



**T.C.**  
**NECMETTİN ERBAKAN**  
**ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**KULE VİNÇ SİSTEMİNİN YAPISAL ANALİZİ**  
**VE KONTROLÜ**

**Ali ÇOBAN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Haziran-2025**  
**KONYA**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Ali ÇOBAN tarafından hazırlanan ‘‘Kule Vinç Sistemini Yapısal Analizi ve Kontrolü’’ adlı tez çalışması 22/07/2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

### İmza

#### Başkan

Prof. Dr. Murat DİLMEÇ

.....

#### Danışman

Doç. Dr. Mustafa TINKİR

.....

#### Üye

Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Arif ŞEN

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun .../.../20.. gün ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Havvanur UÇBEYİAY  
FBE Müdürü

## **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.

Ali ÇOBAN

Tarih: 22.07.2025

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

## KULE VİNÇ SİSTEMİNİN YAPISAL ANALİZİ VE KONTROLÜ

Ali ÇOBAN

Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Mustafa TINKIR

2025, 127 Sayfa

Jüri

Doç. Dr. Mustafa TINKIR

Prof. Dr. Murat DİLMEÇ

Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Arif ŞEN

Kule vinçler, yüksek yapılarda ağır yüklerin taşınmasında kullanılan ve hem yapısal hem de dinamik açıdan karmaşık davranışlar sergileyen sistemlerdir. Bu tez çalışmasında, flat top (tepesiz) tipi bir kule vinç sisteminin yapısal analizi, modal analizi ve vincin kule dönüş açısı konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında, öncelikle kule vincin üç boyutlu katı modeli SolidWorks yazılımı ile tasarlanmış ve elde edilen model ANSYS sonlu elemanlar analiz (FEA) ortamına aktarılmıştır. Statik analizler kapsamında, vinç yapısının farklı yüklenme durumlarında maruz kaldığı gerilme dağılımları ve deplasman değerleri belirlenmiştir. Ayrıca, sistemdeki elemanların serbest titreşim davranışları incelenmiş ve modal analizler sonucunda doğal frekanslar ile mod şekilleri belirlenmiştir. Yapısal analizlerin yanı sıra, literatürde benzeri bulunmayan 17 serbestlik dereceli ayrık sistem modeli oluşturulmuş, hareket denklemleri elde edilmiş ve kule vinç sisteminin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Kule vincin matematiksel modelinde kullanılmak üzere, her bir yapısal bileşene ait rijitlik ( $k$ ) katsayıları ANSYS programında yapılan analizler ile Hook Kanununa göre ayrı ayrı belirlenmiştir. Sönüm katsayısı ( $c$ ) ise matematiksel yöntemlerle hesaplanarak modele dahil edilmiştir. Ayrıca, tasarımı yapılan kule vinç modeli, Matlab/Simmechanics ortamına aktarılmış ve sistemin üç boyutlu elastik modeli elde edilmiştir. Matematiksel model ile MATLAB/SimMechanics ortamında geliştirilen 3 boyutlu modelin en uç (sekizinci bomuna) kısmına 2 ton statik yük uygulanmış ve yer değiştirme (sehim) değerleri hesaplanmış ve her iki modelin sehim sonuçları karşılaştırılmıştır. Ayrıca çalışmada; kule dönüşünün açısı konum kontrolü Oransal+İntegral+Türev (PID) kontrol ve yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık (ANFIS) kontrolcüler ile gerçekleştirilmiş, kontrolcü performansları karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır. Elde edilen bulgular, geliştirilen kapsamlı modelin hem yapısal analizde hem de otomatik kontrol uygulamalarında güvenilir ve geçerli sonuçlar sunduğunu göstermektedir. Gerçekleştirilen yapısal analizler sonucunda sistemde gerilme ve yer değiştirme açısından herhangi bir problem olmadığı ortaya koyulmuştur. Oluşturulan matematiksel model ile Matlab/Simmechanics model üzerinde gerçekleştirilen bom ucu kritik yer değiştirme durumu kıyaslanmış ve her iki modelin sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğu ortaya koyulmuştur. Yapılan kontrol çalışmaları sonucunda hem PID hem de yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcünün sistemi istenilen referans konuma hassas bir şekilde ulaştırabildiği ancak yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcünün daha başarılı bir şekilde konum kontrolünü gerçekleştirdiği belirlenmiştir. Çalışmanın, kule vinçlerin yapısal analizi, matematiksel modellenmesi ve akıllı kontrol stratejilerinin geliştirilmesi konularında literatüre ve benzer mühendislik uygulamalarına katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Flat top tip kule vinç, dinamik analiz, yapısal analiz, modal analiz, ayrık sistem modeli, elastik model, konum kontrolü, PID ve yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrol

## **ABSTRACT**

### **MS THESIS**

## **STRUCTURAL ANALYSIS AND CONTROL OF TOWER CRANE SYSTEM**

**Ali ÇOBAN**

**NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE  
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE  
IN MECHANICAL ENGINEERING**

**Advisor: Assoc. Prof. Dr. Mustafa TINKIR**

**2025, 127 Pages**

**Jury**

**Assoc. Prof. Dr. Mustafa TINKIR**

**Prof. Dr. Murat DİLMEÇ**

**Asst. Prof. Dr. Muhammed Arif ŞEN**

Tower cranes are systems utilized for lifting heavy loads in high-rise buildings and exhibit complex structural as well as dynamic behaviors. In this thesis study, the structural analysis, modal analysis, and angular position control of the tower rotation for a flat-top type tower crane system were conducted. Within the scope of the study, the three-dimensional solid model of the tower crane was first designed using SolidWorks software, and the resulting model was transferred to the ANSYS finite element analysis (FEA) environment. In the context of static analyses, the stress distributions and displacement values experienced by the crane structure under various loading conditions were determined. Furthermore, the free vibration behavior of the system components was investigated, and as a result of modal analyses, the natural frequencies and mode shapes were identified. In addition to structural analyses, a novel discrete system model with 17 degrees of freedom unprecedented in the literature was developed, the equations of motion were derived, and a comprehensive mathematical model of the tower crane system was established. For use in the mathematical model, the stiffness coefficients ( $k$ ) of each structural component were individually determined in accordance with Hooke's Law, based on analyses performed using the ANSYS software. The damping coefficients ( $c$ ) were calculated using mathematical methods and incorporated into the model. Moreover, the designed tower crane model was transferred to the Matlab/SimMechanics environment, allowing a three-dimensional elastic model of the system to be obtained. A static load of 2 tons was applied to the tip (eighth jib) of both the mathematical model and the three-dimensional model developed in the MATLAB/SimMechanics environment, and the resulting displacement (deflection) values were calculated. The deflection results obtained from both models were then compared. Additionally, in this study, the angular position control of the tower rotation was performed using both Proportional+Integral+Derivative (PID) controllers and artificial neural network-based fuzzy logic (ANFIS) controllers, and the performances of these controllers were compared and evaluated. The findings indicate that the developed comprehensive model provides reliable and valid results in both structural analysis and automatic control applications. Structural analyses revealed that there were no issues related to stress or displacement within the system. The critical tip displacement of the jib, calculated using the mathematical model and the Matlab/SimMechanics model, was compared, and the results of both models were found to be consistent with each other. Control studies demonstrated that both the PID controller and the artificial neural network-based fuzzy logic controller were able to accurately drive the system to the desired reference position; however, the artificial neural network-based fuzzy logic controller achieved superior performance in position control. It is considered that this study will contribute to the literature and to similar engineering applications in the areas of structural analysis, mathematical modeling, and the development of intelligent control strategies for tower cranes.

**Keywords:** Flat-top tower crane, dynamic analysis, structural analysis, modal analysis, discrete system model, elastic model, position control, PID, artificial neural network-based fuzzy logic control.

## ÖNSÖZ

Tez çalışmamdaki değerli katkıları için danışmanım Doç. Dr. Mustafa TINKIR'a teşekkür ederim.

Ayrıca, bir kule vinç imalatçısı olan ARNIKON MÜHENDİSLİK A.Ş./KULEKON KULE VİNÇ A.Ş.'ye kule vinç modelinin kullanılmasında sundukları imkân ve katkılarından dolayı, Kulekon fabrika müdürü Sayın Mehmet Esad AVCILAR'a ve ar-ge departmanında birlikte görev aldığım Sayın Samet Bedirhan ELEN'e yapmış olduğu katkılardan dolayı teşekkür ederim.

Son olarak eğitim hayatımda bu aşamalara gelmemde en büyük pay sahibi olan ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

Ali ÇOBAN  
KONYA-2025

# İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>v</b>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>vi</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>vii</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1. Tez Konusuna Genel Bakış ve Problemin Tanımı.....	1
1.2. Tezin Amacı.....	7
1.3. Tezin Kapsamı ve Sınırlamaları.....	7
1.4. Tezin Organizasyonu .....	9
<b>2. KAYNAK ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>10</b>
<b>3. MATERYAL VE YÖNTEM</b> .....	<b>26</b>
3.1. Kule Vinç Tipleri .....	26
3.2. Flat Top Kule Vinç .....	29
3.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM).....	37
3.4. Modal Analiz.....	40
3.5. Ayrık Sistem ve Matematiksel Modeli .....	40
3.5.1. Ayrık sistem modeli .....	40
3.5.2. Hareket denklemleri ve matematiksel model.....	41
3.6. Elastik Sistem Modelinin Oluşturulması .....	42
3.7. Kontrolcü Tasarımı .....	44
3.7.1 PID kontrol ve yapısı .....	44
3.7.2. Bulanık mantık kontrol .....	47
3.7.3 Adaptif yapay sinir ağı.....	51
3.7.4. Hibrit Öğrenme Algoritması .....	52

<b>4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....</b>	<b>58</b>
4.1. Sonlu Elemanlar Analizleri.....	58
4.2. Modal Analizler .....	65
4.3. Kule Vinç Ayrık Sistem ve Matematiksel Modeli.....	91
4.4. Kule Vinç Kontrolü.....	103
<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>	<b>105</b>
5.1. Sonuçlar .....	105
5.2. Öneriler .....	107
<b>6. KAYNAKLAR .....</b>	<b>109</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>115</b>

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$\sigma$ :	Gerilme
$\zeta$ :	Sönüm oranı
L:	Boy uzunluğu
F:	Kuvvet
N:	Newton
k:	Rijitlik katsayısı
c:	Sönüm katsayısı
$c_0$ :	ZEMİN-ŞASE SÖNÜM KATSAYISI
$c_1$ :	SUPERBOOSTER MAST SÖNÜM KATSAYISI
$c_2$ :	BOOSTER MAST SÖNÜM KATSAYISI
$c_3$ :	MASTER MAST SÖNÜM KATSAYISI
$c_4$ :	1.KISA MAST SÖNÜM KATSAYISI
$c_5$ :	2.kısa mast sönüm katsayısı
$c_6$ :	Kuyruk sönüm katsayısı
$c_7$ :	Kule sönüm katsayısı
$c_8$ :	1.bom sönüm katsayısı
$c_9$ :	2.bom sönüm katsayısı
$c_{10}$ :	3.bom sönüm katsayısı
$c_{11}$ :	4.bom sönüm katsayısı
$c_{12}$ :	5.bom sönüm katsayısı
$c_{13}$ :	6.bom sönüm katsayısı
$c_{14}$ :	7.bom sönüm katsayısı
$c_{15}$ :	8.bom sönüm katsayısı
$k_0$ :	Zemin-şase sönüm katsayısı
$k_1$ :	Superbooster mast sönüm katsayısı
$k_2$ :	Booster mast sönüm katsayısı
$k_3$ :	Master mast sönüm katsayısı
$k_4$ :	1.kısa mast sönüm katsayısı
$k_5$ :	2.kısa mast sönüm katsayısı
$k_6$ :	Kuyruk sönüm katsayısı
$k_7$ :	Kule sönüm katsayısı
$k_8$ :	1.bom sönüm katsayısı
$k_9$ :	2.bom sönüm katsayısı
$k_{10}$ :	3.bom sönüm katsayısı
$k_{11}$ :	4.bom sönüm katsayısı
$k_{12}$ :	5.bom sönüm katsayısı
$k_{13}$ :	6.bom sönüm katsayısı
$k_{14}$ :	7.bom sönüm katsayısı
$k_{15}$ :	8.bom sönüm katsayısı
$M_s$ :	Zemin-şase kütlesi
$M_{sb}$ :	Superbooster mast kütlesi
$M_b$ :	Booster mast kütlesi
$M_m$ :	Master mast kütlesi
$M_{km1}$ :	1.kısa mast kütlesi
$M_{km2}$ :	2.kısa mast kütlesi
$M_{ky}$ :	Kuyruk kütlesi
$M_k$ :	Kule kütlesi
$M_{b1}$ :	1.bom kütlesi
$M_{b2}$ :	2.bom kütlesi
$M_{b3}$ :	3.bom kütlesi
$M_{b4}$ :	4.bom kütlesi
$M_{b5}$ :	5.bom kütlesi
$M_{b6}$ :	6.bom kütlesi
$M_{b7}$ :	7.bom kütlesi
$M_{b8}$ :	8.bom kütlesi

$q$ :	Genelleştirilmiş koordinat
$q_i$ :	Sistemin genelleştirilmiş koordinatı
$\dot{q}_i$ :	Genelleştirilmiş koordinatın zamana göre birinci türevi
$\theta$ :	Elastik kolun yatay eksen ile yaptığı dönme açısı
$K_p$ :	Oransal etki kazanç parametresi
$K_i$ :	İntegral etki kazanç parametresi
$K_d$ :	Türev etki kazanç parametresi
$T_i$ :	İntegral etki zaman sabiti
$T_d$ :	Türev etki zaman sabiti
$\mu_A(x)$ :	Üyelik fonksiyonu
$x$ :	Bulanık küme üye elemanı
$\mu_z(x)$ :	Sıfıra yakın sayılar kümesinin üyelik fonksiyonu
$Z$ :	Sıfıra yakın sayıların bulanık kümesi
$e(t)$ :	Hata
$m(t)$ :	PID kontrol çıkışı
$(s)$ :	Laplace s-domeni
$\mu_{A_i}(x)$ :	Düğüm fonksiyonunun $A_i$ üyelik fonksiyonu
$\mu_{B_{i-2}}(y)$ :	Düğüm fonksiyonunun $B_{i-2}$ üyelik fonksiyonu
$w$ :	Yapay sinir ağının ağırlığı
$U\theta_{hata}$ :	Elastik kolun konum hatası
$N$ :	Bulanık mantık kural sayısı

## Kısaltmalar

mm:	Milimetre
m:	Metre
s:	Saniye
kg:	Kilogram
MPa:	MegaPascal
GPa:	GigaPascal
Pa:	Pascal
Hz:	Hertz

## 1. GİRİŞ

### 1.1. Tez Konusuna Genel Bakış ve Problemin Tanımı

Vinçler, genellikle zincir veya tel halatlar kullanılarak yükleri kaldırıp indirmek ve yatay doğrultuda hareket ettirmek amacıyla tasarlanmış makinelerdir. İnsan gücünün yetersiz kaldığı ağır yükleri taşımak ve yer değiştirmek için kullanılırlar. Vinç sistemleri, basit mekanizmaları bir araya getirerek büyük bir mekanik kuvvet avantajı sağlar ve bu sayede standart insan kapasitesinin çok üstünde ağırlıkları taşıyabilirler. Bu makineler özellikle inşaatlarda malzemelerin taşınmasında, endüstride ağır makinelerin kurulumunda ve nakliye operasyonlarında yükleme ve boşaltma gibi görevlerde sıklıkla tercih edilirler.

Vinçlerin tarihi, binlerce yıl öncesine kadar uzanır. Bilinen en eski vinç sistemlerinden biri, “Şaduf” olarak adlandırılan (Şekil 1’de verilmiştir) ve Antik Mezopotamya uygarlıklarında ortaya çıkan su taşıma düzeneğidir. Bu ilkel kaldırma düzeneğine, daha sonra Antik Mısır’daki arkeolojik buluntularda da rastlanmıştır.



Şekil 1.1. Şaduf vinci (Wikipedia, 2024)

Yapı faaliyetlerinde kullanılan ilk vinç türlerinin ise Antik Yunan döneminde geliştirildiği düşünülmektedir. O dönemde insanlar ya da hayvanlar (örneğin eşekler) tarafından çevrilen makaralar, özellikle taş blokların dikey olarak taşınmasında görev almıştır.

Roma İmparatorluğu dönemine gelindiğinde, treadmill veya treadwheel adı verilen sistemlerle daha gelişmiş vinç mekanizmaları kullanılmıştır. Bu düzeneklerde insanlar ya da hayvanlar, büyük bir çarkın içinde yürüyerek ya da bir mili döndürerek makarayı hareket ettirir, bu sayede daha ağır nesnelere kaldırılması sağlanırdı.

Orta Çağ'ın ilerleyen zamanlarında ise, ticaret gemilerinin yükleme ve boşaltma işlemlerinde taş kulelerle entegre edilmiş liman vinçleri kullanılmıştır. Bu taş yapılar, liman vinçlerine ek sağlamlık kazandırmış ve uzun ömürlü olmalarını sağlamıştır.

Sanayi Devrimi öncesinde genellikle ahşap malzemelerle imal edilen vinçler, bu devrimle birlikte demir döküm, çelik ve metal alaşımlar kullanılarak üretilmeye başlanmış, böylece bugünkü modern vinçlerin temelini oluşturan endüstriyel tasarımlar ortaya çıkmıştır. (Wikipedia, 2024)

Kule vinçler de sanayi devrimi ile ortaya çıkan bu modern vinçler arasında yerini almıştır. Aşağıda modern kule vinçler ait görsel Şekil 1.2.'de verilmiştir.



Şekil 1.2. Kule vinç

Kule vinç sistemleri, modern inşaat mühendisliğinin ve ağır yük taşıma sektörünün vazgeçilmez bileşenlerinden biridir. Yüksek taşıma kapasiteleri, 360 derece dönebilen ve zeminde hareket edebilen geniş hareket alanları ve yerden bağımsız çalışma kabiliyetleri sayesinde, çok katlı yapıların inşasında ve ağır sanayi tesislerinde sıklıkla tercih edilmektedir. Ancak kule vinçlerin iş sahalarında kullanımı, iş sağlığı ve güvenliği risklerini de beraberinde arttırmıştır. Özellikle ağır yükler altında çalışan kule vincin

devrilme, kırılma vb. riskleri, ölümcül kazaları da beraberinde getirmektedir. Bu durumun önüne geçebilmek için tek çözüm sadece mühendislik çözümleridir.

