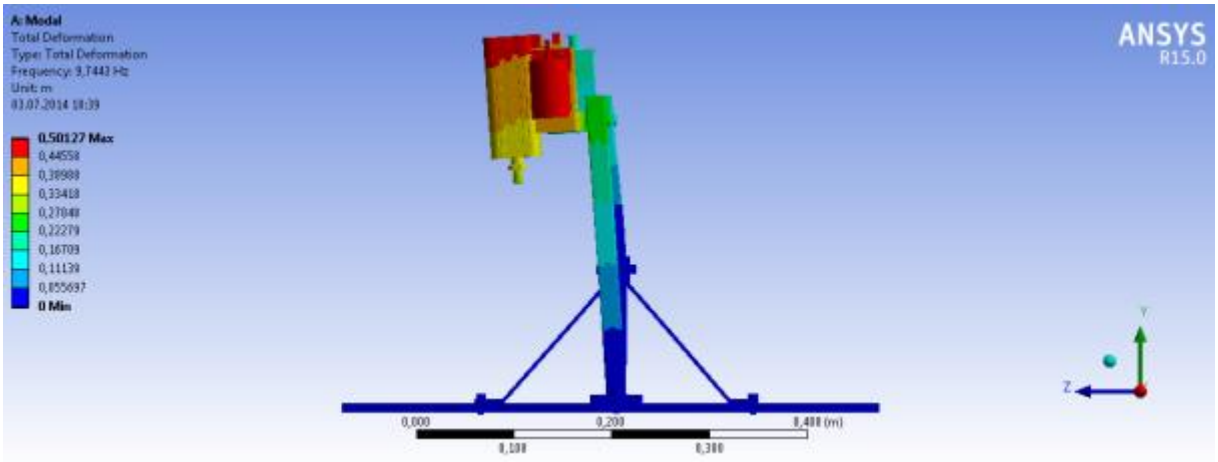
## 5.3. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 2 Modeli için Sayısal Modal Analizleri

Otomatik taşıma sistemi tasarım 2 modeline ait Ansys programından elde edilen sayısal modal analiz sonuçlarından ilk dört mod ve mod şekilleri Tablo 5.3.'te verilmiştir.

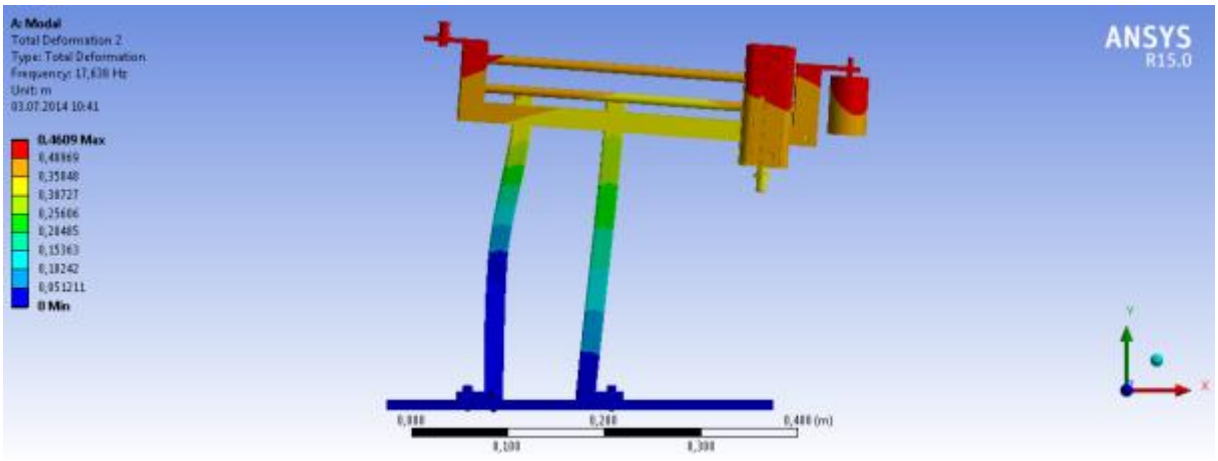
**Tablo 5.3.** Tasarım 2 modeli için sayısal modal analiz sonuçları

| Tasarım 2 | NUMERİK (ANSYS) | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|
| **Mode 1** | 9.74 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 36.28 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 51.06 Hz | Burulma |
| **Mode 4** | 103.81 Hz | Burkulma |