İnce ve uzun bir kafes kule gövdesi, dönebilen bir bom (jib) ve karşı ağırlık düzeni ile tasarlanan bu vinçler, büyük momentlere ve dinamik yüklere maruz kalır. Modern inşaat projelerinde artan bina yükseklikleri ve taşınan yük kapasitesinin büyümesiyle, kule vinç yapısının dinamik özellikleri ve tasarım kriterleri büyük önem kazanmıştır. Yapının kendi ağırlığı ve taşıdığı yüklerin yanı sıra rüzgâr ve ivmelenen/yavaşlayan hareketler gibi dış etkiler, vinç üzerinde karmaşık yük durumları yaratır.

Yüksekliğinden ve ince yapısından dolayı kule vinçler özellikle rüzgâr yüklerine karşı hassastır. Şiddetli rüzgârlar, vinçte tehlikeli salınımlara ve aşırı gerilmelere yol açarak devrilme riski oluşturabilir. Nitekim 2022 yılında gerçekleşen bir kazada, tahmin edilenden daha güçlü ani rüzgârlar 90 km/sa hızını aşarak sabit bir kule vincin çökmesine neden olmuştur (Augustyn ve Barski, 2025).

Bu tür olaylar, kule vinç tasarımında güvenlik paylarının ve yapısal stabilitenin ne kadar kritik olduğunu göstermektedir. Kule vinçlerin güvenli işletimi için farklı çalışma koşullarında oluşan gerilme dağılımlarının iyi anlaşılması ve tasarımda hesaba katılması gerekir. Farklı kaldırma konumu, halat uzunluğu ve yük ağırlığı gibi parametrelerin vinç iç kuvvet dağılımını önemli ölçüde etkilemekte, bu nedenle yapı güvenliği ve dayanımı üzerinde belirleyici olmaktadır. Yapısal parametrelerin gerilme dağılımına etkisini derinlemesine analiz etmek ve kritik bölgelerdeki gerilme birikimini belirlemek, optimal tasarım ve kaza önleme açısından büyük teorik ve mühendislik değere sahiptir (Zhang vd., 2025).

Kule vinçlerin karmaşık yapısal davranışını incelemek için Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM) vazgeçilmez bir araçtır. FEM tabanlı mühendislik analizleri sayesinde vinç yapısının statik ve dinamik tepkileri sayısal olarak öngörülebilir. Statik analizler, vinç üzerine etkileyen sabit veya yavaş değişen yükler altında oluşan gerilme dağılımını ve deformasyonları hesaplar. Bu sayede kule gövdesinin ve bomun en kritik kesitlerinde gerilmelerin malzeme dayanım sınırları içinde kalıp kalmadığı ve çalışma sırasında oluşacak sehim miktarının kabul edilebilir düzeyde olup olmadığı belirlenir (Zhang vd., 2025).

Statik analizlerin yanı sıra, modal analizler de kule vinç tasarımında önemli yer tutar. Modal analiz, yapının doğal frekanslarını ve titreşim mod şekillerini belirleyerek dinamik karakteristiğini ortaya koyar. Bir kule vincin ilk birkaç moddaki doğal frekansları genellikle düşüktür ve bu modlar vinç yapısının temel titreşim davranışını

tanımlar. FEM kullanılarak tüm vinç yapısının modal analizinin yapılması, bu düşük mertebeli doğal frekansların ve karşılık gelen mod şekillerinin hesaplanmasını sağlar (Lei vd., 2013). Rezonansa girilmesi, yani işletim sırasında harici zorlayıcı frekansların yapının doğal frekanslarıyla çakışması, salınımların tehlikeli biçimde büyümesine yol açabileceğinden, modal analiz sonuçları vinç için güvenli çalışma hızlarının ve hareket stratejilerinin planlanmasında kritik rol oynar.

Kule vinçlerin sonlu elemanlar modeliyle incelenmesi, statik mukavemet ve titreşim performansı hakkında mühendislik öngörülerini sunar. Modern yazılımlar (ANSYS, Abaqus, vb.) kullanılarak oluşturulan ayrıntılı vinç modelleri, deneysel verilerle de doğrulanarak oldukça güvenilir sonuçlar vermektedir. Bu sayede tasarımcılar, vinç yapısını çeşitli senaryolarda sanal olarak test edip en elverişsiz koşullara dayanacak şekilde optimize edebilirler. Statik ve modal analizlerden elde edilen veriler, daha sonra yapılacak kapsamlı dinamik simülasyonların ve kontrol sistemi tasarımlarının da temelini oluşturmaktadır (Yang vd., 2022; Zeng vd., 2024).

Yüksek ve esnek bir yapı olan kule vinçler, dinamik yüklemeler altında belirgin titreşim davranışı sergiler. Özellikle rüzgâr etkisi ve yük sallanması, vinç sisteminde zorlanmış titreşimlere yol açar. Kule vinçlerin doğal sönümünün düşük olması nedeniyle, bir kez harekete geçen salınımlar kendiliğinden zor durulur; bu da titreşim analizinin önemini artırmaktadır (Ramli vd., 2017).

Rüzgâr kaynaklı titreşimler, kule vinçler için en kritik dinamik durumlardan biridir. Rüzgâr akımı, vincin kafes yapısına etki ederek rasgele ve zamana bağlı yükler oluşturur. Klasik tasarım yaklaşımları çoğu zaman rüzgârı statik bir yatay yük olarak modellese de gerçekte rüzgâr türbülansı ve ani rüzgâr darbeleri rezonansa yakın frekanslarda yapıyı uyarabilir. Kule vincin doğal frekans spektrumu düşük frekans bantlarında yoğunlaştığından, rüzgâr gibi düşük frekans içerikli zorlamalar büyük genlikli salınımlara neden olabilir (Jiang ve Li, 2014). Bu, vincin ilk modlarının rüzgâr yükleriyle kolayca uyarılabildiğini göstermektedir. Rüzgâr sebebiyle oluşan titreşimlerin bir sonucu olarak kule tepesinde ve bomda insan konforunu etkileyecek ivme seviyeleri oluşabilir; bu durum uzun süreli operasyonda sorun yaratabileceği gibi, aşırı durumda yapısal hasara da zemin hazırlayabilir.

Rüzgâr dışında, vinçte yükün ani durdurulması, hızla döndürülmesi veya aniden frenlenmesi de salınımları tetikleyebilir. Bu nedenle titreşim analizi, sadece rüzgâr açısından değil, operasyonel manevraların dinamik etkilerini değerlendirmek için de yapılır. Özetle, kule vinçlerin titreşim davranışının anlaşılması ve kontrol altına alınması,

yapının güvenliği ve operasyon verimliliği için şarttır. Titreşim analizleri sayesinde kritik dinamik durumlar önceden tespit edilip tasarım iyileştirmeleri yapılabilir; örneğin, doğal frekansları çalışma frekanslarından uzağa çekecek tasarım değişiklikleri veya ek sönümleme bileşenleri öngörülebilir. Bu da hem yapısal ömrün uzatılmasına hem de çalışma sırasında oluşabilecek sallantı kaynaklı kazaların engellenmesine katkı sağlar.

Kule vinçlerin büyük ölçekli ve esnek yapısı, sadece yapısal analiz açısından değil, kontrol mühendisliği açısından da önemli zorluklar barındırır. Kule vinç sistemi, eksik tahrikli bir sistem olarak sınıflandırılır; yani sistemin serbestlik derecelerinin tümüne doğrudan kumanda edilebilen aktüatörler yoktur. Vinç operatörü veya kontrol sistemi, bom boyunca arabayı hareket ettirebilir, vinci kendi eksenini etrafında döndürebilir ve halatı sarıp bırakabilir. Ancak yükün sarkaç gibi salınım hareketini doğrudan kontrol eden bir aktüatör bulunmaz. Bu durum, vinç kontrolünün en zorlayıcı yönünü oluşturur. Yükü istenen konuma hassas biçimde yerleştirirken aynı anda oluşan yük salınımını da bastırmak gerekir (Ramli vd., 2017).

Deneyimli vinç operatörleri, yüklü kancanın salınımını sezgisel olarak kontrol etmek için genellikle karşı yönde küçük hareketler yaparak veya hareketi yavaşlatarak sarkacı sönümlemeye çalışır. Örneğin, yükü bir noktada durdurmadan hemen önce hareketi ters yönde frenleyerek salınım açısını azaltmak yaygın bir operatör tekniğidir. Yine de, insan kabiliyeti bu konuda sınırlıdır ve özellikle acil durum manevralarında veya rüzgârlı koşullarda yükün sallanması ciddi riskler yaratabilir. Büyük bir salınım oluştuğunda operatörün sık sık vinç hareketlerini durdurup yükün pendül hareketinin sönmesini beklemesi gerekebilir (Ramli vd., 2017). Eğer salınım şiddetliyse, yükün yapıya çarpma veya istenmeyen bir alana savrulma tehlikesi olacağından operasyon tamamen durdurulmak zorunda kalınabilir. Bu durum iş verimliliğini düşürdüğü gibi, kontrolden çıkan salınımlar can ve mal güvenliğini de tehdit eder.

Kule vinç kontrolünü zorlaştıran bir diğer husus, sistem dinamiklerinin doğrusal olmaması ve eksenler arası kuvvetli bağlanım göstermesidir. Arabayı ileri-geri hareket ettirmek veya kuleyi döndürmek, yükün hem ileri-geri (boylamasına) hem de sağa-sola (yansal) salınım komponentlerini tetikleyebilir. Özellikle kuleyi döndürme hareketi, yükü dairesel bir yörüngeye zorladığından iki boyutlu bir sarkaç hareketine yol açar ve bu hareketin denklemleri güçlü bir doğrusal olmayan bağlanım içerir. Klasik lineer yaklaşım, küçük salınım açıları için geçerli olsa da pratikte vinç operasyonları sırasında hem boylamsal hem de yanal yönde belirgin salınımlar meydana gelebilir ve bunları aynı anda kontrol etmek oldukça güçtür. Ayrıca halat uzunluğu uzadıkça (yük aşağıya indikçe)

salınım periyodu artar; yani sistem parametreleri operasyon sırasında değişkendir. Bu değişken halat boyu, yük kütleindeki belirsizlikler, makaralardaki sürtünme ve rüzgâr kuvvetleri gibi dış bozucu ve belirsiz etkiler, konum kontrol problemini daha da karmaşık hale getirir (Ramli vd., 2017).

Kule vincin otomatik konum kontrolünde temel amaç, yükü hedef konuma minimum sallantıyla ve hızlı biçimde taşımaktır. Bunu başarmak, gelişmiş kontrol algoritmaları gerektirir. Kule vinçler yapısal olarak zayıf sönümlü olduğundan, herhangi bir ani hareketin yarattığı geçici rejim salınımları kendiliğinden kolay sönmeyecektir. Bu nedenle, ya hareket komutları önden şekillendirilerek (sarkacı uyarma potansiyeli azaltılarak) verilmeli, ya da kapalı çevrim kontrol sistemleriyle salınım geri besleme üzerinden aktif olarak bastırılmalıdır. Aksi takdirde, büyük salınımların oluşması hem operasyon süresini uzatır hem de güvenli çalışma limitlerini aşabilir. Sonuç olarak, kule vinçlerde konum kontrolü problemleri, birden çok serbestlik derecesinin koordineli şekilde kontrolünü ve sarkaç etkisinin telafisini gerektiren ileri seviye bir mühendislik problemidir. Bu problem, literatürde kapsamlı araştırmalara konu olmuş ve çeşitli kontrol yöntemleri geliştirilmiştir (Ramli vd., 2017).

Kule vinçlerin zorlu konum kontrol problemini çözmek ve operatör hatalarını en aza indirmek amacıyla çeşitli otomatik kontrol yöntemleri uygulanmaktadır. Endüstride en yaygın kullanılan geri besleme kontrol yaklaşımı, klasik PID (Proportional-Integral-Derivative) kontrolörleridir. PID denetleyicileri, doğru tasarlandığında sistem hatasını sıfırlayabilen ve salınım gibi salınımlı davranışları bastırabilen bir yapıya sahiptir. Kule vinçlerde de PID temelli kontrol, özellikle basitlik ve uygulanabilirlik açısından caziptir.

Bununla birlikte, kule vinç gibi doğrusal olmayan ve parametreleri çalışma esnasında değişebilen sistemlerde sabit kazançlı klasik PID kontrol her durumda optimal olmayabilir. PID kazançlarının elle veya deneme-yanılma ile ayarlanması, halat boyu değişimi veya farklı yük ağırlıkları gibi durumlarda istenen performansı garanti etmeyebilir (Ramli vd., 2017).

Bu nedenle araştırmacılar, PID kontrolörleri iyileştirmek üzere çeşitli akıllı ayarlama ve uyarlamalı yöntemler geliştirmişlerdir. Bunlardan biri, bulanık mantık tabanlı kontrol yöntemleridir. Bulanık mantık denetleyicileri, sistemin matematiksel modeline olan bağımlılığı azaltarak, uzman bilgi ve kural tabanlı bir yaklaşımla kontrol uygular. Kule vinç gibi MIMO (çok girişli çok çıkışlı) ve altında hareketli sarkaç bulunan bir yapıda, bulanık kontrol belirsizlikleri yönetmede ve lineer olmayan davranışı kontrol etmede etkili bir seçenek sunar (Nguyen vd., 2022).

Sonuç olarak, kule vinçlerin otomatik kontrolünde temel amaç, insan hatasını ve sallantıyı en aza indiren, güvenli ve hızlı bir yük taşıma süreci elde etmektir. Klasik PID kontrolörler pratikte birçok vinçte bulunmakla birlikte, modern araştırmalar bulanık mantık gibi yapay zekâ teknikleriyle desteklenmiş denetleyicilerin performans avantajlarına dikkat çekmektedir. Uygun şekilde tasarlanmış bir otomatik kontrol sistemi, vinç operasyonlarında hem verimliliği artıracak (daha kısa sürede hassas konumlama) hem de güvenliği pekiştirecektir. Makine mühendisliği bakış açısıyla, bu gelişmeler kule vinçlerin analiz ve kontrolünde bütüncül bir yaklaşımın (yapısal, dinamik ve kontrol boyutlarını bir arada ele alan) önemini ortaya koymakta ve daha güvenli, dayanıklı, kendini dengede tutabilen vinç sistemlerine doğru ilerlemeyi sağlamaktadır.

### **1.2. Tezin Amacı**

Kule vinçlerin tasarımı ve işletilmesi sürecinde karşılaşılan en temel mühendislik problemlerinden biri, sistemin hem statik hem de dinamik yükler altındaki davranışlarının güvenilir biçimde öngörülebilmesidir. Özellikle kule vinç sistemlerinde oluşan yüksek momentler, ani yük değişimleri ve etkileşimli titreşim modları, yapı bileşenlerinde yerel ve global düzeyde önemli gerilme ve deformasyonlara neden olabilmektedir. Bu sebeple, yapısal analizlerin yalnızca sonlu elemanlar yöntemi (FEM) tabanlı sayısal modellerle değil, aynı zamanda yüksek serbestlik dereceli ayrık sistem temsilleriyle desteklenmesi gerekmektedir. Ancak literatürde yer alan birçok çalışma, genellikle az sayıda serbestlik derecesi ve idealize edilmiş sınır koşulları ile sınırlı kalmakta; vinçlerin gerçek çalışma şartlarında gösterdikleri karmaşık davranışları tam olarak yansıtamamaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, yukarıda özetlenen kule vinç sistemlerinde meydana gelen problemleri gidermek ve optimum bir kule vinç sistemi ortaya koymak amacıyla, bir flat top tipi kule vinç örneği üzerinde bütüncül ve çok yönlü bir araştırma yürütülmüştür. Çalışmanın temel amacı, modern bir flat top kule vinç sisteminin hem statik hem de dinamik durum analizlerinin yapılarak yapısal sorunların ortadan kaldırılması, sistemin detaylı ve çok serbestlik dereceli bir ayrık sistem ve matematiksel modelini oluşturarak bileşenlerin ayrı ayrı analitik ve numerik olarak hesaplanabilmesini sağlamak, ileri otomatik kontrol stratejileri ile birleştirilmiş bütünsel bir model sunmaktır.

### **1.3. Tezin Kapsamı ve Sınırlamaları**

Bu tez çalışması kapsamında, yukarıda özetlenen eksiklikleri gidermek amacıyla, bir flat top tipi kule vinç örneği üzerinde bütüncül ve çok yönlü bir araştırma

yürütülmüştür. İlk aşamada, vinç sisteminin üç boyutlu katı modeli SolidWorks bilgisayar destekli tasarım (CAD) ortamında, tüm ana taşıyıcı elemanlar ve bağlantı detayları dikkate alınarak oluşturulmuştur. Hazırlanan bu model, ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımına aktarılmış ve statik yükleme senaryoları altında, bileşen bazında gerilme, yer değiştirme ve kritik kesit analizleri detaylı olarak gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda, modelde yer alan tüm ana elemanlar için serbest titreşim (modal) analizleri yapılarak, sistemin doğal frekansları, mod şekilleri ve rezonans eğilimleri ortaya konmuştur. Bu kapsamda elde edilen bulgular hem güvenlik sınırlarının belirlenmesinde hem de ileri düzey kontrol algoritmalarının tasarımında temel teşkil etmiştir.