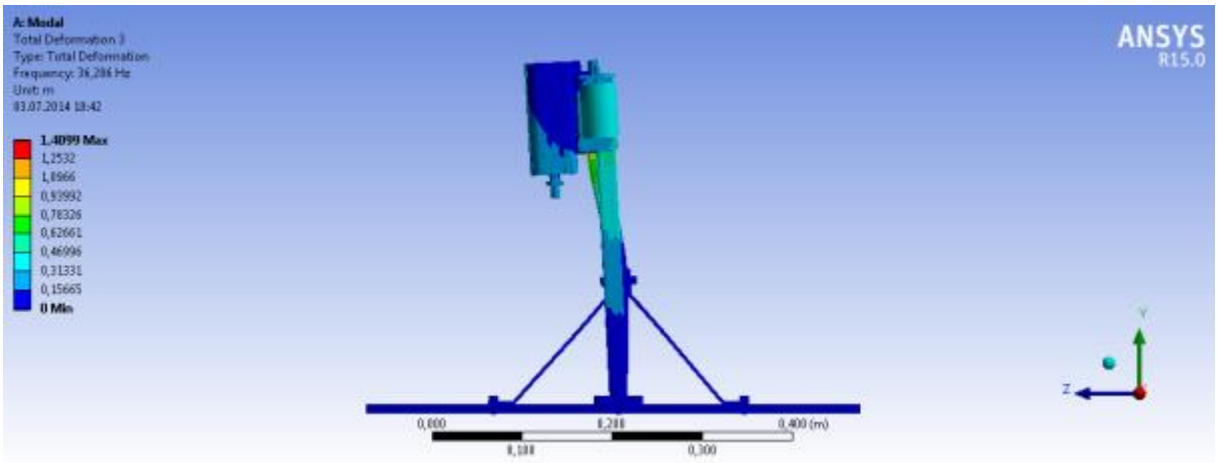
Sonlu elemanlar yöntemi ile Ansys programı kullanılarak elde edilen mod şekilleri aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir.



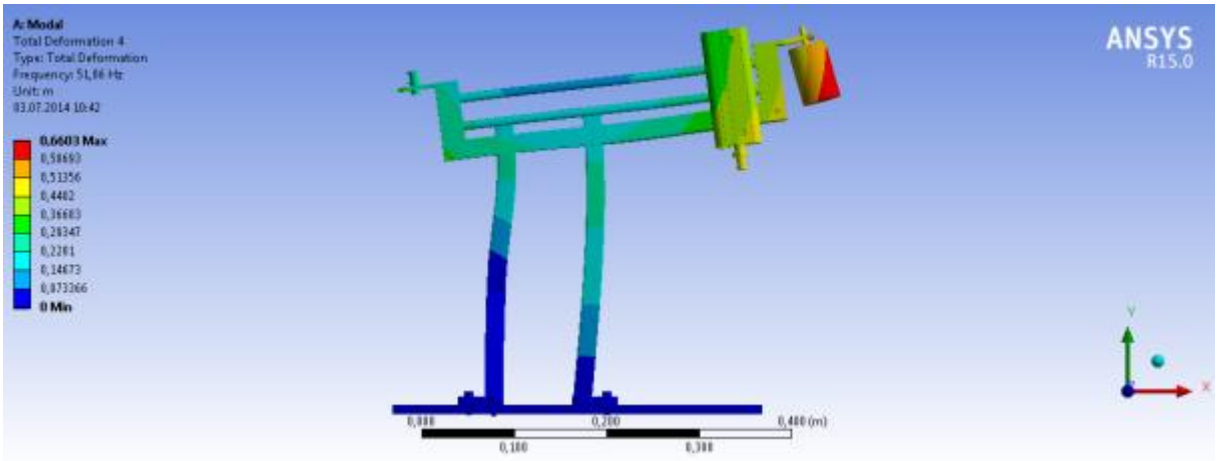

**Şekil 5.9.** Tasarım 2 yatay eğilme modu (9.74 Hz)




**Şekil 5.10.** Tasarım 2 dikey eğilme modu (36.28 Hz)




**Şekil 5.11.** Tasarım 2 burulma modu (51.06 Hz)




**Şekil 5.12.** Tasarım 2 burkulma modu (103.81 Hz)

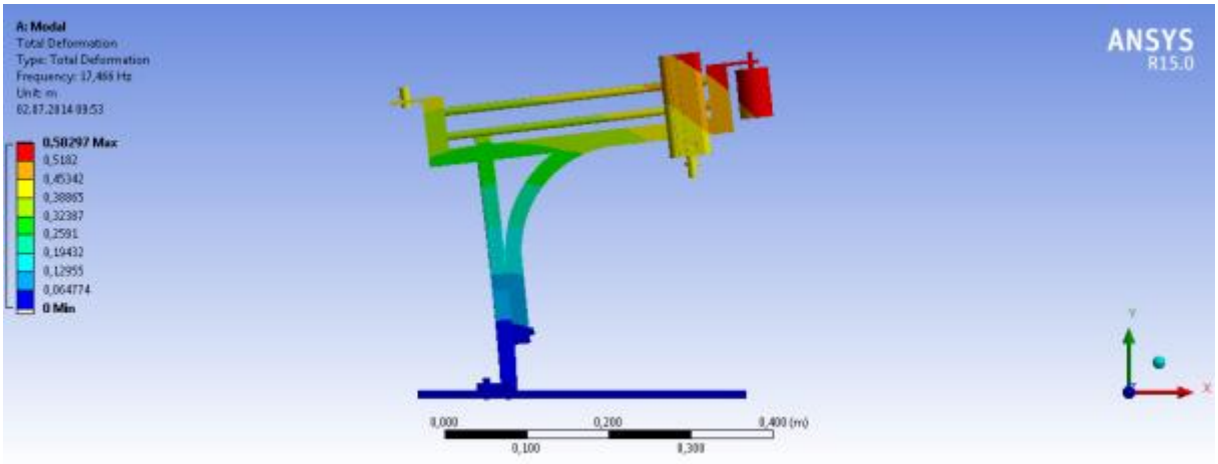
## 5.4. Otomatik Taşıma Sistemi Tasarım 3 Modeli için Sayısal Modal Analizleri

Otomatik taşıma sistemi tasarım 3 modeline ait Ansys programından elde edilen sayısal modal analiz sonuçlarından ilk dört mod ve mod şekilleri Tablo 5.4.'te verilmiştir.

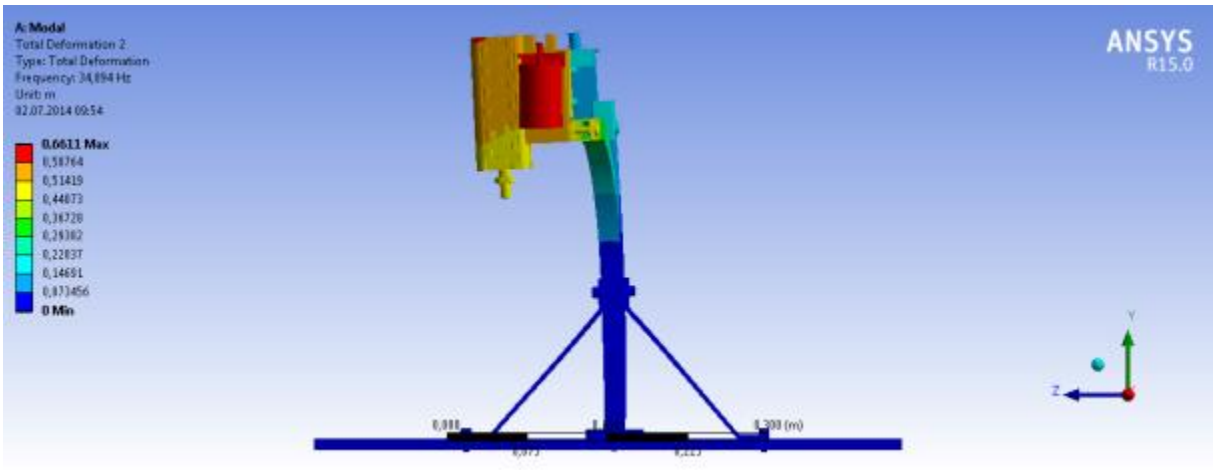
**Tablo 5.4.** Tasarım 3 modeli için sayısal modal analiz sonuçları

| Tasarım 3 | NUMERİK (ANSYS) | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|
| **Mode 1** | 17.46 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 34.89 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 88.82 Hz | Burkulma |
| **Mode 4** | 94.29 Hz | Burulma |

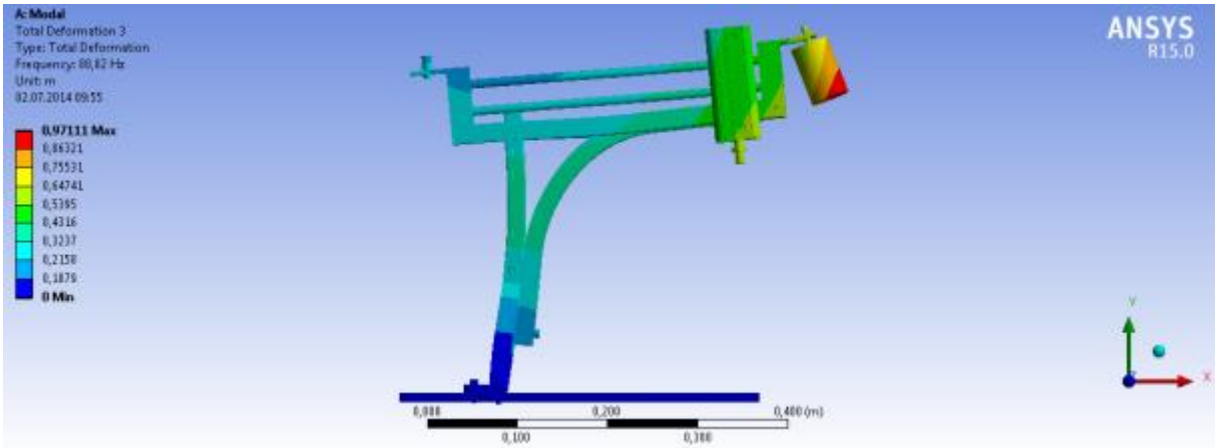
Sonlu elemanlar yöntemi ile Ansys programından alınan mod şekilleri aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir.