Yapısal analizlerin ötesinde, sistemin dinamik karakteristiğini derinlemesine inceleyebilmek ve matematiksel modellemeye dayalı hassasiyet analizleri gerçekleştirebilmek amacıyla, literatürde eksikliği açık bir şekilde görülen çok serbestlik dereceli (17 serbestlik dereceli) ayrık sistem modeli geliştirilmiştir. Söz konusu model, her bir vinç bileşeninin (mast, kule, bom, kuyruk, vs.) kütle, rijitlik (K) ve sönüm (c) özelliklerinin ayrı ayrı tanımlandığı, Newton hareket denklemleri ile bütünleşik bir yapıda hazırlanmıştır. Rijitlik katsayıları (K), ANSYS ortamında elde edilen gerilme-deformasyon verileri temel alınarak, Hooke Kanunu esasına göre analitik olarak hesaplanmış, sönüm katsayıları (C) ise sistemin malzeme özellikleri dikkate alınarak sönüm davranışına uygun şekilde matematiksel olarak hesaplanarak modelde kullanılmıştır. Elde edilen matematiksel model Matlab/Simulink ortamında hareket denklemlerine göre blok diyagramlarıyla tanımlanmıştır.

Bu ayrık sistem modeliyle birlikte, fiziksel katı modelin geometrik ve malzeme parametreleri MATLAB/SimMechanics platformuna entegre edilmiş ve böylece elastik sistem davranışının zamana bağlı olarak simülasyonu mümkün kılınmıştır. Her iki model üzerinden, vinç bom ucuna maksimum 2 ton statik yük uygulanarak, sistemin kritik noktalarında meydana gelen yer değiştirme (sehim) değerleri hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Böylece, geliştirilen matematiksel modelin ve sayısal simülasyonun doğruluk ve güvenilirliği çift yönlü olarak sınanmıştır.

Tez çalışmasının ileri aşamalarında ise, SimMechanics ortamında oluşturulan elastik model üzerinden, sistemin otomatik konum kontrolüne ilişkin çalışmalar yürütülmüştür. Bu kapsamda hem klasik PID kontrol algoritması hem de yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık (ANFIS) kontrolü tasarlanmış ve farklı yükleme ve referans senaryolarında sistem performansı analiz edilmiştir. Elde edilen bulgular, kontrol

algoritmalarının kule vinç sistemlerinin hassas ve güvenilir konum kontrolünde öne çıkan avantajlarını ortaya koymuştur.

Bu kapsam doğrultusunda bu çalışmanın sınırlamaları şu şekilde özetlenebilir; Gerçekleştirilen yapısal analizler ve kontroller sadece sayısal ortamda sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar veya üretim sonrası test aşamaları yapılmamıştır.

Sonuç olarak, bu çalışma, kule vinçlerin hem yapısal hem de dinamik açıdan bütüncül şekilde analiz edilmesi, matematiksel modellemenin sayısal doğrulama ile desteklenmesi ve akıllı kontrol stratejilerinin geliştirilmesi noktasında literatüre önemli katkılar sağlamaktadır. Çalışmanın bulguları, gelecekte benzer vinç sistemlerinin tasarım, analiz ve kontrol uygulamalarına yol gösterici nitelikte olup hem akademik hem de pratik mühendislik perspektifinden değer taşımaktadır.

#### **1.4. Tezin Organizasyonu**

Tez çalışması toplamda 5 ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde tez konusuna giriş ve problemin tanımı, tezin amacı, kapsamı ve sınırlamaları ortaya koyulmuştur. Bu bölüm bu tez çalışmasının gerekçesini ve neden bu konuda araştırma yapıldığını açıklamak için temel teşkil etmektedir.

İkinci bölümde, kule vinçlerin yapısal analizleri, yükleme koşulları ve kontrolü ile ilgili yapılan çalışmalar detaylı olarak incelenmiştir.

Üçüncü aşamada ise gerçekleştirilen yapısal analizlerin, matematiksel modelin elde edilmesinin ve kontrol çalışmalarının yöntemi anlatılmıştır. Yapısal analizlerde kullanılan analiz programı ve yükleme koşulları, ayırık sistem modeli ve matematiksel modelin nasıl elde edildiği ve kontrol çalışmalarında hangi kontrol yöntemlerinin kullanıldığı ve teorik temelleri detaylı olarak anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde ise elde edilen sonuçlar detaylı olarak sunulmuş ve yorumlanmıştır. Yapısal analizlerde statik analiz için gerile ve yer değiştirme verileri değerlendirilmiş, modal analizler sonucunda elde edilen doğal frekanslar rezonans açısından değerlendirilmiş, uygulanan kontrol yöntemleri sonucunda açısal konum kontrolünün başarısı iki ayrı kontrolcü için kıyaslanmış ve değerlendirilmiştir.

Beşinci bölümde ise tez çalışması sonucunda elde edilen sonuçlar özetlenmiş ve yapılabilecek benzer çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur. Yapılan öneriler ile endüstriyel anlamda önemli katkılar sağlanması amaçlanmıştır.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kafes kiriş yapıları, yalnızca teknik uygulamaların değil, aynı zamanda günlük yaşamımızın da bir parçasıdır. Bu yapıların güvenli bir şekilde tasarlanması son derece önemlidir. Bir yapının malzemesi, kiriş profili, çubukların yapısı gibi konularda hatalardan kaçınmak ve doğru kararlar vermek için tasarımcıya yardımcı olan araçlardan biri de sanal analizdir.

Yang vd. (2011), kule vinç statik ve modal analizi gerçekleştirmişlerdir. Kule vincin dinamik performansını iyileştirmek amacıyla, önemli modal frekanslar optimizasyon hedefi olarak alınmıştır. Dinamik optimum tasarım değişkenlerini belirlemek için yapısal parametreler üzerinde duyarlılık analizi yapılmıştır. Modelin kısıtları arasında yapının kütlesi, dayanımı ve rijitliği yer almıştır. Daha sonra, ANSYS sonlu elemanlar analiz (FEA) yazılımı kullanılarak kule vinç yapısının dinamik optimum tasarımı gerçekleştirilmiştir. Buna bağlı olarak yapının optimum tasarımı elde edilmiştir. Optimum sonuçlar, kule vincin dinamik özelliklerinin etkin bir şekilde iyileştirildiğini ve yapının genel performansının güçlendirildiğini göstermiştir.

Hric vd. (2019), kafes kiriş yapı olarak kabul edilebilecek bir kule vincin ön çalışması ele almışlardır. Giriş bölümünde çeşitli yapı türleri tanıtılmaktadır. Makalenin ana bölümü ise kule vincin statik analizine ayrılmıştır. Avrupa model tren standartlarına (NEM – Normen Europäischer Modellbahnen) uygun olarak ölçeklendirilmiş fiziksel 3B model hazırlanmıştır. Kirişlerdeki aksenal kuvvetler, gerilmeler ve maksimum taşıma kapasitesi analitik yöntemlerle belirlenmiştir. Vincin gerilme analizi, ilk yapısal tasarımın kabul edilebilir olmadığını ve bu haliyle yapının istenilen yükü kaldıramayacağını göstermiştir. Sonuçlar, Robot Structural Analysis yazılımıyla yapılan sanal simülasyonlar ile doğrulanmıştır. Bu nedenle, kafes yapı ek çubuklarla güçlendirilmiş ve yeniden modellenmiş kule vinç kullanılarak harici yükün maksimum taşıma kapasitesi yeniden test edilmiştir.

Kule vinçlerin yapısal güvenliği ve dayanımı konusunda sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile gerçekleştirilen statik/dinamik analizler literatürde geniş yer tutmaktadır.

Gerdemeli vd. (2010), bir kule vincin ana taşıyıcı kısımlarını SolidWorks ortamında modellemiş, ardından ANSYS yazılımı ile vinç öz ağırlığı, yük, kanca ve araba ağırlığı ile ataletsel (dinamik) yükleri dikkate alarak gerilme analizleri yapmışlardır. Elde edilen sonuçlar, analitik hesaplamalarla karşılaştırıldığında çoğu bölgede %5'in altında sapma göstermiş; yalnızca kule bağlantı bölgesinde, analitik modelin civata ve plaka

etkilerini basitleştirmesi nedeniyle fark %53 çıkmıştır. Bu çalışma, kule vinç yapısının standartlara (DIN/FEM normları) göre emniyetli olduğunu (maksimum von Mises gerilmesi 175 MPa ile malzeme akma sınırı altında) ve FEM analizinin özellikle lokal gerilme yığılmalarını ortaya çıkarmada faydalı olduğunu göstermiştir. Ayrıca, doğru eleman tipinin ve sınır koşullarının seçimiyle sonlu eleman modelinin güvenilir sonuçlar verdiği belirtilmiş; bu sayede tasarımda gereksiz malzeme kullanımının önlenilebileceği ve yapının daha hafif ve dayanıklı hale getirilebileceği vurgulanmıştır.

Qing ve Yihui (2012), benzer şekilde, kule vinçlerin statik karakteristiklerinin ileri CAE teknikleriyle incelenmesinin literatürde nadir olduğunu belirterek ANSYS tabanlı bir analiz gerçekleştirmiş ve elde edilen sonuçları doğrulamak suretiyle bu yöntemin etkinliğini ortaya koymuştur. Bu çalışma, yaygın olarak kullanılan gelişmiş CAE yazılımı ANSYS'e dayanmaktadır ve bir fabrikaya ait kule vincin üç boyutlu sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Yükleme sonrası kule vincin statik performansına yönelik analiz, bom üzerindeki maksimum deformasyonun kol tarafındaki kesitte meydana geldiğini ve bu deformasyon miktarının kabul edilebilir sınırlar içinde olduğunu göstermektedir. Ayrıca, bom üzerindeki maksimum gerilmenin de 16Mn (S355J0) çeliğinin sınır gerilme değerleri içerisinde kaldığı belirlenmiştir. Bu durum, ANSYS yazılımının sadece hızlı ve doğru hesaplamalar yapmakla kalmayıp, aynı zamanda kule vincin statik karakteristiklerinin analizinde son derece başarılı bir yazılım olduğunu da ortaya koymaktadır.

Karpe vd. (2014), kule vinçlerin en kritik yapısal bileşenlerinden biri olan jib (bom kolu) üzerine odaklanmış ve bu yapının statik ve dinamik analizlerinin ANSYS tabanlı sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile gerçekleştirilmesi ve doğrulanması amaçlamışlardır. Araştırmada iki farklı jib geometrisi karşılaştırılmış; deformasyon ve iç kuvvet kriterlerine göre en uygun yapı tipi belirlenmiştir. ANSYS Workbench ortamında geliştirilen model, klasik analitik yöntemlerle (özellikle kesit metodu) karşılaştırılmış ve elde edilen sonuçlar yüksek uyum göstermiştir. Statik analizde; vinç kendi ağırlığı, taşıdığı yük, kanca, şaryo ve rüzgâr yükü dikkate alınırken, dinamik analizde açılma hız ve ivmelenme gibi etkenler göz önünde bulundurulmuştur. Rüzgâr yükünün yapısal güvenlik açısından belirleyici olduğu tespit edilmiş; kullanılan çelik malzeme için izin verilen gerilme sınırlarının altında kalan maksimum gerilmeler sayesinde yapının güvenli çalıştığı sonucuna ulaşılmıştır. Elde edilen bulgular, FEM temelli analizlerin kule vinç jib sistemleri için güvenilir ve zaman kazandırıcı bir mühendislik aracı olduğunu ortaya

koymuştur. Ayrıca modelleme sırasında kullanılan sınır koşullarının doğruluğu, ANSYS sonuçlarının analitik yöntemlerle sağlıklı biçimde örtüşmesini mümkün kılmıştır.

Stölzner vd. (2020), kule vinçlerin dönme (slewing) işlemleri sırasında maruz kaldığı dinamik yüklerin doğru biçimde hesaplanmasına odaklanmışlardır. Mevcut mühendislik standartlarına göre, kule vinçlerin yapısal yük analizleri genellikle statik yaklaşımlar üzerinden gerçekleştirilmekte ve bu hesaplamalarda dinamik etkiler yalnızca sabit çarpanlar, yani “dinamik faktörler” aracılığıyla dikkate alınmaktadır. Ancak bu yöntem, vinç hareketlerinin neden olduğu gerçek dinamik etkileri tam olarak yansıtamamaktadır. Bu bağlamda çalışmada, standartlara dayalı hesaplamaların sonuçları doğrusal olmayan dinamik sonlu elemanlar analizleriyle karşılaştırılmış ve kule vinçlerin dönme hareketi sırasında ortaya çıkan yüklerin standartlarda öngörülenden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Çalışmada kullanılan yöntem, kule vincin destek yapısı ile yük arasındaki dinamik etkileşimleri daha gerçekçi biçimde temsil eden iki serbestlik dereceli bir titreşim modeline dayanmaktadır. Modelde, kaldırma yükü ile destek yapısının ayrı kütleler olarak tanımlanması ve bu iki kütle arasında yer alan elastik elemanlarla sistemin titreşim karakteristiğinin modellenmesi sağlanmıştır. Bu yaklaşım sayesinde hem yapının elastik deformasyonları hem de yük salınımı dikkate alınarak daha hassas dinamik faktörler hesaplanabilmiştir. Hesaplamalarda farklı açısız hız ve ivmelenme değerleri ile birlikte çeşitli halat uzunlukları ve yük pozisyonları değerlendirilmiş; elde edilen sonuçlar hem mevcut ISO 8686-3 standardındaki değerlerle hem de dinamik sonlu elemanlar çözümleriyle karşılaştırılmıştır. Elde edilen bulgular, standartlarda yer alan sabit dinamik faktörlerin özellikle yüksek açısız ivmelenme değerlerinde yetersiz kaldığını ve gerçek dinamik yükleri önemli ölçüde küçümsediğini göstermiştir. Önerilen titreşim modeliyle hesaplanan dinamik faktörler ise, doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizleriyle büyük oranda örtüşmüş ve böylece yapı üzerindeki dinamik etkilerin daha güvenilir biçimde tahmin edilmesini mümkün kılmıştır. Ayrıca bu modelin analitik çözümlere dayanması, hesaplama süresinin klasik yöntemlere kıyasla sadece sınırlı biçimde artmasına neden olmuş ve mühendislik uygulamaları açısından pratikliğini korumuştur.

Yang vd. (2014), yüksek katlı bina inşaatlarının artmasıyla birlikte kule vinçlerin bom uzunluklarının ve yüksekliklerinin artmasına bağlı olarak ortaya çıkan yapısal risklerin analizine odaklanmışlardır. Bu bağlamda, TC6010 model kule vinç üzerinde dört farklı çalışma koşuluna göre statik ve dinamik yük etkileri incelenmiş ve vinç sisteminin hem taşıma kapasitesi hem de devrilme stabilitesi açısından değerlendirilmesi yapılmıştır. Yapılan analizlerde, ağırlık, rüzgâr yükü, ataletsel kuvvetler ve ani yük boşalmaları gibi

çeşitli karmaşık etkiler dikkate alınmıştır. Özellikle vinç bomunun karmaşık yükleme altında burkulma ve dayanım açısından en zayıf noktalarda nasıl davrandığı anlaşılacak istenmiştir. Çalışmada yapı sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile modellenmiş, ANSYS yazılımı kullanılarak üç binden fazla düğüm noktasına sahip detaylı bir vinç modeli oluşturulmuştur. Vinç sisteminin bileşenleri (örneğin ana taşıyıcı kolonlar, bağlantı çubukları, bağ kirişi gibi elemanlar) rijit bağlantılarla temsil edilmiş ve bu model üzerinden çeşitli yükleme senaryoları test edilmiştir. Bu senaryolar arasında rüzgârsız statik durum, rüzgârlı dinamik durum, fırtına anındaki yükleme ve ani yük boşalması gibi dört temel çalışma durumu yer almıştır. Vinç temelinin devrilmeye karşı stabilitesini değerlendirmek amacıyla beton temel üzerinde oluşan momentler, eksenel yükler ve eksantriklik değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca FEM analiz sonuçları kullanılarak vinç üzerinde oluşan maksimum von Mises gerilmeleri belirlenmiş ve bu değerler malzeme dayanım sınırları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, kule vincin genel anlamda tüm çalışma koşullarında gerek taşıma kapasitesi gerekse devrilmeye karşı stabilite açısından güvenli sınırlar içinde çalıştığını ortaya koymaktadır. Ancak özellikle fırtına durumunu temsil eden üçüncü çalışma koşulunda, vinç tabanında yer alan bazı elemanlarda oluşan eşdeğer gerilmelerin malzeme sınır değerlerine oldukça yaklaştığı görülmüştür. Bu da söz konusu bölgenin yapısal olarak en zayıf nokta olduğunu ve tasarım optimizasyonu açısından güçlendirilmesi gerektiğini göstermektedir. Ayrıca düşük gerilme taşıyan bölgeler tespit edilerek bu bölgelerde malzeme azaltımına gidilmesi önerilmiş; böylece hem yapısal verimliliğin artırılması hem de maliyetlerin düşürülmesi mümkün hale gelmiştir. Bu yönüyle çalışma, kule vinçlerin hem güvenliğini artırmak hem de ekonomik tasarımını sağlamak için uygulanabilir mühendislik çözümleri sunmakta ve diğer vinç türlerinin tasarımında da referans olabilecek önemli bir model teşkil etmektedir.

Kule vinçlerin modal analizi, doğal frekanslarının ve mod şekillerinin belirlenmesi, yapısal tasarım ve titreşim kontrolü açısından kritik bir araştırma konusudur. Modal analiz çalışmalarında genellikle sonlu eleman modelleme ve deneysel doğrulama bir arada kullanılmaktadır.

Huang vd. (2013), 28 yıllık 100 tonluk dev bir gemi inşa kule vincinin modal analizi ANSYS kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Titreşim frekansları ve mod şekilleri karşılaştırıldığında, doğal frekansın 1.0024 Hz'den 1.0003 Hz'e düştüğü görülmüştür. Ayrıca, ilk 10 moda ait tüm titreşim frekanslarının tasarım değerlerinden daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, vincin yapısal dayanımının azaldığını göstermektedir. Vincin ilk 10 moda ait titreşim frekansları 1 Hz ile 2 Hz arasında yer almaktadır. Bu

modal analiz, söz konusu vincin güvenli kullanımı, yeniden tasarımı ve iyileştirilmesi için teorik bir temel sağlamaktadır.