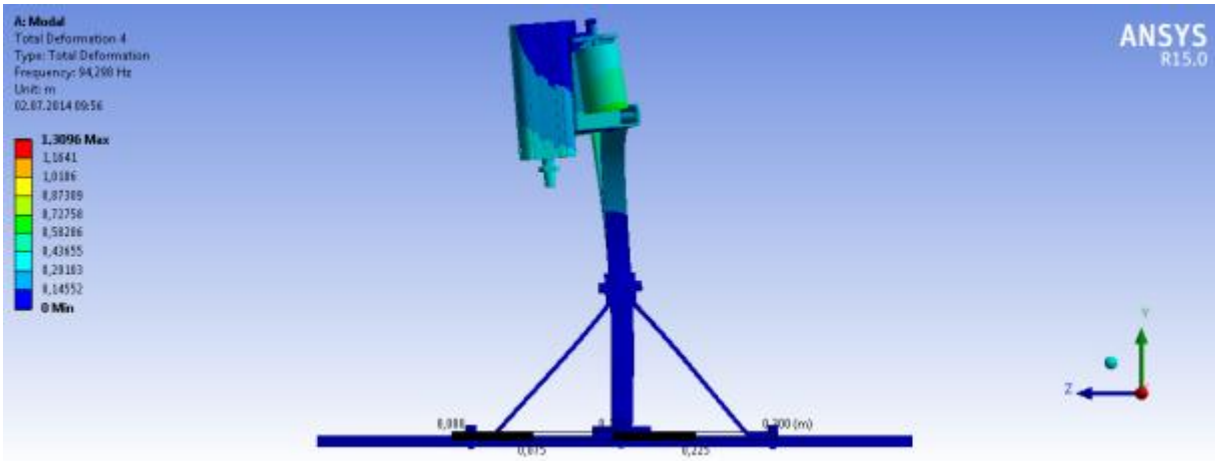

**Şekil 5.13.** Tasarım 3 dikey eğilme modu (17.46 Hz)




**Şekil 5.14.** Tasarım 3 yatay eğilme modu (34.89 Hz)




**Şekil 5.15.** Tasarım 3 burkulma modu (88.82 Hz)

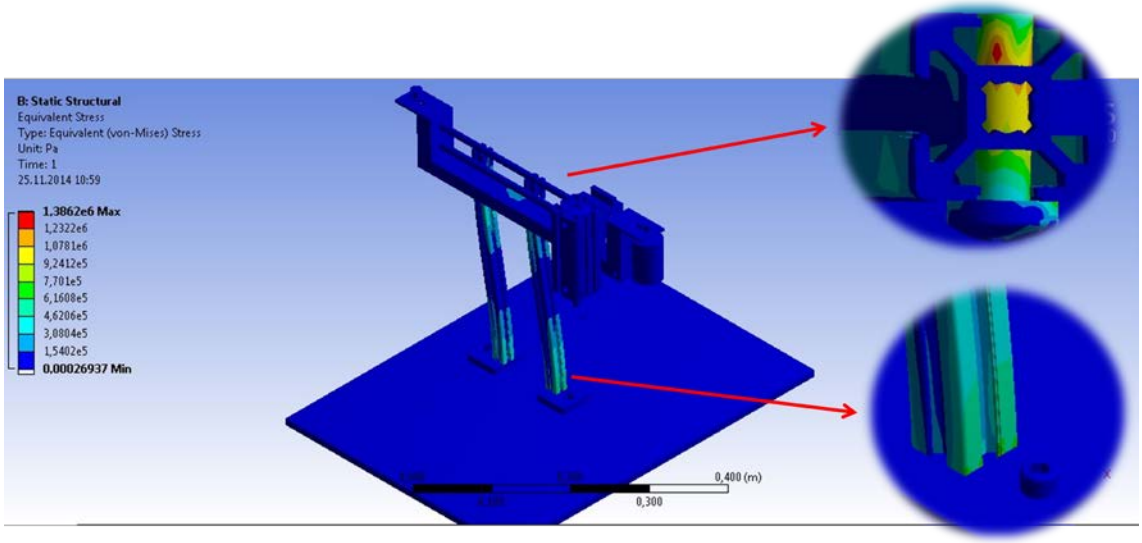



**Şekil 5.16.** Tasarım 3 burulma modu (94.29 Hz)

## 5.5. Otomatik Taşıma Sistemi Statik Analizleri

Otomatik taşıma sisteminin sayısal statik analizleri yine Ansys programında yapılmıştır. Statik analiz için otomatik taşıma sistemini tahrik eden etkenin bilinmesi gerekmektedir. Sistemi tahrik eden etken malzemelerin pnömatik vakum sistemi ile sistemin hareketini sağlayan motordur. Motorun tahrik değerini belirlemek için öncelikle tork değeri bilinmelidir. Motorun tork değerini belirlemek için bir takım hesaplamalar yapılması gerekmektedir. Bu hesaplar yapıldıktan sonra;

T= 10.42 N alınmıştır. (EK-1)




**Şekil 5.17.** Otomatik Taşıma Sisteminin vonMises gerilme dağılımı

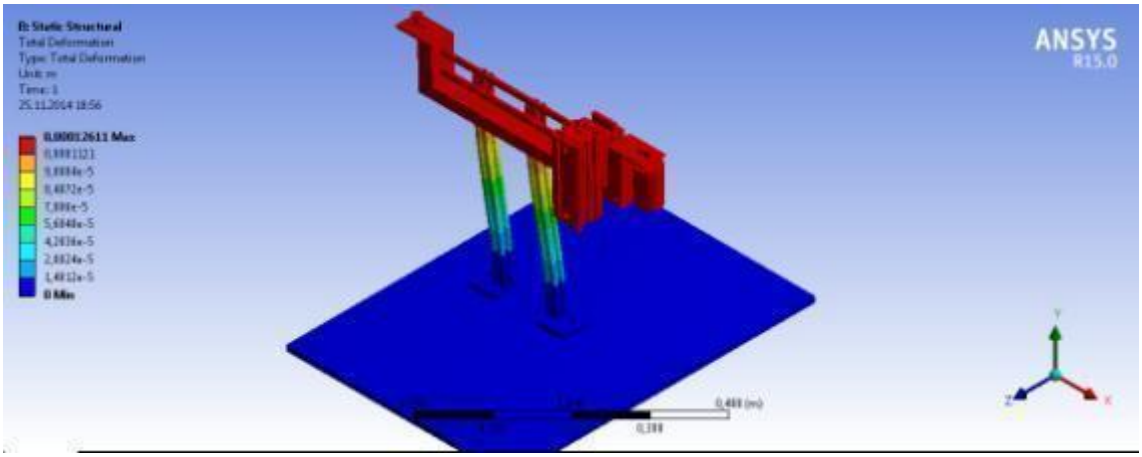
Motor tarafından sisteme verilen tahrik değeri 10.42N olarak hesaplandıktan sonra Ansys programında bu değer analiz parametrelerinde kuvvet değeri olarak girilmiştir. Otomatik taşıma sisteminde kullanılan malzeme değerleri girildikten sonra sonlu elemanlar ağı oluşturulmuştur. Bu işlemlerden sonra sistem Ansys programında çözdürülmüştür. Ansys programında statik analizi çözdürülen otomatik taşıma sisteminin vonMises gerilmeleri Şekil 5.17.'de gösterilmektedir.

Statik analizde vonMises kriterine göre sistemde en fazla gerilmenin taşıma sisteminin ayaklarında ve ikinci bağlantı ayağının üst kolona bağlandığı cıvatada oluştuğu Şekil 5.17.'den görülmektedir. Analiz sonucunda elde edilen maksimum ve minimum gerilme değerleri aşağıdaki Tablo 5.5.'te verilmiştir.

**Tablo 5.5.** Statik Analiz Gerilme değerleri

| Statik Analiz | Maksimum | Minimum |
|---|---|---|
| **Mevcut sistem** | 1,3MPa | 0,0002MPa |

Otomatik taşıma sisteminin statik analizi sonucunda elde edilen diğer bir veri de sistemin toplam deformasyon dağılımıdır. Şekil 5.18.'de sistemin toplam deformasyon dağılımı görülmektedir. Buna göre sistemde en fazla deformasyon pnömatik silindirin ve dc motorun çalıştığı kısımda olmaktadır.




**Şekil 5.18.** Otomatik Taşıma Sisteminin toplam deformasyon dağılımı

# 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

## 6.1. Sonuçlar

Günümüzde sayısal model yöntemleri mühendislik problemlerini en iyi şekilde çözmek amacıyla kullanılmaktadır. Gerçek problemleri modellemede sonlu elemanlar yöntemi, sayısal model yöntemleri içinde en yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biridir. Sonlu elemanlar yöntemi ne kadar gerçekçi olursa, mühendisler içinde en iyi çözümü bulma fırsatı o kadar yakın olur. Bu yüzden sonlu elemanlar yöntemi ile modellenen yapıların deneysel sonuçlar ile doğrulanması gerekmektedir.

Bu tezde otomatik taşıma sistemi adında bir yapı sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmiş ve deneysel verilerden elde edilen sonuçlar ile sayısal model güncellenmiştir. Sonlu elemanlar modelini doğrulamak ve güncellemek için deneysel modal analizler yapılmıştır. Parametreler olarak geometrik modelleme, doğal frekanslar, salınım şekilleri, sönümleme miktarları elde edilmiştir. Sinyal analizi ile tahrik frekansları da elde edilerek, modal tasarım ile yapının doğal frekansları, tahrik frekanslarının bandından dışında olacağı yeni tasarımlar geliştirilmiştir. Deneysel modal testte tahrik için çekiç kullanılmış ve ivme verileri sistemin 3 noktasına konulmuş ivmeölçerlerden elde edilmiştir. Ayrıca sistemin çalışma anında hem lazer ölçümleri hem de titreşim verileri alınarak sistemdeki deplasman sapmaları 3 eksende hesaplanmıştır. Deneysel modal analizden elde edilen mod şekillerine ve doğal frekanslara göre sistemi eniyilemeye yönelik 3 tip tasarım gerçekleştirilmiştir.