Trong vd. (2020), düzlemsel bir kule vincini temsil eden çatlaklı bir çerçeve yapının dinamik rijitlik modeli, çatlaklı 2B kiriş elemanlarının titreşimlerine ilişkin genel çözüme dayanarak açık biçimde oluşturmuşlardır. Çatlak, çatlak derinliğine göre hesaplanan rijitlikteki eşdeğer yay çiftiyle modellenmiştir. Öncelikle, sistemin frekans denklemi açık formda türetilmiş, ardından doğal frekansların çatlaklara duyarlılığına yönelik sayısal analiz için çözülmüştür. Son olarak, teorik geliştirmeyi doğrulamak amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu yaklaşım, kule vinç gibi yapıların doğal frekanslar üzerinden hasar tespiti ve yapısal sağlık izleme çalışmalarına katkı sağlayacak şekilde, çatlakların dinamik davranış üzerindeki etkilerini analiz etmeyi amaçlamaktadır.

Huang ve Yhu, (2014), tipik bir kule vinç çerçevesinin sonlu elemanlar yöntemiyle serbest titreşim ve mod şekli analizi, SAP2000 ve ANSYS yazılımları kullanılarak sunmuşlardır. Sayısal modelin oluşturulmasında, düşey ve yatay çerçeveler için üç boyutlu kiriş elemanları, gergi çubukları için ise çubuk elemanlar kullanılmıştır. Ardından, bir sayısal örnek ele alınarak SAP2000 ve ANSYS yazılımları ile elde edilen ilk on iki temel frekans ve periyot hesaplanmıştır. Bu iki yazılımla elde edilen mod şekilleri de sunulmuş ve tartışılmıştır. İlk dokuz modun serbest titreşim özellikleri açısından yazılımlar arasında hesaplanan farklar %10'dan daha azdır ve bu fark mühendislik uygulamaları açısından kabul edilebilir düzeydedir. Ayrıca, farklı yazılımlar tarafından öngörülen yüksek frekanslı ek mod şekilleri de bulunmaktadır. Bu çalışma, farklı sonlu elemanlar yazılımlarının kule vinç titreşim analizinde benzer ve güvenilir sonuçlar verebildiğini göstermektedir.

Lei vd. (2013), PT7032 kule vinci araştırma nesnesi olarak alınmış ve vinç yapısının modelleme ve mod şekli analizi Abaqus yazılımını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Yapılan modal analiz temelinde, kule vincin düşük mertebeli doğal frekansları ve ana titreşim modları elde edilmiştir. Elde edilen analiz sonuçları, kule vincin rezonans bölgesinde çalışmasını önlemeye yardımcı olacak ve vinç için yapılacak dinamik tepki analizlerine temel oluşturduğundan, teze önemli katkılar sağlayacaktır.

Kenan ve Azeloğlu (2020), ince yapısından dolayı dinamik etkilere oldukça duyarlı olan bir kule vinç mastı, deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere benzeşim (similitude) teorisine göre ölçeklendirmişlerdir. Yapının dinamik davranışını tanımlayan değişkenler belirlenmiş ve Buckingham Pi Teoremi kullanılarak pi grupları

oluşturulmuştur. Uzay çubuk elemanlardan oluşan bir yapının doğal frekanslarını, kütle katılım oranlarını hesaplayabilen ve mod şekillerini çizebilen bir sonlu elemanlar modeli geliştirilmiştir. Mast, laboratuvar ortamında kullanılmak üzere 30 ve 40 ölçek faktörleriyle küçültülerek modellenmiştir. Gerçek boyutlu kule vinç mastı ile ölçekli modellerin mod şekli analiz sonuçları karşılaştırılarak, deneysel çalışmalar için gerçek davranışı en iyi temsil eden uygun model belirlenmiştir.

Guo ve Chen (2024), uzun süreli ağır yük koşullarında kule vincin iyi bir stabilite ve güvenliğe sahip olmasını sağlamak amacıyla, bu çalışmada vincin standart kesit ve çerçeve kesiti gibi kritik bileşenleri üzerinde mod şekli ve yorulma analizi gerçekleştirmişlerdir. Her bir kafes yapı bağlantı noktası bölünemez ortak düğümler olarak kabul edilmiş, bu sayede model sadeleştirilmiş ve parametreleştirilmiştir. Böylece ağ (mesh) kalitesi iyileştirilmiş ve hesaplama verimliliği artırılmıştır. Pro/E yazılımı kullanılarak standart kesit ve çerçeve kesiti modelleri oluşturulmuş, daha sonra bu modeller ara veri formatları aracılığıyla ANSYS Workbench ortamına aktarılmıştır. Burada mod şekli ve statik yapı analiz modülleri kullanılarak simülasyon hesaplamaları yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda: standart kesitin doğal frekansı ve mod şekilleri, çerçeve kesitinin ömrü (lifespan), hasar durumu (damage) ve güvenlik katsayısı (safety factor) elde edilmiştir.

Zhu ve Wang (2023), QTZ40 tipi kule vinç araştırma nesnesi olarak ele almış, SolidWorks ile üç boyutlu modelleme, ANSYS sonlu elemanlar analiz yöntemi ve modern yapısal optimizasyon kavramı bir araya getirilerek önce kule vinç modellenmiş, ardından statik analiz ve modal analiz gerçekleştirmişlerdir. Bu analizler, vincin yapısal dayanımının gereklilikleri karşılayıp karşılamadığını doğrulamak ve doğal frekansını analiz ederek rezonansa girip kazaya yol açmasının önüne geçmek amacıyla yapılmıştır.

Liu vd. (2023), kaldırma ve luffing hareketlerinin eş zamanlı etkisi altında kule vincin yapısal titreşim analizini parametrik olarak incelemişlerdir. Araştırmada, kaldırma-luffing eş zamanlı çalışma koşullarında hava direnci, bom sapması ve Lagrange denklemi temel alınarak kule vincin dinamik modeli sunulmuştur. Bu titreşim modeli, sabit hıza ulaşana kadar hızlanma ve ardından yavaşlama içeren deneylerle doğrulanmıştır. Çalışmada, yapısal parametreler analiz edilerek kule vincin bileşik çalışma koşulları altındaki dinamik özellikleri ve titreşim davranışları elde edilmiştir. Direk ve bomun titreşim tepkileri frekans ve zaman domeninde göstergeleri kullanılarak incelenmiştir.

Oliveira ve Correia (2021), yapılan dinamik karşılaştırma çalışmasında, iki farklı kule vinç için orta şiddetteki deprem ve rüzgâr yükleri altında yapısal tepkiler değerlendirmişlerdir. Sonuçlar, bazı kesit bölgelerinde rüzgâr etkilerinin sismik etkilerden daha kritik boyutta olduğunu, bazı bölgelerde ise tam tersine depremin daha belirleyici olduğunu ortaya koymuştur. Bu çalışma, rüzgârın genellikle kule gövdesi gibi geniş yüzeyli bileşenlerde daha yüksek iç kuvvetler doğurduğunu, ancak ince kirişli bom kesitlerinde sismik ivmelerin daha yüksek zorlamalara yol açabildiğini göstermektedir.

Lu vd. (2022), yapımı süren süper yüksek binalara monte edilen bir kule vincin rüzgâr altında davranışını incelemişler ve bu durumda vinçlerin aşırı rüzgâr senaryolarında karşı karşıya kaldığı tehlikelerin arttığını vurgulamışlardır. Çalışmada rüzgâr kaynaklı yapısal tepkiler hem bina hem vinç için hesaplanarak, vinç ankraj mesafesi, bina etrafındaki rüzgâr akışı gibi etmenlerin vinç üzerindeki yük dağılımını önemli ölçüde etkilediği gösterilmiştir. Sonuçlar, bina tarafından kısmen korunaklı bölgede kalan vinç kısımlarında rüzgâr etkisinin azalabileceğini, ancak bina üst kotunda yükselen vinç kısımlarında çevre yapılardan kaynaklanan türbülanslı akış nedeniyle beklenenden yüksek dinamik kuvvetlerin gelişebileceğini ortaya koymuştur.

Gu ve Mao (2013), bir firma tarafından üretilen TC6010 kule vincinin genel modeli, sonlu elemanlar yazılımı ANSYS kullanılarak oluşturulmuş ve bu model üzerinden modal analiz gerçekleştirmişlerdir. Analiz kapsamında, Ninghe Tianjin deprem dalgası uygulanarak kule vincin yer değiştirme ve hız tepkisi verileri elde edilmiştir. Bu verilere dayanarak ön değerlendirme yapılmıştır. Sonuçlar, kule vincin düşük frekanslı titreşim sistemine sahip olduğunu ve bu nedenle yapısal rezonansa yatkın olduğunu ortaya koymaktadır. Ayrıca, sismik dalgaların etkisi altında, ilk hasarın bom (jib) bölgesinde meydana gelme ihtimali yüksek bulunmuştur.

Jiang ve Li (2019), kule vinçlerin rüzgâr kaynaklı dinamik güvenilirliği incelemişlerdir. Çok boyutlu dalgalanan rüzgâr örneklerinin zaman geçmişini simüle etmek için doğrusal filtreli otoregresif (AR) model kullanılmış ve buna karşılık gelen rüzgâr yükü kule vincin sonlu elemanlar modeline uygulanarak rüzgâr titreşim tepkisi analiz edilmiştir. Poisson süreci yöntemi temel alınarak kule vincin rüzgâr titreşim güvenilirlik analizi yapılmıştır. Sonuçlar, 20 m/s rüzgâr hızı etkisi altında, yapısal dayanım güvenilirlik olasılığının 0.99'un üzerinde olduğunu ve bu tür kule vinçlerin yapısal dayanım rezervinin oldukça yeterli olduğunu göstermektedir. Ayrıca, yer değiştirme güvenilirliği 0.98 seviyesindedir; ancak rüzgâr hızı arttıkça yer değiştirme güvenilirliği belirgin şekilde azalmakta ve rijitlik rezervi biraz yetersiz kalmaktadır.

Chen vd. (2020), değişken rüzgâr yükleri altında kule vinçlerin güvenlik değerlendirmesi için genel bir yöntem önermişlerdir. Tam ölçekli bir kule vincin rüzgâr katsayıları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ile hesaplanmış; ardından, otoregresif yöntemle simüle edilen rüzgâr yüklerinin zaman geçmişi, kule vincin sonlu elemanlar modeline uygulanmıştır. Sonuçlar, maksimum bom doğrultusundaki rüzgâr yükü yönünün  $30^{\circ}$ – $60^{\circ}$  arasında sapma gösterdiğini ortaya koymuştur. Ayrıca, kule vincin bom doğrultusuna dik rüzgâr katsayısının ortalama mutlak değeri, bom doğrultusundaki katsayıya oranla %rüzgâr olarak bulunmuş ve bu da across-wind (bom yönüne dik) yüklerin rüzgâr dayanımı tasarımında dikkate alınması gerektiğini göstermiştir. Dört tipik rüzgâr yönüne göre rüzgâr kaynaklı tepkiler karşılaştırıldığında, kule vincin maksimum yer değiştirme, eğilme gerilmesi ve aksiyel gerilmesi pozitif yönde gerçekleşmiştir. Ayrıca, vinç başlığının (cat-head) maksimum ivmesi  $0.028 \text{ m/s}^2$  olup, operatör konfor gereksinimlerini karşılamaktadır. Kule vinç, tasarım kurallarının dayanım ve statik rijitlik gereksinimlerini karşılasa da, bom ile dönme platformu arasındaki birleşim noktalarında, denge ağırlığı ve denge bomu bölgelerinde maksimum eğilme gerilmesi izin verilen sınırları aşmıştır ve vinç birinci modunu titreştirmiştir. Bu sonuçlar, değişken rüzgâr yüklerinin kule vincin güvenlik değerlendirmesinde mutlaka dikkate alınması gerektiğini göstermektedir.

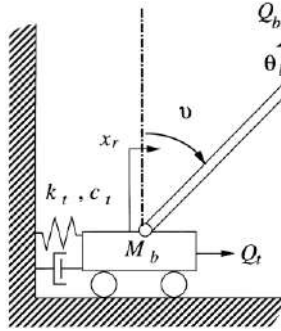
El Ouni vd. (2021), türbülanslı rüzgâr etkilerini azaltmak için, eşleşmiş sensör ve aktüatör çiftleriyle donatılmış akıllı bir kule vinç önermişlerdir. MATLAB/Structural Dynamics Toolbox kullanılarak vincin üç boyutlu sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Doğal frekanslar ve ilgili mod şekillerini hesaplamak için modal analiz yapılmıştır. Türbülanslı rüzgâr uyarımı altında vincin dinamik analizi gerçekleştirilmiştir.

Gu vd. (2012), bir firma tarafından üretilen TC6010 kule vincin genel modellemesi için sonlu elemanlar yazılımı ANSYS kullanılarak model kurulmuş ve rüzgâr etkisi altında sonlu elemanlar analizi yapmışlardır. Rüzgâr dalgası uygulandıktan sonra makinenin tamamının yer değiştirme tepkisi verileri elde edilerek, sonuçlar üzerinde ön analiz gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, kule vincin düşük frekanslı titreşim sistemi olduğunu ve yapısal rezonansa kolayca neden olabileceğini göstermektedir. Ayrıca, rüzgâr yükü etkisi altında vinç kulesinin özellikle bom kısmında öncelikli olarak hasar görebileceği tespit edilmiştir.

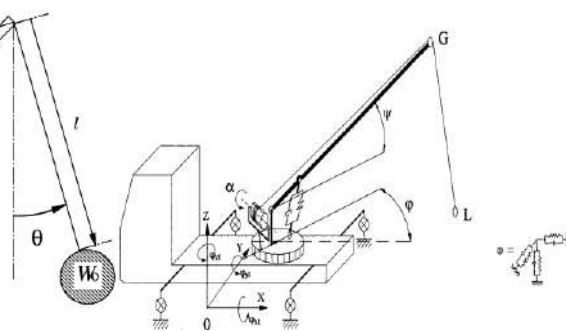
Wang vd. (2023), farklı rüzgâr hızı spektrumları ve rüzgâr yön açıları altında kule vinçlerin rüzgâr kaynaklı tepkisi ve rüzgâr titreşim katsayısı incelenerek, rüzgâr hızı dağılımının kule vinçlerin rüzgâr titreşim özelliklerine etkisi ortaya koymuşlardır. İlk

olarak, rastgele titreşim teorisine dayalı rüzgâr titreşim katsayısının teorik formülü türetilmiştir. Daha sonra APDL modelleme yöntemi kullanılarak, araştırma nesnesi olarak QTZ25 kule vincin parametrik sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve farklı yüksekliklerdeki rüzgâr hızı zaman geçmişi harmonik sentez yöntemiyle simüle edilmiştir. Rüzgâr hızı rüzgâr yüklerine dönüştürülerek, QTZ25 vincin sonlu eleman modeli rüzgâr yükleri altında rastgele titreşim ve spektrum analizine tabi tutulmuştur. Farklı yüksekliklerde yer değiştirme zaman geçmişi cevabı ve yer değiştirme güç spektral yoğunluğu elde edilerek, rüzgâr titreşim katsayıları hesaplanmıştır.

Mühendisliğin pek çok dalında, esnek uzuvlara sahip robotların denetimi öne çıkan bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır. Rijit parçalar yerine esnek elemanların tercih edilmesi, sahip oldukları avantajlar nedeniyle gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır. Özellikle yük taşıma kapasitesi olan vinçlerde, esnek çubuklar kullanılarak çeşitli uygulamalara olanak sağlanmaktadır. Bu alanda literatürde çok sayıda araştırmaya rastlanmaktadır. Yapılan incelemelerde hem rijit hem de esnek unsurlar içeren vinçlerin hareket, titreşim ve salınım kontrolüne odaklanılmıştır. Çoğu araştırmacı, vinci uç kısmında bir sarkaç bağlı olan bir çubuk sistemi olarak modellemiş ve bu esnek yapının hedef noktaya ulaştırılması sırasında ortaya çıkan sarkaç hareketlerini bastırmaya çalışmıştır. Gerçek sisteme yakın bir model elde etmeye çalışan araştırmacılar hem vinci istenilen yere yönlendirmek hem de taşınan yükün salınımlarını minimuma indirerek çalışma alanında güvenliği artırmak amacı gütmektedir. Sarkaç şeklinde tanımlanan yükte meydana gelen salınımları azaltmak için ise farklı kontrol yaklaşımları geliştirilmiştir (Tıncır, 2010).



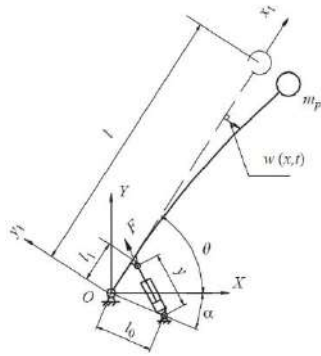
Şekil 2.1. (Kiyoshi vd. 2003)



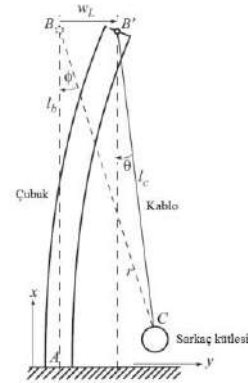
Şekil 2.2. (Maczynski vd. 2003)

Bu alandaki literatür çalışmaları genel olarak üç ana başlık altında sınıflandırılabilir. İlk gruptaki araştırmacılar (Kiyoshi vd. 2003; Maczynski vd. 2003; Li vd. 2005; El-Raheb 2007; Ertaş vd. 2000) Şekil 2.1'den 2.5'e kadar verilen modellerde, kolun belirlenen noktaya ulaşmasını ve bu süreçte hem ortaya çıkan titreşimlerin hem de

sarkaç hareketlerinin giderilmesini hedeflemişlerdir. Söz konusu çalışmalar, kolun yukarı doğru hareketi sırasında yükün salınımını kontrol etmeye odaklanmıştır. Bu tür araştırmaların büyük bir kısmı numerik simülasyon teknikleriyle yürütülmüştür. Modelleme aşamasında, vinç sistemi için Euler-Bernoulli ve Lagrange yöntemlerinden yararlanılmıştır. Ayrıca, elektrik motorları veya hidrolik silindireler gibi tahrik sistemlerinin dinamik özellikleri de matematiksel modele dahil edilmiştir. Farklı kontrol stratejileriyle (örneğin, genetik algoritma tabanlı bulanık mantık, klasik bulanık mantık, yapay sinir ağları ya da PID kontrol yöntemleri) sistemlerin tepkileri analiz edilmiş ve kontrol uygulaması olan ve olmayan durumlar karşılaştırılmıştır. Çalışmalarda hem rijit hem de esnek uzuvlara sahip vinçler ele alınmıştır. Şekil 2.1 ve 2.2’de gösterilen rijit kol sistemleriyle konum ve titreşim denetimi daha basit olurken, Şekil 2.3, 2.4 ve 2.5’de incelenen elastik uzuvlu sistemlerde kontrol süreci daha karmaşık hale gelmektedir.