Geliştirilen yeni tasarımlar için hem sonlu elemanlar yöntemi ile hem de deneysel modal analiz yöntemi ile modal analizler yapılmıştır. Yapılan analizler mevcut sistem ile karşılaştırılarak gerçekleşen iyileşmeler karşılaştırma tablolarında gösterilmiştir. Tasarlanan her bir sistem için 3 eksende, mevcut sistem ile karşılaştırmalı deplasman grafikleri oluşturulmuştur. Deplasman grafiklerinin genlik ve karekök ortalama değerleri hesaplanmış ve mevcut sistem ile karşılaştırmalı yüzde fark değerlerini gösteren tablolar elde edilmiştir. Ayrıca mevcut sistem ve yeni tasarımların ivme verilerinden üç eksen için de güç spektrum yoğunluğu (power spectral density, PSD) grafikleri elde edilerek mevcut sistemde yapılan iyileşme incelenmiştir.

Deneysel modal analizden ve sonlu elemanlar yönteminden elde edilen mod şekillerini ve doğal frekanslarını karşılaştırırken bazı hatalar ile karşılaşılmış ve iki yöntem sonuçlarının her zaman bir birini doğrulamadığı görülmüştür. Bu hata genellikle sayısal modelden kaynaklanmıştır. Ancak yapının doğrusal olmaması, yetersiz ya da

zayıf sinyal-gürültü vb. nedenlerle deneysel sonuçlarda da hatalar olabilmektedir. Sayısal modelde değişiklikler yaparak hatalar en aza indirilmeye çalışılmıştır. Fakat bu hataların düzeltilmeye çalışılması yeni problemleri beraberinde getirmiştir ve bu durumlarda hataları indirgemek zor olmuştur.

Bazı durumlarda bir veya iki doğal frekans diğer doğal frekanslardan daha önemli olabilmektedir. Örneğin otomatik taşıma sisteminde birinci eğilme modunun diğer modlardan daha önemli olması gibi. Bu yüzden yeni tasarımlar yapılırken önemsenen modlarda iyileştirme yapılması amaçlanmıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda mevcut otomatik taşıma sistemi ile 3 farklı tasarımın hem deneysel modal analiz hem de sayısal modal analiz ile elde edilen doğal frekansları Tablo 6.1. ve Tablo 6.2.'de verilmiştir.

**Tablo 6.1.** Deneysel Modal Analiz sonuçlarının karşılaştırılması

| DENEYSEL MODAL ANALİZ | Mevcut Sistem | Tasarım 1 | Tasarım 2 | Tasarım 3 | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|---|---|---|
| **Mode 1** | 7.76 Hz | 12.48 Hz | 9.21 Hz | 16.36 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 15.43 Hz | 22.35 Hz | 33.03 Hz | 36.98 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 36.59 Hz | 82.76 Hz | 69.87 Hz | 88.43 Hz | Burulma |
| **Mode 4** | 58.58 Hz | 118.35 Hz | 82.68 Hz | 110.08 Hz | Burkulma |

**Tablo 6.2.** Sayısal Modal Analiz sonuçlarının karşılaştırılması

| SAYISAL MODAL ANALİZ | Mevcut Sistem | Tasarım 1 | Tasarım 2 | Tasarım 3 | MOD ŞEKLİ |
|---|---|---|---|---|---|
| **Mode 1** | 7,88 Hz | 12.92 Hz | 9.74 Hz | 17.46 Hz | Eğilme |
| **Mode 2** | 14,57 Hz | 22.49 Hz | 36.28 Hz | 34.89 Hz | Eğilme |
| **Mode 3** | 33,24 Hz | 73.83 Hz | 51.06 Hz | 88.82 Hz | Burulma |
| **Mode 4** | 48,80 Hz | 115.14 Hz | 103.81 Hz | 94.29 Hz | Burkulma |

Yukarıdaki tablolara bakıldığında her bir yeni tasarımda farklı iyileştirmelerin elde edildiği görülmüştür. Tasarım 1 modeline kemer şeklinde bir yapı konulması mevcut sisteme göre bütün modlarda önemli bir iyileşmeyi beraberinde getirmiştir. Fakat bu iyileşme deplasman grafiklerine bakıldığında yeterli olmadığı görülmüştür. Bu yüzden tasarım 1 modelinden farklı olarak deplasman grafiğini iyileştirmek amacıyla

mevcut sisteme iki adet yan dayama eklenerek tasarım 2 modeli oluşturulmuştur. Bu modelde modal yönden tasarım 1 modelinden düşük bir performans sergilemesine rağmen deplasman grafiği tasarım 1 modelinden daha iyi çıkmıştır. Tasarım 2 modelinin PSD grafiklerine bakıldığında mevcut sisteme göre titreşim enerjisinin arttığı görülmüştür. Bu da tasarım 2'nin mevcut sisteme göre deplasmanının azalmasına rağmen ömür olarak yeterli iyileşme sağlayamadığını göstermektedir. Sistemin robust tasarımı için bu iki tasarımında birleştiği bir tasarımın daha iyi sonuçlar vereceği düşünülmüştür. Böylece tasarım 3 modeli geliştirilmiştir. Nitekim titreşim karakteristikleri (doğal frekans, sönümleme oranı ve salınım şekli), deplasman verileri ve PSD titreşim verileri bakımından tasarım 3 modelinin en iyi sonucu verdiği analitik ve deneysel olarak ispatlanmıştır.

Yapılan bu çalışmalar sonucunda bir otomatik taşıma sisteminin deneysel ve sayısal modal analizleri yapılarak elde edilen verilerle sistemin pozisyonlama, direngenlik gibi yapısal özelliklerini mevcut sistemde yapılabilecek minimum modifikasyonlar kullanılarak sistemin eniyileştirmesi sağlanmıştır. Böylelikle yapıların titreşimi yapısal olarak kontrol altına alınarak konumlama sorunları, parça ilerleme hızı ile birlikte üretim performansını, artıracak ve dinamik etkilerden malzeme yorulmasını azaltacak bir yapı elde edilmiş olacaktır.

Bu çalışma ile sayısal teknikler yoluyla direk yöntemleri uygulamak için temel oluşturulmuştur. Ayrıca bu çalışmanın devamında bir yapının güncellenmesi için kütle ve rijitlik matrisleri oluşturulması amaçlanacaktır.

**KAYNAKLAR**

Altunel, F., 2009, Model updating of a helicopter structure using a newly developed correlation improvement technique, Yüksek lisans tezi, ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 44-50.

Arora, K. C.,Shinde V. V., 2007. Aspects of Materials Handling, Laxmi Publications, New Delhi.

Asminin, V., Murzinov V.,Enin P., 2006, Materials Handling Equipment, Shock & Vibration Digest; Vol. 38 Issue 5, p425-425.

Baruch, M., 1978, Optimization Procedure to Correct Stiffness and Flexibility Matrices Using Vibration Tests, AIAA Journal, Vol. 16, pp. 1208-1210.

Berman, A., Nagy E. J., 1983, Improvement of a Large Analytical Model Using Test Data, AIAA Journal, Vol. 21, No. 8, pp. 1168-1173.

Brown, G. W., Farhat, C., Hemez F. M., 1997, Overcoming Difficulties in the Updating of FE Models for Industrial Applications, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1033.

Çelik, M., Altunel, F.,Çalışkan, M., 2012, Yapıların model güncellenmesi için yeni korelasyon iyileştirme tekniği, 15.Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, Denizli.

Çelik, M., 2004, Operational Vibration Analysis of Naval Platforms for System Integration, NATO-RTO, Applied Vehicle Technology Panel-110, 4-8 Oct. 2004, Prag, Czech Republic.

Çelik, M., 2010, Numerical Vibration Analysis of a SAR Antenna, 2010 IEEE International Symposium on Antennas and Propagation and CNC/USNC/URSI Radio Science Meeting, 11 – 17 July 2010, Toronto, Canada.

Grafe, H., 1998, Modal Updating of Large Structural Dynamics Models Using Measured Response Functions, Doktora tezi, Mechanical Engineering Department, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London, UK.

Göge, D., Link M., 2003, Assessment of computational model updating procedures with regard to model validation, Aerospace Science and Technology, vol.7, 47-61.

Göge, D., 2003, Automatic Updating of Large Aircraft Models Using Experimental Data from Ground Vibration Testing, Aerospace Science and Technology, Vol. 7, pp. 33-45.

Göge, D., Link M., 2003, Results Obtained by Minimizing Natural Frequency and Mode Shape Errors of a Beam Model, Mechanical Systems And Signal Processing, Vol. 17(1), 21-27.

Friswell, M.I., Mottershead, J.E., 1995, Finite element model updating structural dynamics, Kluwer Academic Publishers, London.

Harris, C. M., Piersol A. G., 2002. Harris' Shock and Vibration Handbook, McGraw-hill, Fifth Edition.

Heragu, S. S., 2008. Facilities Design, CRC Pressing, USA.

Hiregoudar, C., Reddy, B. R., 2007. Facility Planning & Layout Design: An industrial perspective, Technical Publications Pune, India.

Kahraman, E., 2011, Investigation of the dynamic properties of plate-like structures, Yüksek lisans tezi, ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 23-32.

Kozak, M. T., 2006, Investigation of Model Updating Techniques and The Applications to Aircraft Structures, Yüksek lisans tezi, ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Kozak, M. T., Cömert M. D., Özgüven H. N., 2007, A Modal Updating Routine Based on the Minimization of a New Frequency Response Based Index for Error Localization, 25th International Modal Analysis Conference, Orlando, Florida.

Köksal, S., Cömert M. D., Özgüven H. N., 2007, Comparison and Application of Reanalysis Methods, Proceedings of the 25th International Modal Analysis Conference, Orlando, Florida.

Lauwagie, T. Sol, H., Heylen, W., 2006, Handling uncertainties in mixed numerical-experimental techniques for vibration based material identification, Journal of Sound & Vibration; Vol. 291 Issue 3-5, p723-739, 17p.

Lin, R. M., Zhu, J., 2006, Model Updating of Damped Structures using FRF Data, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.20, pp. 2200-2218.

Lopez-Diez, J., Marco-Comez, V., Luengo, P., 1999, Modal Effective Mass Applied to Error Localization of Finite Element Models, American Institute of Aeronautics & Astronautics, 24684.

Maia, N.M.M., Silva, J.M.M., 1997, Theoretical and Experimental Modal Analysis, John Wiley and Sons, Inc. New York.