Şekil 2.3. (Li vd. 2005)

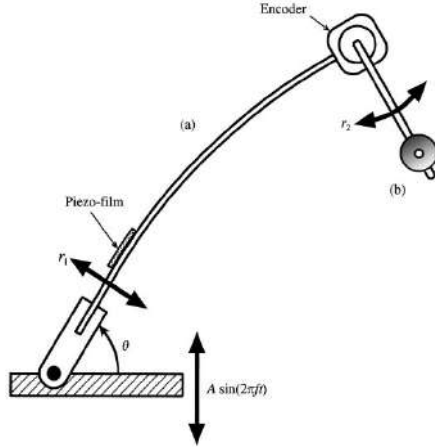


Şekil 2.4. (El-Raheb 2007)

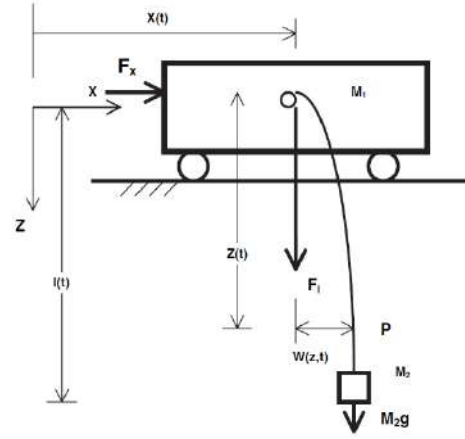
İkinci grup araştırmacılar Şekil 2.6 ve Şekil 2.7’de görüldüğü gibi (Moustafa vd. 2005, Masoud vd. 2003), kayar köprülü vinç gibi çalışan sistemleri incelemişlerdir. Şekil 2.6’da görülen sistemde hareket eden bir arabaya elastik kablo ile bağlanmış yükün salınım ve titreşim kontrolü gerçekleştirilmiştir. Birinci grup araştırmacılar gibi sistemlerinin hareket denklemlerinin elde edilmesinde Euler-Bernoulli ve Lagrange formülasyonlarından yararlanmışlardır. Ayrıca bazı araştırmacılar sistemlerinin analizinde sonlu elemanlar metodunu kullanmışlardır. Titreşim ve salınım kontrolüne ilave olarak hareket eden arabanın yer değiştirme kontrolünü de araştırmışlar, nümerik hesaplar ve simülasyonlarla çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir.

Üçüncü grup araştırmacılar Şekil 2.8’de görüldüğü gibi (Çiçek vd. 2002), elastik çubuğun yatay düzlemdeki hareketinde meydana gelen titreşimleri yok etmek amacıyla sarkaç tipi pasif sönümleyiciler kullanmışlardır. Yapılan çalışmaların bir kısmı deneysel olarak gerçekleştirilmiş olup elde edilen sonuçlar teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu çalışmalardaki amaç çubukta meydana gelen titreşimleri çubuk istenilen konuma

getirilirken sarkacın yapmış olduğu salınım hareketinden faydalanılarak bu titreşimleri sönmölemektedir.

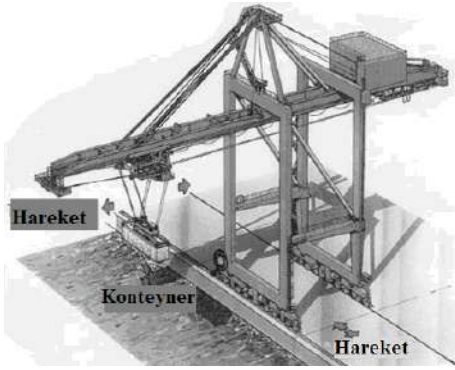


Şekil 2.5. (Ertaş vd. 2000)

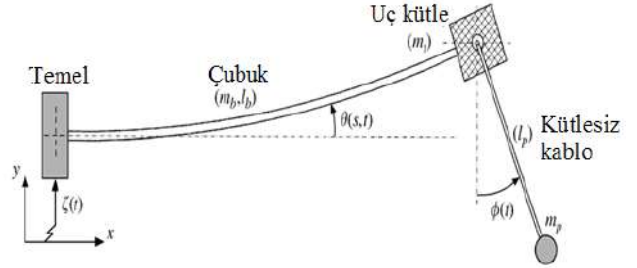


Şekil 2.6. (Moustafa vd. 2005)

Bu konuda çalışan araştırmacılar herhangi bir kontrolcü tasarımı yapmayıp sarkacın çubuk hareketine  $90^0$  açıda hareket ettirilmesini sağlamışlardır. Ele aldıkları sistemin hareket denklemini çubuğun ankastre kiriş kabulü ile elde etmiş ve pasif sönmöleyici için sönmöleme bölgesini, iç frekans ve kütle oranını bulmuşlardır. Elastik bir çubuğu rezonans haline yakın bir etki altında çalıştırıp çubuğun farklı giriş sinyallerine karşı cevabını sarkaç sönmöleyici ile düzeltilmişlerdir.



Şekil 2.7. (Masoud vd. 2003)



Şekil 2.8. (Çiçek vd. 2002)

Bai ve Ren (2018), klasik oransal-integral-türevsel (PID) denetleyiciler pratikte yaygın olmakla birlikte, standart bir PID denetleyicinin salınımlı hareketi tam bastırmada yetersiz kalabileceği ve çevresel bozuculara (ör. rüzgâr) duyarlı olduğu belirtmişlerdir. Bu nedenle, özellikle bulanık mantık (fuzzy logic) tabanlı yaklaşımlar ve bunların PID ile birleşimi sıkça araştırılmıştır.

Tıncır vd. (2011), yatay düzlemde hareket edebilen esnek kollu sarkaç sistemini, ölçeklendirilmiş bir kule vinç sistemi olarak ele alan hiyerarşik yapay sinir ağ tabanlı

uyarlanabilir bulanık mantık kontrolü (HANNFL) önermişlerdir. Sistem dinamik modeli, Lagrange formülasyonu ve üç boyutlu katı modelleme programı kullanılarak elde edilmiştir. Pozisyon, esnek kolun uç yer değiştirmesi ve sarkaç salınım açılarının kontrolü için hem simülasyon hem de deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmış ve grafikler ile tablolar halinde sunulmuştur. Simülasyonların geçerliliği deneysel çalışmalarla doğrulanmış ve önerilen kontrolörün performansı incelenmiştir. Hem simülasyon hem de deneysel çalışmalarda sistemin pozisyon, uç yer değiştirmesi ve salınım açısı kontrolü başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiş ve hedeflenen sonuçlar elde edilmiştir.

Omar ve Nayfeh (2005), hem köprülü (gantry) hem de kule vinç için bulanık mantık ile zaman gecikmeli geri besleme birleşik kontrolü önermişler, sürtünme etkilerini de modele dahil ettikleri bu çalışmada, tasarlanan denetleyicinin deneysel prototip üzerinde yük salınımını başarılı biçimde sönmülediğini rapor etmişlerdir. Bu çalışmada önce yük konumunu takip için bir PD kontrolcü kullanılmış, ardından salınım açısını sönmülemek üzere geri beslemeli gecikme denetimi eklenmiştir. Daha sonra, gecikmeli denetleyicinin performansı göz önüne alınarak aynı davranışı taklit edecek bir bulanık mantık denetleyici tasarlanmıştır. Bu tür hibrit yaklaşımların, özellikle uzman operatör deneyimini kural tabanına aktarma potansiyeli nedeniyle vinç kontrolünde oldukça etkili olduğu görülmüştür. Sonuçta önerilen kontrolcü hem gantry hem de kule vinci için salınımları belirgin ölçüde azaltmış; yükün makul sürede hedefe ulaştırılmasını sağlamıştır.

Ramli vd. (2019), kule vinç için Tek Girişli Kural Modülleri (SIRM) yöntemiyle kural sayısını azaltılmış bir bulanık denetleyici tasarlamışlardır. Üç serbestlik dereceli bir kule vinç modelinde (dönme, yatay hareket ve salınım) uygulanan bu denetleyici, parçacık sürü optimizasyonu ile ayarlanmış bir PID+PD kontrol yapısı ile karşılaştırılmış ve sonuçlar bulanık denetleyicinin düzlem-içi salınımları %56, düzlem-dışı salınımları ise %81 oranında daha fazla bastırabildiğini göstermiştir.

Karkoub vd. (2012), kule vinçlerde yükün salınımını kontrol etmek amacıyla  $H_{\infty}$  tabanlı uyarlanabilir bulanık kontrol yöntemi önerilmiştir. Bu yaklaşım, modelleme hatalarını (örneğin sürüklenme ve sürtünme kayıpları), zaman gecikmeli dış bozucuları ve parametre belirsizliklerini telafi etmeyi amaçlamaktadır. Geliştirilen kontrol yasası, dolaylı uyarlanabilir bulanık kontrol temelindedir ve sistem dinamikleri bir bulanık model ile yaklaşılandırılmıştır. Uyarlanabilir bulanık yapı, doğrusal analitik sonuçlar kullanılarak sistem belirsizliklerini ve dış bozucuları bastırmak amacıyla Değişken Yapılı

(Variable Structure, VS) bir yaklaşımla birleştirilmiştir. Kontrolcü tasarımı, Lyapunov kriteri ve Riccati eşitsizliği temelinde gerçekleştirilmiş ve tüm sistem durumlarının uniform olarak nihai sınırlı (UUB) olması sağlanmıştır. Bu sayede izleme hataları üzerindeki bozucu etkiler istenen seviyeye indirgenmiş ve  $H_\infty$  izleme performansı elde edilmiştir. Simülasyon sonuçları, önerilen kontrolcünün etkinliğini ortaya koymuştur.

Farag vd. (2017), kule vinç sistemlerinin otomatik kontrolüne yönelik olarak bulanık mantık tabanlı bir denetleyici tasarlamışlardır. Çalışmada incelenen sistem, dönebilen bir jib kolu, bu kol üzerinde hareket edebilen bir araba (trolley) ve değişken uzunluklu bir kabloya bağlı sarkaç benzeri bir yükten oluşan tipik bir kule vinç yapısı olarak ele alınmıştır. Sistemdeki kontrol ihtiyacı, vinç boyutlarının artması ve taşıma hareketlerinin önceden tanımlı bir yörüngeye sahip olmaması nedeniyle ortaya çıkmıştır. Önerilen kontrol yapısı, iki temel denetleyiciden oluşmuştur: biri arabanın radyal hareketlerini kontrol etmek, diğeri ise yük salınımlarını sönmölemek amacıyla kullanılmıştır. Her iki denetleyici de iki adet bulanık çıkarım motoru (Fuzzy Inference Engine - FIE) içerecek şekilde tasarlanmış ve farklı üyelik fonksiyonlarıyla sistemin adaptif kontrolü sağlanmıştır. Sistem performansı bilgisayar destekli simülasyonlarla değerlendirilmiş ve elde edilen sonuçlar, önerilen bulanık mantık denetleyicisinin yük salınımlarını etkin biçimde bastırdığını ve hedeflenen pozisyonlamayı başarıyla gerçekleştirdiğini göstermiştir.

Nguyen vd. (2024), klasik bir PID denetleyici modelinden yola çıkılarak, MATLAB ANFIS aracıyla oluşturulan bir bulanık mantık denetleyicisi tasarlamışlardır. Önerilen denetleyici hem simülasyon hem de deneysel sonuçlarla doğrulanmış ve uygulanabilirliği ortaya konmuştur. Deneysel çalışmalarda, yükün açıl salınımlarının hedef açı etrafında en fazla 10 dereceye kadar çıktığı, yerleşme hatasının ise en fazla 1 derece olduğu rapor edilmiştir. Ayrıca, arabanın (trolley) yerleşme süresinin en fazla 12 saniye olduğu görölmüştür. Bu değerler kontrol başarımı açısından kabul edilebilir sınırlar içinde değerlendirilmiştir. Geliştirilen kontrol yaklaşımı hem konum kontrolünü sağlamış hem de modeldeki salınımları azaltmıştır. Donanım platformu olarak STM32F4 Discovery kontrol kartı kullanılmış ve bu platform, bulanık mantık blokları ile bütünleştirilerek gelecekteki akıllı kontrol uygulamaları açısından potansiyelini ortaya koymuştur. Bu çalışma, kule vinç sistemleri için hem deneysel hem de gömülü sistem tabanlı bulanık denetim yöntemlerinin etkinliğini gösteren önemli bir katkı sunmuştur.

Alhassan vd. (2024), model gerektirmeyen ve minimum sayıda sensörle çalışabilen bir kontrol yaklaşımı olarak, giriş şekillendirme kontrolü (Input Shaping

Control, ISC) ile bulanık mantık kontrolü (Fuzzy Logic Control, FLC) tekniklerinin olası melez konfigürasyonları önermişler ve incelemişlerdir. Çalışmada, ISC + FLC kombinasyonunun en uygun performansı sağlayabileceği üç farklı yapı değerlendirilmiştir: Referans giriş olarak şekillendirici (SARI), FLC'ye giriş olarak şekillendirici (SAI2F) ve sisteme doğrudan giriş olarak şekillendirici (SAI2P). Elde edilen sonuçlara göre, önerilen melez kontrol yaklaşımı ISC'nin tepki süresini en az %150 oranında iyileştirmiş, FLC'nin salınım azaltma performansını ise %72 oranında artırmıştır. Ayrıca, yalnızca tek bir durum değişkeni (konum) üzerinden geri besleme alınarak etkin kontrol sağlanabildiği ortaya konmuştur. Bu durum, önerilen kontrol yönteminin hem ekonomik açıdan daha uygun hem de hesaplama karmaşıklığı açısından daha verimli olduğunu göstermiştir.

Sun ve Ouyang (2022), kule vinçler inşaat sahalarında vazgeçilmez taşıma araçları olarak yaygın şekilde kullanıldığı, ancak taşınan yüklerin kütle ve hacminin artmasıyla birlikte, geleneksel yoğunlaştırılmış yük kütlesi (CPM) için tasarlanmış kontrol algoritmalarının, dağıtılmış yük kütlesi (DPM) durumunda yetersiz kaldığı tespit edilmiştir. DPM ile CPM arasındaki temel farklardan biri, DPM'nin atalet momentinden kaynaklanan yük salınımlarının etkin şekilde bastırılmaması ve bu nedenle kalan salınımların oluşmasıdır. Ayrıca, farklı çalışma ortamları nedeniyle sistem parametrelerinin doğruluğu zor sağlanmış ve bu durum konumlandırma hatalarına yol açmıştır. Bu sorunlar ışığında, dışsal bozulmalara ve parametre belirsizliklerine karşı iyi kontrol performansı gösteren uyarlanabilir bulanık kontrol yöntemi önerilmiştir. Önerilen yöntemin etkinliği deneysel çalışmalarla doğrulanmış ve taşıma verimliliğinin artırılmasıyla otomatik inşaat uygulamaları için pratik önemi vurgulanmıştır. Gelecekteki çalışmalarda, sistemin uzun süreli işletiminden kaynaklanan aktüatör/sensör arızaları dikkate alınarak arıza teşhisi ve aktif arıza tolerans kontrolü araştırma alanları olarak önerilmiştir.

Tınkır (2010), yatay düzlemde dönen ve uç noktasında basit bir sarkacın asılı olduğu elastik kol dinamiklerinin modellenmesi, robot manipülatörler ve dönel vinçler gibi mekanik sistemlerin analizi için önemli bir yaklaşım olarak literatürde yer almaktadır. İlgili çalışmada, elastik kolun konum ve uç nokta titreşimlerinin kontrolü ile asılı sarkacın salınımlarının bastırılması amaçlanmıştır. Sisteme ait dinamik model, Lagrange hareket denklemleri kullanılarak çıkarılmış ve SolidWorks ortamında oluşturulan katı model ile MATLAB/Simulink yazılımı entegrasyonu sayesinde sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Kontrol stratejileri kapsamında, PID kontrolcü ile

birlikte yapay sinir ağı tabanlı adaptif bulanık mantık ve interval tip-2 adaptif bulanık mantık kontrolcileri geliştirilmiş ve bu kontrolcüler hem sayısal hem de deneysel olarak değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, modelin doğruluğunu ve geliştirilen kontrol algoritmalarının etkinliğini ortaya koymuş, ayrıca literatürde benzer sistemler için önerilen yöntemlerle karşılaştırılmıştır. Bu çalışma, elastik kollu mekanik sistemlerde ileri seviye kontrol tekniklerinin uygulanabilirliğini göstermesi açısından önemli katkılar sağlamıştır.

Wu vd. (2016), kule vincin salınım hareketinin kontrolü için değişken yapılı (Variable Structure - VS) adaptif bulanık kontrol tekniği önermişlerdir. Adaptif bulanık kontrolün avantajı, kule vincin dinamiğinin çevrimiçi güncellenen bir yasa ile tahmin edilmesi yerine, lineer analitik sonuçların kullanılabilmesidir. Önerilen robust kontrol yasası, Lyapunov kriteri ve Riccati eşitsizliği temel alınarak geliştirilmiş VS adaptif bulanık kontrol şemasına dayanmaktadır. Bu kontrol tasarımı, sürüklenme ve sürtünme kayıpları, boşluklardan kaynaklanan zaman gecikmeleri gibi modelleme belirsizliklerini ve parametre değişkenliklerini aşmakta, ayrıca dış etkilere bağlı izleme hatasını telafi ederek sistemin tüm durumlarının uniform ultimate boundedness (üniform sonlu sınırlılık) (UUB) koşulunu sağlamaktadır. Böylece, yük bir noktadan diğerine taşınırken, yük salınımı mümkün olan en düşük seviyeye indirgenebilmektedir. Sayısal simülasyonlar, önerilen kontrol şemasının belirsizlikler, zaman gecikmeleri ve dış bozucu etkiler altında yük salınımını etkin biçimde azalttığını göstermiştir.