Modak, S. V.,Kundra, T. K,. Nakra, B. C, 2002, Comparative study of model updating methods using simulated experimental data, Computers & Structures, Vol. 80, pp. 437-447.

Park, Joon-Young, Chang, Pyung-Hun, 2004, Vibration control of a telescopic handler using time delay control and commandless input shaping technique, Control Engineering Practice; Vol. 12 Issue 6, p769-780, 12p.

Rad, S. Z., 1997, Methods for Updating Numerical Models in Structural Dynamics, Doktora tezi, Mechanical Engineering Department, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London, UK.

Roeck, G.D., Peeters, B., Ren, W.X.,2000,Benchmark, Study on System Identification Through Ambient Vibration Measurements, Proceedings of the 18th International Modal Analysis Conference, San Antonio, USA, 1106-1112.

Stephens, M.P., Meyers, F.E., 2010. Manufacturing Facilities: Design & Material Handling, Pearson, USA, page: 274.

Sule, D. R., 1994. Manufacturing Facilities, PWS Publishing Company, Boston.

Tompkins, J. A., White, J. A., Bozer, Y. A.,Tanchoco, J. M.A., 2010. Facilities Planning, John Wiley & Sons, United States of America.

Türetken, B., Çelik, M., 2013, Analysis of Vibration Effects on Surface Matched Cylindrical IFF Array Antenna, EuCAP 2013 – 7 th European Conference on antennas and Propagation, 8 - 12 April 2013, Gothenburg, Sweden.

Uhl, T., Bochniak, W., Lisowski, W., Hermans, L., Auweraer, H. V., Malecki, J., 1999, FE-Model Correlation of a Helicopter Using Ground Test Results, 17th International Modal Analysis Conference, Vol. 3727 (2), pp. 940-946.

Van den Berg, S., Mohanty, P.,Rixen, D. J., 2005, Investigating the causes of non-uniform cookie flow in vibratory conveyors: part 2, Experimental Techniques; Vol. 29 Issue 1, p32-35, 4p.

# EKLER

## **EK-1** Motor Tork Değeri Hesaplamaları

Motorun tahrik değerini belirlemek için öncelikle tork değeri bilinmelidir. Motorun tork değerini belirlemek için bir takım hesaplamalar yapılması gerekmektedir. Buna göre; motorun volt değeri V = 24V, motorun çektiği akım I= 80mA olarak ölçülmüştür. Buradan motorun güç değeri;

$$P = I*V = 24V*80mA = 1.92 \text{ Watt}$$

Motorun %90 verimle çalıştığı hesap edilirse;

$$P = 1.92*0.9 = 1.72 \text{ Watt}$$

Güç hesabından sonra tork hesabı için aşağıdaki denklem kullanılır;

$$P = T*\omega$$

Burada $\omega = 2*\pi*f$

f frekans değeri deneysel modal analiz testlerinde 1.25 Hz olarak hesaplanmıştı.

$\omega = 2*\pi*1.25 = 7.85$

$T = P/\omega \longrightarrow T = 1.72 / 7.85 = 0.21 \text{ N.m}$

$T = 2*F*r \longrightarrow F = 0.21 / (2*0.0105) = 10.42 \text{ N}$

**EK-2** Hızlı Fourier Dönümümü ve Güç Spektrum Yoğunluğu

Sinyalin Fourier Dönüşümü:

$$\int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft}dt = a(f) + jb(f)$$

$x(t)$ sinyalinin güç spektrum yoğunluğu:

$$G_x(f) = 2\int_{-\infty}^{\infty} R_x(t)\, e^{-j2\pi ft}\, dt$$

# ÖZGEÇMİŞ

## KİŞİSEL BİLGİLER


| | | |
|---|---|---|
| **Adı Soyadı** | **:** | Musa Demirci |
| **Uyruğu** | **:** | TC |
| **Doğum Yeri ve Tarihi** | **:** | Konya / 1982 |
| **Telefon** | **:** | 0332 4441251 |
| **Faks** | **:** | --- |
| **e-mail** | **:** | musa.demirci@karatay.edu.tr |


## EĞİTİM

| **Derece** | | **Adı, İlçe, İl** | **Bitirme Yılı** |
|---|---|---|---|
| Lise | : | **Meram Anadolu Lisesi, Meram, Konya** | **2003** |
| Üniversite | : | **İTÜ, Beşiktaş, İstanbul** | **2008** |
| Yüksek Lisans | : | **Selçuk Üniversitesi** | **2015** |
| Doktora | : | | |

## İŞ DENEYİMLERİ

| **Yıl** | **Kurum** | **Görevi** |
|---|---|---|
| **2009** | **Simya Hidrolik & Pnömatik Ltd. Şti.** | **Proje mühendisi** |
| **2010** | **Osman Koç Otomotiv Tic. A.Ş.** | **Üretim mühendisi** |
| **2011** | **KTO Karatay Üniversitesi** | **Araş. Gör.** |

## UZMANLIK ALANI

Hidrolik & Pnömatik, Modal Analiz, Teknik Resim, Mekanik

## YABANCI DİLLER

İngilizce