Al-Tuhaifi ve Al-Aubidy (2023), yükü minimum salınım açısı ile son konuma taşıyabilmek amacıyla adaptif ağ tabanlı bulanık çıkarım sistemi (ANFIS) tabanlı bir kontrolör tasarlamayı hedeflemişlerdir. Önerilen kontrolörün performansı, klasik orantısız-türevsel (PD) kontrolör, bulanık ayarlı PD kontrolör ve bulanık kontrolör olmak üzere üç farklı kontrolörle karşılaştırılmıştır. MATLAB tabanlı simülasyonlar ile yapılan değerlendirmeler, ANFIS kontrolörünün yük pozisyonunu başarılı bir şekilde ayarlarken, yük salınımlarını da küçük tutmada etkili olduğunu göstermiştir. ANFIS kontrolöründe yük salınım açısı yaklaşık  $\pm 2.28^\circ$  iken, klasik PD kontrolörde bu değer yaklaşık  $\pm 10^\circ$  olarak gözlemlenmiştir.

Şahin vd. (2010), 3 serbestlik dereceli (3-DOF) SCARA tipi robot manipülatörün yörünge takibi kontrolü için iki farklı adaptif ağ tabanlı bulanık mantık kontrolörü (Neuro-Bulanık) tasarlamışlardır. Robot manipülatörün hareket denklemlerinin elde edilmesinde kinematik ve dinamik denklemler kullanılmıştır. İstenen Kartezyen yörünge olarak dairesel bir alet yörüngesi seçilmiş ve üç farklı yükselme fonksiyonu

belirlenmiştir. Önerilen Neuro-Bulanık kontrolörlerin performansları, PID kontrol tekniği ile karşılaştırılarak, kontrolörlerin etkinliği gösterilmiştir.

Tınkır vd. (2011), yatay düzlemde hareket eden ve ölçeklendirilmiş bir kule vinç sistemi olarak kabul edilen esnek kollu ve sarkaçlı sistem için hiyerarşik yapay sinir ağı tabanlı adaptif bulanık mantık (HANNFL) kontrol yöntemi önermişlerdir. Esnek kolun konumu, uç noktası deplasmanı ve sarkaç salınım açılarının kontrolü amacıyla hem sayısal simülasyonlar hem de deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sistemin dinamik modeli Lagrange formülasyonu ve üç boyutlu katı modelleme programı kullanılarak elde edilmiştir. Simülasyon ve deneysel sonuçlar grafikler ve tablolarla karşılaştırılmış, simülasyonların geçerliliği deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır. Önerilen kontrolörün performansı detaylı şekilde incelenmiş ve hem simülasyon hem de deneysel çalışmalar kapsamında sistemin konum, uç nokta deplasmanı ve sarkaç salınım açılarının başarılı şekilde kontrol edildiği, belirlenen hedeflerin gerçekleştirildiği ortaya konmuştur.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

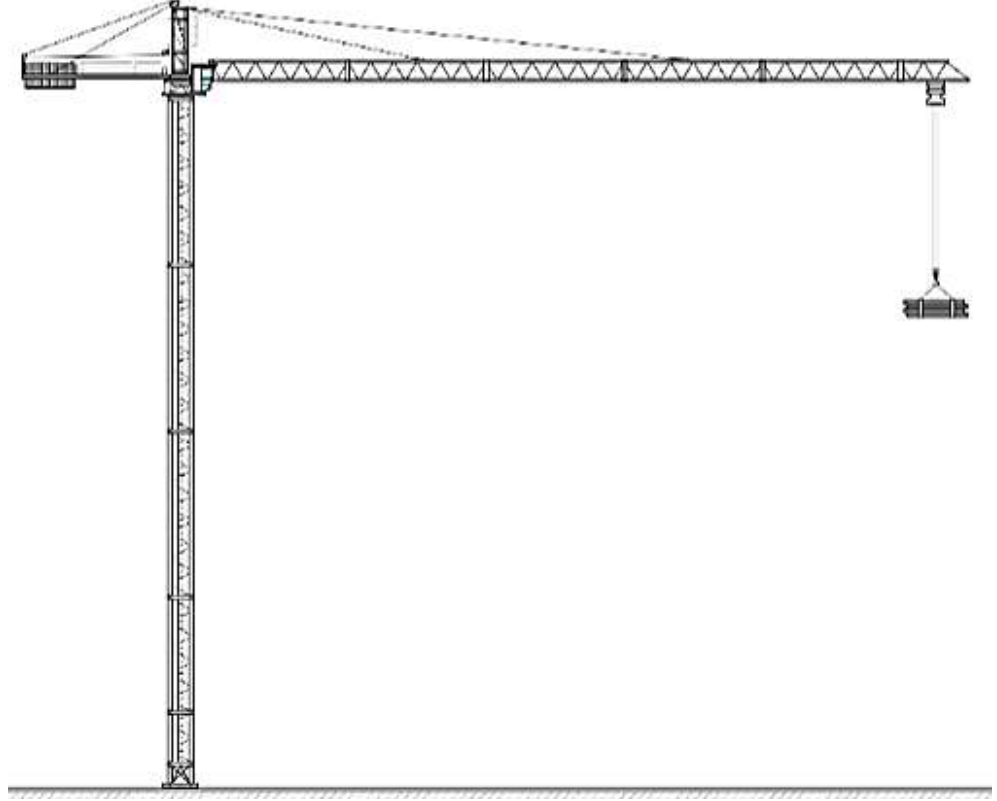
Tez kapsamında, sanayide ve inşaatda kullanımı giderek artan ve kullanılması neredeyse mecburi hale gelen kule vinçlerin; uygun ve trend olan bir kule vinç modeli seçilmiş, 3D tasarımı Solidworks programı ile yapılmış, kule vincin temek alt bileşenlerinin statik analizleri yapılmıştır. Kule vinç tasarımının ayırık sistem modeli oluşturulmuş ve hareket denklemleri elde edilmiş, kule vinç bileşenlerinin modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Tasarımı yapıla kule vinç modelinin ayırık sistem modeli hazırlanmış ve hareket denklemleri çıkarılarak matematiksel modeli oluşturulmuştur. Matlab Simulink üzerinde 16 serbestlik dereceli bir blok diyagramı hazırlanmış ve uç noktada maks. yükte kule vincin yer değiştirmesi ve titreşim kontrol yapılarak konum-zaman (x-t) grafiği çıkarılmıştır. Matlab yazılımı aracılığı ile kule vincin otomatik kontrolü PID ve bulanık mantık kontrolcülerini ile gerçekleştirilmiştir.

Farklı kule vinç tipleri, yapılan pazar araştırması ve firmaların yoğun olarak satışa sunduğu ürünler için detaylı olarak incelenmiştir. Tüm kule vinçler bazı ortak özelliklere sahip olsalarda, çeşitli tasarım ve kullanım farklılıkları bulunur. Şantiyelerde yaygın olarak karşılaşılan 4 kule vinç türü şunlardır (St. George Cranes, 2022):

- Hammerhead(Çekiç başlı)
- Flat Top (Tepesiz)
- Luffing (Eğilebilir kollu)
- Self-erecting (Kendiliğinden kurulabilen)

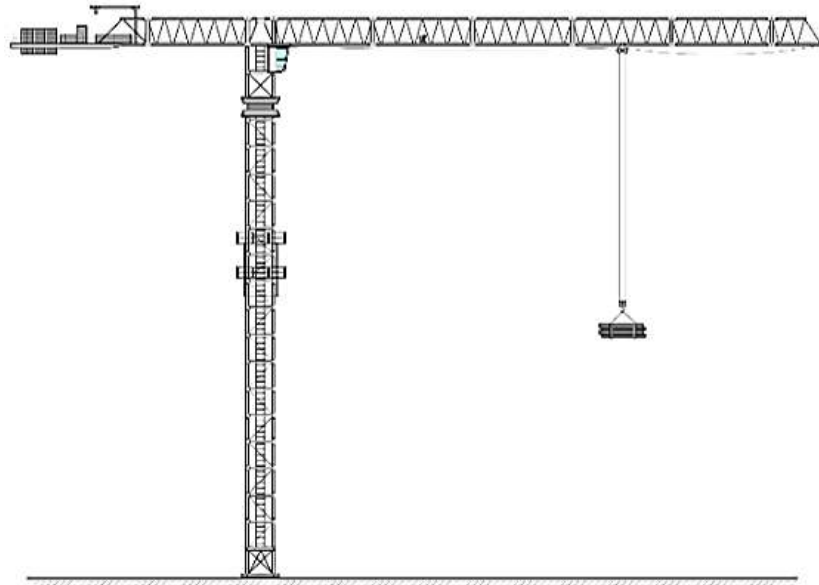
#### 3.1. Kule Vinç Tipleri

Çekiç başlı kule vinç, çok yönlülüğü sayesinde dünyada en yaygın kullanılan vinç türlerinden biridir. Pek çok farklı proje ve şantiyede güvenilir ve hassas kaldırmalar için kullanılabilir. Bu vincin en ayırt edici özelliği "raflama" yeteneğidir. Vincin taşıyıcı arabası (trolley), yükü jib (bom) boyunca yatay olarak ileri geri hareket ettirerek taşıyabilir; bu işlem sırasında yükseklik değiştirmeye gerek kalmaz (St. George Cranes, 2022). Hammerhead kule vinç modeli Şekil 3.1.'de gösterilmiştir.



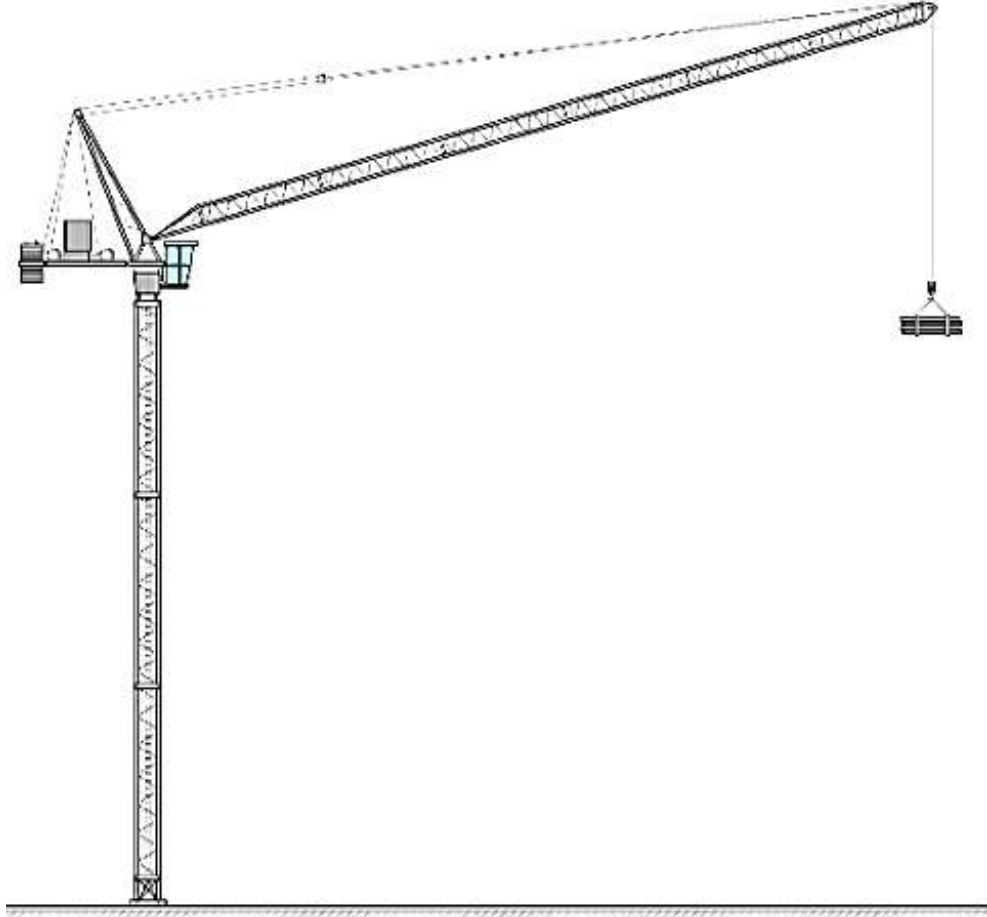
Şekil 3.1. Hammerhead kule vinç (Tower cranes Code of Practice, 2023)

Temel özellik olarak çekiç başlı vinçle aynı yeteneklere sahiptir. Farklı olarak çekiç başlı da bulunan en tepedeki çekiç gibi olan çıkıntılı kısım yoktur. Bu da şantiyelerde birden fazla vinçle eş zamanlı çalışma imkânı sağlamaktadır (St. George Cranes, (2022)). Bunun yanı sıra malzeme tasarrufu ve işçilik maliyetinde azalma sağlamaktadır. Flat top kule vinç modeli Şekil 3.2.'de gösterilmiştir.



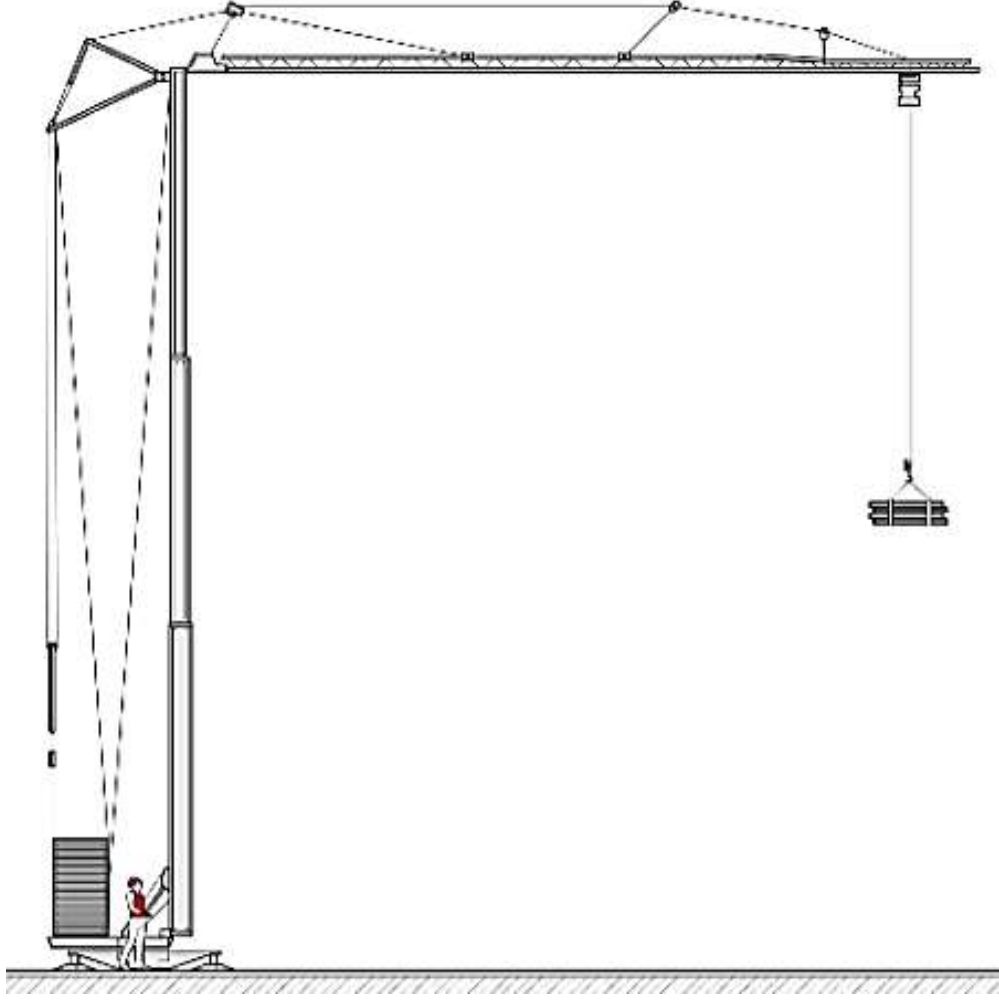
Şekil 3.2. Flat top kule vinç (Tower cranes Code of Practice, 2023)

Luffing kule vinçler, tasarım olarak çekiç başlı kule vinçlere benzese de önemli bir fark barındırır. Luffing kule vinçlerin bomu yukarı ve aşağı hareket ettirilebilir; bu harekete *luffing hareketi* denir. Bu sayede daha dar bir dönüş (slewing) yarıçapı elde edilir ve alanın kısıtlı olduğu projeler için ideal hale gelir. Luffing vinçler, çekiç başlı vinçlere göre daha ağır yükleri kaldırabilir ve genellikle daha pahalıdır (St. George Cranes, 2022). Luffing kule vinç modeli Şekil 3.3.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Luffing kule vinç (Tower cranes Code of Practice, 2023)

Kendiliğinden kurulabilen kule vinçler, başka bir kaldırma ekipmanına ihtiyaç duyulmadan kurulabilir. Bu özellik, ekipmanın sık sık bir yerden başka bir yere taşınması gereken işler için büyük avantaj sağlar. Bu vinçler daha hafif, daha kompakt ve kurulumu daha kolay olsa da maksimum yük kaldırma kapasiteleri diğer kule vinçlere göre daha düşüktür (St. George Cranes, 2022). Self-erecting kule vinç modeli Şekil 3.4.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Self-erecting Kule Vinç (Tower cranes Code of Practice, 2023)

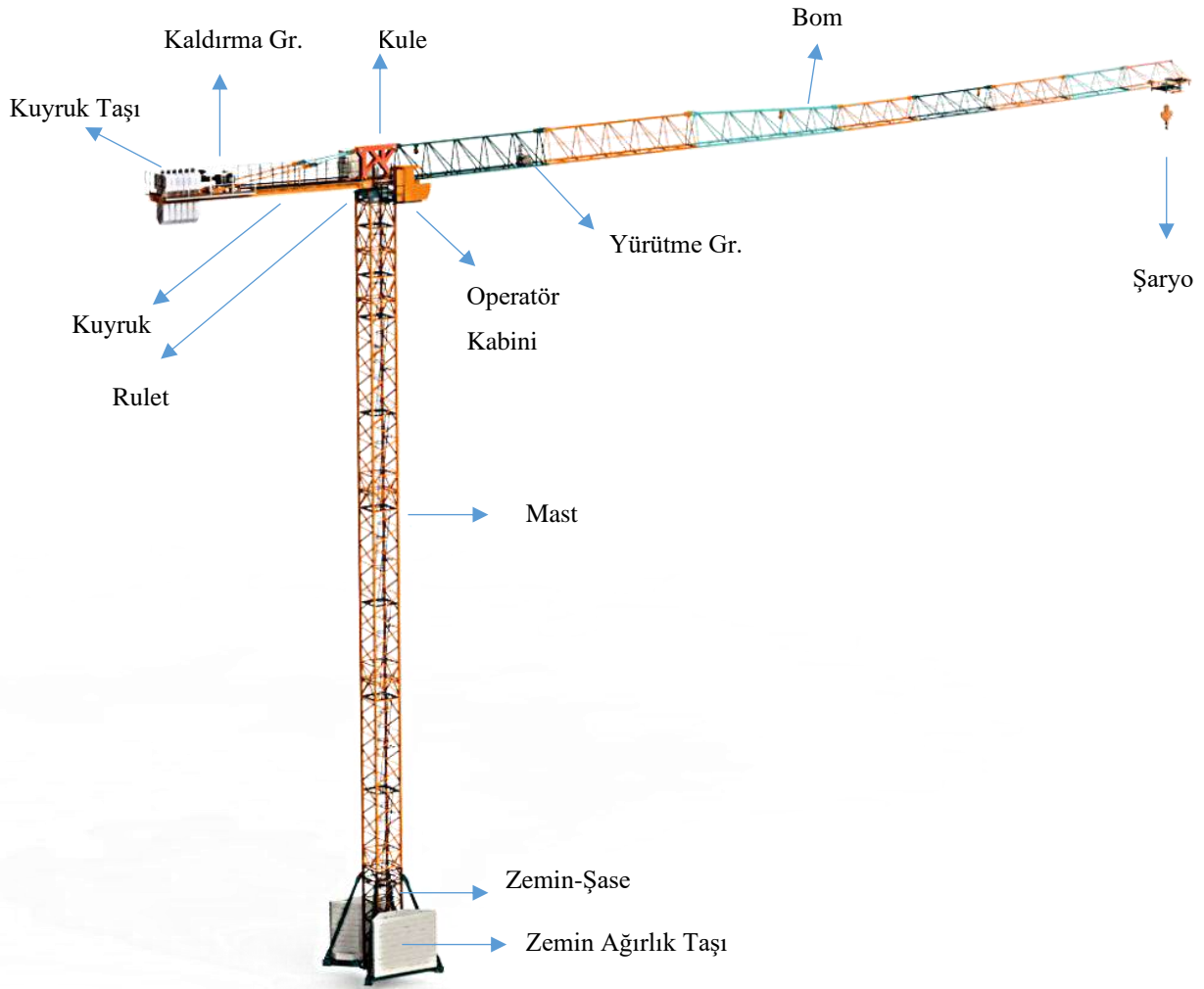
### 3.2. Flat Top Kule Vinç

Flat Top kule vinçler, tekli ve özellikle çok bloklulu inşaatlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Hammerhead vinçler ile benzer kullanım özelliklerine sahip olsa da son zamanlarda bu vinçlerin yerini, sağladığı bazı avantajlardan dolayı, Hammerhead vinçlerin yerini almaktadır. Daha düşük işçilik maliyeti, daha düşük malzeme maliyeti, büyük şantiyelerde, tepe kısmı olmadığı için diğer vinçlerle birlikte daha kolay ve avantajlı kullanım avantajlarından bazıları ve en önemlileridir. Bu sebeplerden dolayı pazar payı git gide artmakta ve kullanımını yaygınlaşmaktadır.

Tez kapsamında kule vinç modeli olarak Flat Top olarak adlandırılan kule vinç modeli seçilmiş ve solidworks yazılımı aracılığıyla tasarlanmıştır. Temel tasarım detayları ve kule vinç kapasitesi ile ilgili bilgiler Tablo 3.1.'de verilmiştir. Tasarımı yapılan Flat Top kule vinç modeli Şekil 3.5.'de verilmiştir.

Tablo 3.1. Kule vinç tasarım detayları

Kule Vinç Modeli	Maks. Kaldırma Kapasitesi	Uçta Maks. Kaldırma Kapasitesi	Serbest Duruş Yüksekliği	Bom-Kuyruk Uzunluğu
Flat Top	10t	2t	40m	60m-15m



Şekil 3.5. Flat top kule vinç

Kule vinç toplamda 9 ana bileşenden oluşmaktadır. Bu bileşenlerin isimleri aşağıda verilmiştir;

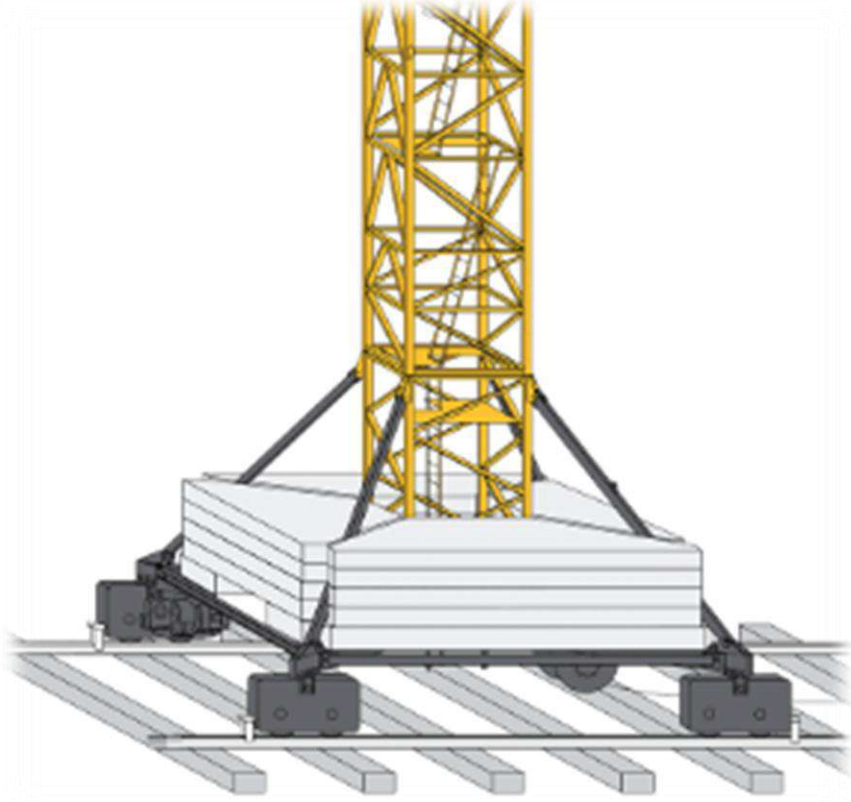
- Zemin/Şase
- Mast
- Rulet
- Kule
- Kuyruk
- Bom
- Şaryo, Kanca
- Kaldırma grubu
- Yürütme grubu

Bu bileşenlerin sistemdeki görev tanımları detaylı görselleri bir alt başlıkta verilmiştir.

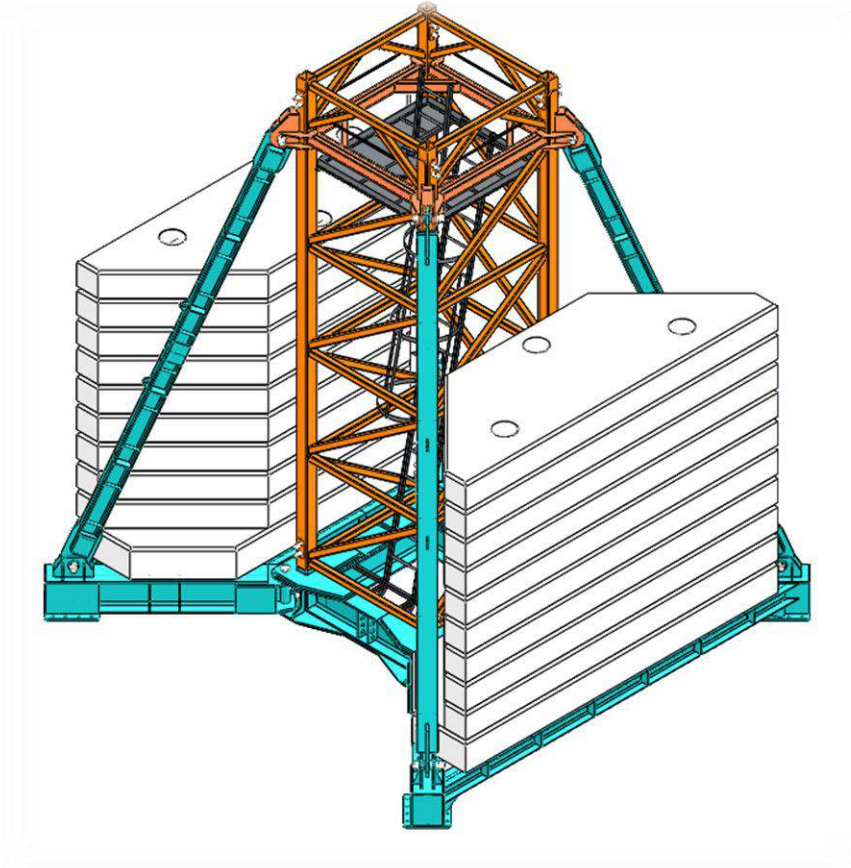
Kule vincin zeminle bağlantısını sağlayan bileşendir. Zemine gömülü, şaseli ve hareketli olmak üzere 3 tür şase tipi vardır. Eğer kule vinç sabit bir yerde durarak operasyonlarını gerçekleştirecekse zemine gömülü veya şaseli bir zemin bağlantısı kullanılmaktadır. Ancak kule vinç şantiye içerisinde hareket edecekse, hareketli tipte bir kule vinç şasesi kullanılmaktadır. Zemine gömülü zemin-şase Şekil 3.6.'da, hareketli zemin- şase tipi Şekil 3.7'de ve zeminle şase bağlantılı olan zemin-şase tipi Şekil 3.8.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Zemine gömülü şase



Şekil 3.7. Hareketli şase



Şekil 3.8. Şase bağlantılı zemin-şase tipi

Tez kapsamında tasarım olarak şase bağlantılı zemin-şase tipi seçilmiştir. Yukarıda bulunan Şekil 3.8. numaralı görsel tasarımı yapılan kule vincin şasesine aittir.

Zemin ağırlık taşları sistem boştayken veya yükleme durumundayken, kule vinç üzerine etki eden devrilme momentini dengelemek için kullanılmaktadır.

Mast bileşeni kule vinç sisteminin en kritik elemanların birisidir. Dikme veya direk olarak da adlandırılmaktadır, sistemin ana taşıyıcı omurgası ve bir kafes sistem elemanıdır.

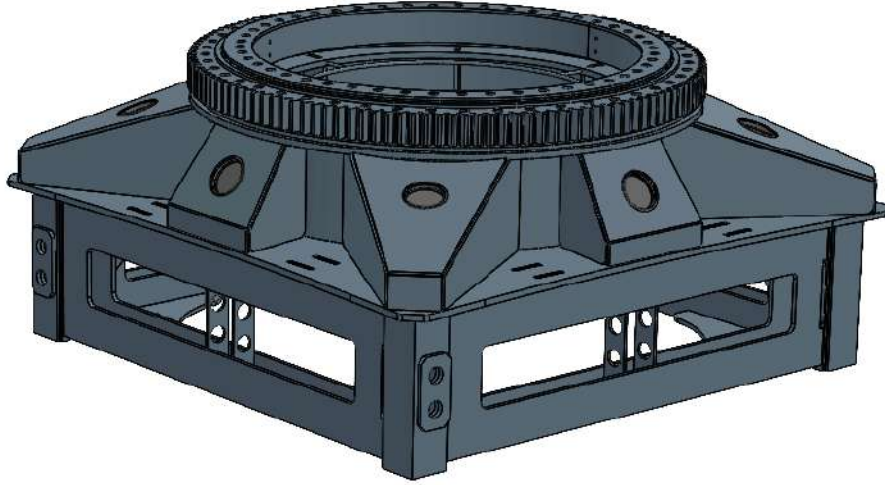
Kule vincin istenen yüksekliğe ulaşmasını sağlar, bom ve kuyruk kısmından gelen yükleri zemine aktarır, yatay ve burulma momentlerine karşı direnç sağlar ve rijitlik katar. Ayrıca operatörün kabine tırmanması için gerekli olan merdiven ve sahanlık kısımlarını taşır. Tasarımı yapılan mast bileşenine ait görsel Şekil 3.9.'da verilmiştir.

Yapılan tasarımda kaldırma yüksekliğini veya diğer adıyla serbest duruş yüksekliğini istediğimiz yüksekliğe getirebilmek için toplamda 3 adet uzun ve 2 adet kısa olmak üzere 5 adet mast kullanılmıştır.



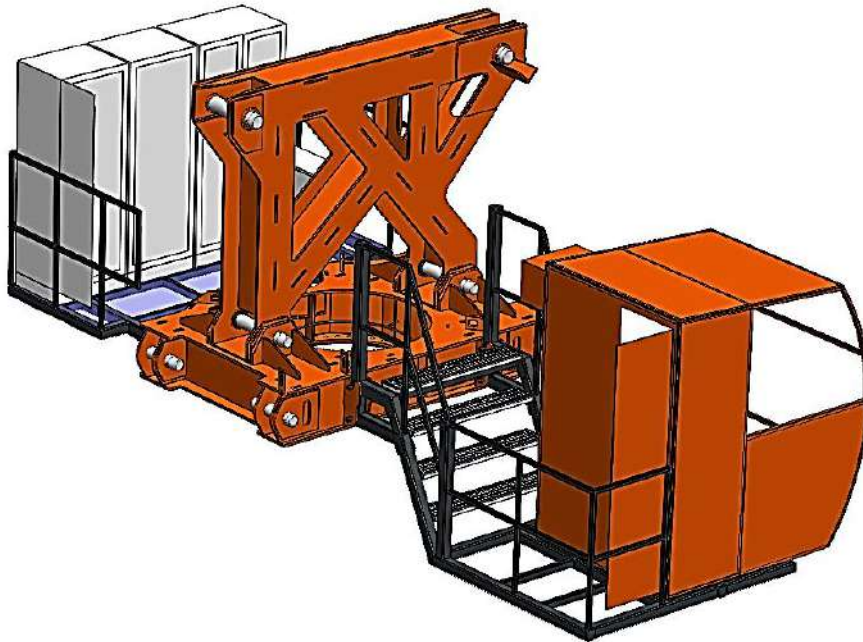
Şekil 3.9. Kule vinç mastı

Kule vinçte rulet olarak adlandırılan bileşenin ana görevi, alt blokla üst bloğun bağlantısını sağlayıp, üzerinde bulunan döndürme dişlisi ile kule vincin dönme operasyonlarını yapmasını sağlamaktır. Şekil 3.10.'de tasarımı yapılan rulet görsel olarak verilmiştir.



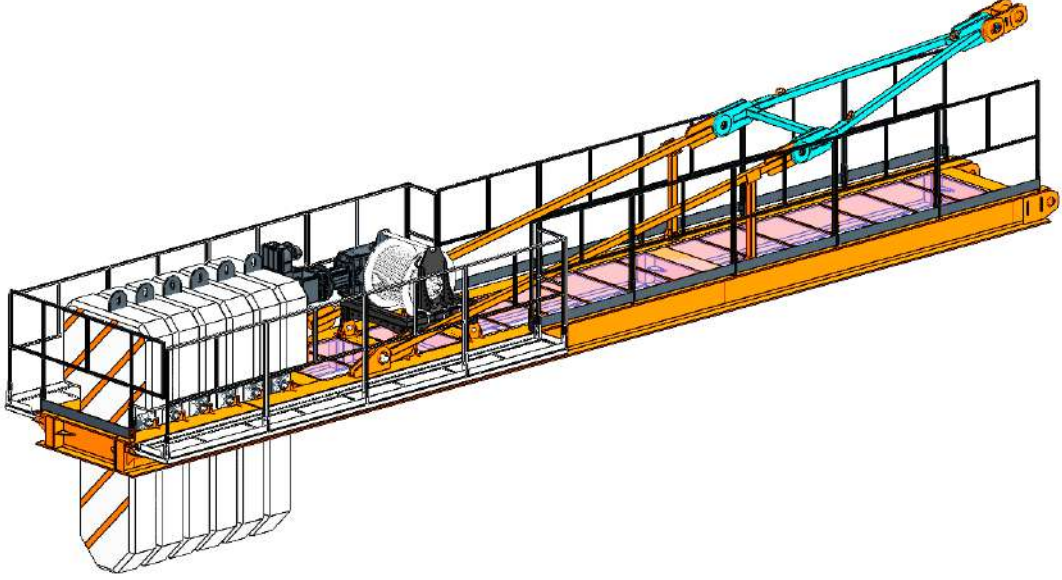
Şekil 3.10. Kule vinç-rulet

Kule kısmı, kule vincin şase, mast ve rulet kısmı ile kuyruk ve bom kısmının bağlantısı sağlar. Elektrik panosu ve operatör kabini de bu kısımda bulunur. Şekil 3.11.'de verilmiştir.



Şekil 3.11. Kule vinç-kule

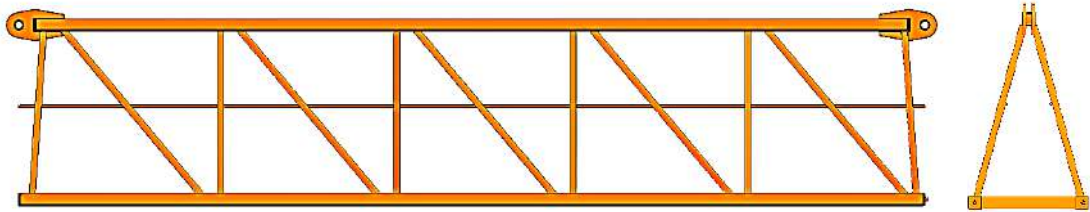
Kuyruk, kule vincin ana ve önemli birleşenlerinden bir tanesi olup, kaldırılan yükün dengelenmesi için karşı ağırlıkların bulunduğu kısımdır. Gergi kolları ile kule bileşenine bağlanır. Ayrıca yükü kaldırmak için kullanılan kaldırma grubu da bu kısımda yer alır. Şekil 3.12.'de tasarımı yapılan kuyruk görseli verilmiştir. Kuyruk kısmının arkasında bulunan kuyruk taşları ise ihtiyaç duyulan karşı ağırlığa göre koyulmuştur.



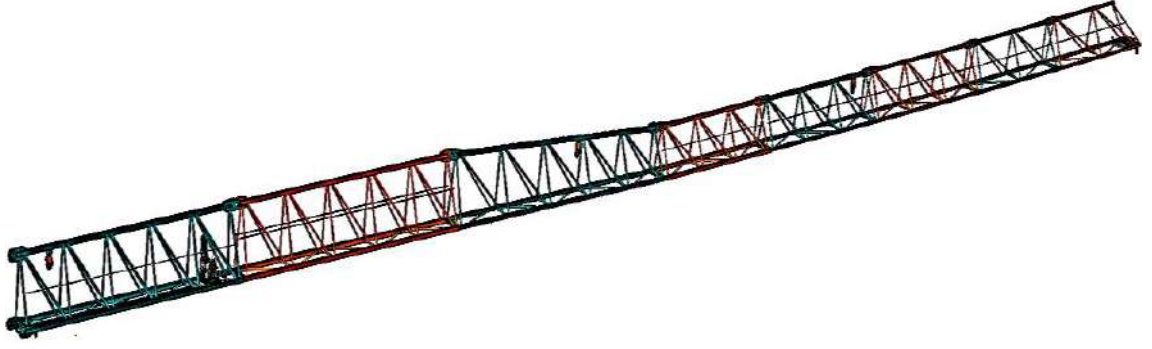
Şekil 3.12. Kule vinç-kuyruk

Bom kule vinçlerin en kritik parçalarından biridir ve yükün bom boyunca dağıtılmasını sağlayarak sistemin dengelenmesine ve yükün kaldırılmasına olanak sağlar. Yükü kaldıran ve istenilen konuma hareket ettiren şaryo bomun üzerinde hareket eder. Yürütme grubu da bomun üzerinde bulunur. Bom bileşeni de tıpkı mast da olduğu gibi kafes sistem elemanıdır.

Tasarımda farklı uzunluklarda ve yüksekliklerde toplamda 8 adet bom kullanılmıştır. Şekil 3.13.'de tek bir boma ait ve Şekil 3.14.'de bom grubuna ait görseller aşağıda verilmiştir.

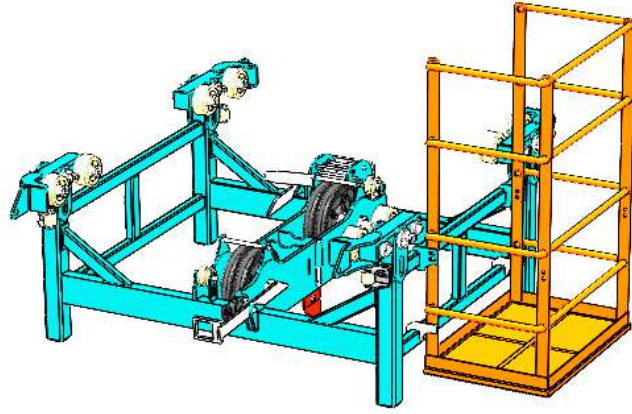


Şekil 3.13. Kule vinç-bom



Şekil 3.14. Kule vinç-bom grubu

Şaryo, yüklerin kaldırılması ve hareket ettirilmesi için kullanılan bir bileşendir. Bom üzerinde ileri geri hareket ederek yükleri istenilen yerlere ulaştırabilir. Şekil 3.15.'da tasarımı gerçekleştirilen şaryoya ait görsel verilmiştir.



Şekil 3.15. Kule vinç-şaryo

Yürütme grubu bom üzerinde montajlanan ve halatlar ile şaryoya hareketi veren motor grubudur. Gerekli olan çalışma sınıfı Fem (Federation Europeenne de la Manutention) 1.001'de seçilmiş ve gerekli olan motor hesapları yapılmıştır.

Kaldırma grubu, adında da anlaşılacağı üzere yükü kaldırmak için kullanılan motor grubudur. Kaldırma grubu hesapları için öncelikle bir işletme hesabı yapıp, DIN 15020 ve FEM 1.001 standartlarına göre çalışma sınıfı ve süresi belirlenmiştir. Daha sonra uygun çalışma sınıflarına karşılık olarak uygun güvenlik katsayıları belirlenmiş ve gerekli olan hesaplamalar yapılmıştır. İşletme grubu seçim tablosu Tablo 3.2’de ve ilgili standart verileri Tablo 3.3.’de verilmiştir.

**Tablo 3.2.** İşletme grubu seçim tablosu (Kökçü ve Arslan, 2015)

Çalışma Zamanı Sınıfı	Sembolü			V <sub>006</sub>	V <sub>012</sub>	V <sub>025</sub>	V <sub>05</sub>	V <sub>1</sub>	V <sub>2</sub>	V <sub>3</sub>	V <sub>4</sub>	V <sub>5</sub>
	Bir Yıl Boyunca Günlük Ortalama Çalışma Zamanı (Saat Olarak)			≤ 0,125	> 0,125 ≤ 0,25	> 0,25 ≤ 0,5	> 0,5 ≤ 1	> 1 ≤ 2	> 2 ≤ 4	> 4 ≤ 8	> 8 ≤ 16	> 16
Yük Dağılımı Sınıfı	No	Tarif	Açıklama	İşletme Grubu								
	1	Hafif	Az Sıklıkta Max. Yük	1E <sub>m</sub>	1E <sub>m</sub>	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>
	2	Orta	Eşit Sıklıkta Min. Orta ve Max. Yük	1E <sub>m</sub>	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
	3	Ağır	Devamlı Max. Yüke Yakın Yükler	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>

**Tablo 3.3.** Fem 1.001 ve DIN 15020 karşılıkları (Kökçü ve Arslan, 2015)

FEM 1001	DIN 15020
M3	1 B <sub>m</sub>
M4	1 A <sub>m</sub>
M5	2 <sub>m</sub>
M6	3 <sub>m</sub>
M7	4 <sub>m</sub>
M8	5 <sub>m</sub>

### 3.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM)

Tasarımı yapılan kule vinci statik analizleri ANSYS Workbench programı ile yapılmıştır. Sistemin geneli çok büyük bir kütlede ve elemanlardan oluştuğu için bütün halinde bir analiz gerçekleştirilememiş ancak uzak yükler aracılığı ile alt elemanlar olarak gerekli olan analizler yapılmıştır.

Çelik konstrüksiyon malzemesi olarak S355J0 (St52-3) kullanılmıştır. Kullanılan malzeme kimyasal özellikleri Tablo 3.4.'de, mekanik özellikleri Tablo 3.5.'de verilmiştir.

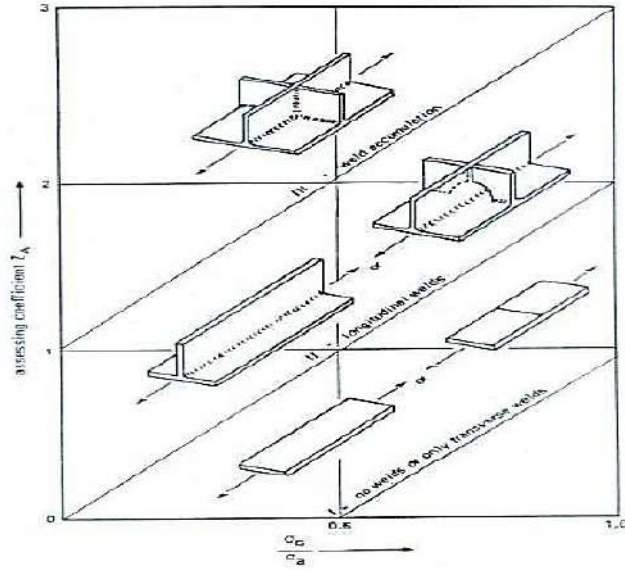
**Tablo 3.4.** S355J0 (st52-3) kimyasal özellikleri (TS EN 10025-2)

C	Si	Mn	P	S	N	Cu	CEV
Maks.	Maks.	Maks.	Maks.	Maks.	Maks.	Maks.	Maks.
0.22	0.55	1.6	0.035	0.035	0.012	0.55	0.47

**Tablo 3.5.** S355J0 (st52-3) mekanik özellikleri (TS EN 10025-2)

<b>Akma Mukavemeti</b>								
Kalınlık t (mm)	16'ya kadar	16-40	40-63	63-80	80-100	100-150	150-200	200-250
Min. Akma	355	345	335	325	315	295	285	275
<b>Çekme Mukavemeti</b>								
Kalınlık t (mm)	3'e kadar		3-100		100-150		150-250	
Çekme Muk.	510-680		470-630		450-600		450-600	
<b>Uzama (%)</b>								
Kalınlık t (mm)	3-40	40-63	63-100		100-150		150-200	
Min. Uzama	22	21	20		18		17	
<b>Elastiklik Modülü</b>	<b>Kayma Modülü</b>		<b>Yoğunluk</b>		<b>Poisson Oranı</b>		<b>Isıl İletkenlik</b>	
210Gpa	80Gpa		7800(kg/m <sup>3</sup> )		0.3		40-45 (W/m <sup>°K</sup> )	

Verilen bu malzeme özelliklerinin bilinmesi, sonlu elemanlar analizlerinin yapılması ve sonuçlarının değerlendirilmesi için çok önemlidir. Ancak bilinen bu malzeme özellikleri kendi başına analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde yeterli değildir. Yapının güvenliği için; akma, dengesizlik ve yorulma hasarlarına göre tasarımda gevrek kırılmaya garanti verilmemektedir. Yapılarda yeterli emniyeti elde edebilmek için gevrek kırılma hesaba katılarak çelik kalitesi seçilmelidir (Federation Europeenne De La Manutention, 1998). Nitekim çalışma şartlarına göre güvenlik katsayıları olmak zorundadır ve bu katsayılar kule vinçler için FEM 1.001 standardında açık bir şekilde belirtilmiştir. Çelik yapıların güvenlik katsayısı belirlenirken çelik konstrüksiyon yapılarının imalat durumu oldukça önemlidir. Bu bağlamda yapının imalatı ile ilgili detaylar Şekil 3.16.'de verilmiştir.



Şekil 3.16. Kaynak birleşim şekilleri (Federation Europeenne De La Manutention, 1998)

I: Kaynak yok veya enine kaynak II: Boylamasına kaynak III: Kaynak birleşim bölgesi

Düşük gerilmelere sahip elemanlarda kaynak sonrası gerilme giderme yapılsa(yaklaşık 600-650C) doğru I tüm kaynak tipleri için uygulanabilir (Federation Europeenne De La Manutention, 1998).

Güvenlik katsayısının seçimi ile ilgili tablo ve bilgiler aşağıdaki Tablo 3.6.' da verilmiştir.

Tablo 3.6. Güvenlik katsayısı (Federation Europeenne De La Manutention, 1998)

Çelikler	Akma Sınırı $\sigma_E$ N/mm <sup>2</sup>	Müsaade Edilebilir Gerilme: $\sigma_a$		
		Durum I	Durum II	Durum III
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>
E.24 (A.37, Fe 360)	240	160	180	215
E.26 (A.42)	260	175	195	240
E.24 (A.52, Fe 510)	360	240	270	325

Tasarımımızda kullandığımız S355J0(St-52) malzemenin eş değeri verilen tabloda A.52'dir ve müsaade edilebilir gerilme durumu için durum 1 seçilmiştir. Yani analiz sonuçları değerlendirilirken 240MPa gerilme sınırı kabul edilebilir gerilme olarak kabul edilecektir.

### 3.4. Modal Analiz

Modal analiz, yapının doğal frekanslarını ve mod şekillerini belirlemek için yapılan bir analiz türüdür. Doğal frekans yapının dış bir zorlayıcı kuvvet olmadan titreşime maruz kaldığı frekans değeridir. Sistemin kütle ve rijitlik özelliklerinin bir fonksiyonudur. Eğer sisteme dışardan bir etki doğal frekansına yakın bir frekansta etki ederse sistem rezonansa girer ve sistemin salınım genliği tehlikeli şekilde artar.

Mod şekli ise, sistemin hangi frekansta nasıl hareket ettiğini gösterir. Serbest titreşim durumunda olan bir sistemin ilk 6 modunun 0 olması beklenir. Çünkü ilk 6 mod, sistemin gerçek deformasyon yapmadan hareket ettiği rigid body modlarıdır. 3 ekseninde (x, y ve z) ötelenme ve dönme hareketlerini yapabilir. 7. moddan itibaren sistem artık şekil değiştirmeye ve deforme olmaya başlar.

Modal analiz sonucunda yapının titreşim karakteristiği öğrenildikten sonra, eğer sistemi rezonansa sokacak bir zorlayıcı kuvvet varsa;

- Sisteme sönümleyiciler eklenebilir.
- Yapının rijitliği artırılabilir.
- Sistemin geometrisi değiştirilebilir.

Modal analiz sonucunda, sistem daha güvenli ve daha ekonomik hale getirilebilir. Bu yüzden yüksek titreşim ve salınımına sahip sistemlerin modal analizlerinin yapılması son derece önemlidir. Kule vinçte bu yapıların arasında en önemlilerindedir. Yaşanabilecek bir aksaklık ölümlerle sonuçlanabilir. Özellikle rüzgâr gibi düşük frekansa sahip dış etkilerden etkilenmektedir. Bu nedenle sistemin sadece statik analizini yapmak doğru değildir. Yapının titreşim karakteristiği belirlenmeli gerekli ise tasarım optimizasyonları yapılmalıdır.

Bu tez kapsamında kritik etkiye sahip olan bileşenlerin modal analizleri Ansys ortamında gerçekleştirilmiştir.

### 3.5. Ayrık Sistem ve Matematiksel Modeli

#### 3.5.1. Ayrık sistem modeli

Gerçek fiziksel sistemler genellikle sürekli, çok bileşenli ve zamana/uzaya bağlı karmaşık davranışlar sergiler. Bu tür sistemler, kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilir ve analitik çözüm elde etmek zordur. Ayrık sistem modeli ile karmaşık sistemler daha basit hale getirebilir, sayısal çözümler yapılabilir ve kontrol edilebilir hale getirilebilir.

Ayrık sistem modeli, fiziksel bir sistemin sınırlı sayıda kütle, yay, sönümleyici gibi elemanlar ile idealize edilerek modellenmesidir. Bu tür modeller, sürekli bir sistemin yerine daha basit, analiz edilebilir bir yapı sunar.

Ayrık sistem modeli ;

- Titreşim analizleri (ör. makine titreşimleri, bina ve köprü dinamikleri),
- Kontrol sistemlerinin modellenmesi (ör. PID kontrolör tasarımı),
- Yapısal analiz (ör. kule vinç modelleri, taşıyıcı sistemler),

gibi birçok mühendislik uygulamasında kullanılmaktadır.

Bu tez kapsamında karmaşık ve büyük bir yapıya sahip bir kule vinç, ayrık sistem olarak modellenmiştir. Modellenen bu sisteme göre, her bileşene ait hareket denklemleri Newton yöntemi ile çıkarılmıştır.

### 3.5.2. Hareket denklemleri ve matematiksel model

Hareket denklemi, bir fiziksel sistemin zamanla değişen konum, hız ve ivme gibi dinamik değişkenlerini; üzerine etki eden kuvvetler veya momentler ile ilişkilendiren matematiksel ifadedir. Bu denklemler, sistemin dinamik davranışını tanımlamak ve bu davranışın analitik veya sayısal yöntemlerle çözümlenmesini mümkün kılmak amacıyla oluşturulur.

Tez kapsamında ihtiyaç duyulan hareket denklemleri Newton yöntemi ile elde edilmiştir. Çok serbestlik dereceli bir sisteme sahip olan ayrık sistem modelimizde, toplamda 17 serbestlik derecesi vardır.

Tek serbestlik dereceli sistemler için:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (3.1)$$

Çok serbestlik dereceli sistemler için:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F(t) \quad (3.3)$$

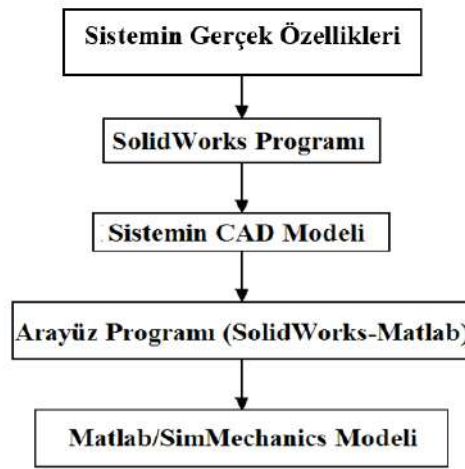
denklemleri uygulanır.

Burada; M, C ve K sırasıyla kütle, sönüm ve rijitlik matrislerini, q(t) serbestlik derecesi vektörlerini, F(t) ise zamana bağlı dış yükleri ifade etmektedir.

Sistemde zemin şase, mast ve kule kısmı yatayda yer değiştirme (x), kuyruk, rulet-kule ve bom ise düşeyde (y) yer değiştirmektedir. Rulet-kule bileşeni hem yatayda hem de düşeyde yer değiştirmeye sahiptir. Bu yüzden sistemi bir bütün halinde inceleyebilmek için rulet-kule bileşenine bir çapraz bağlantı sağlayan yay (kc) eklenmiştir.

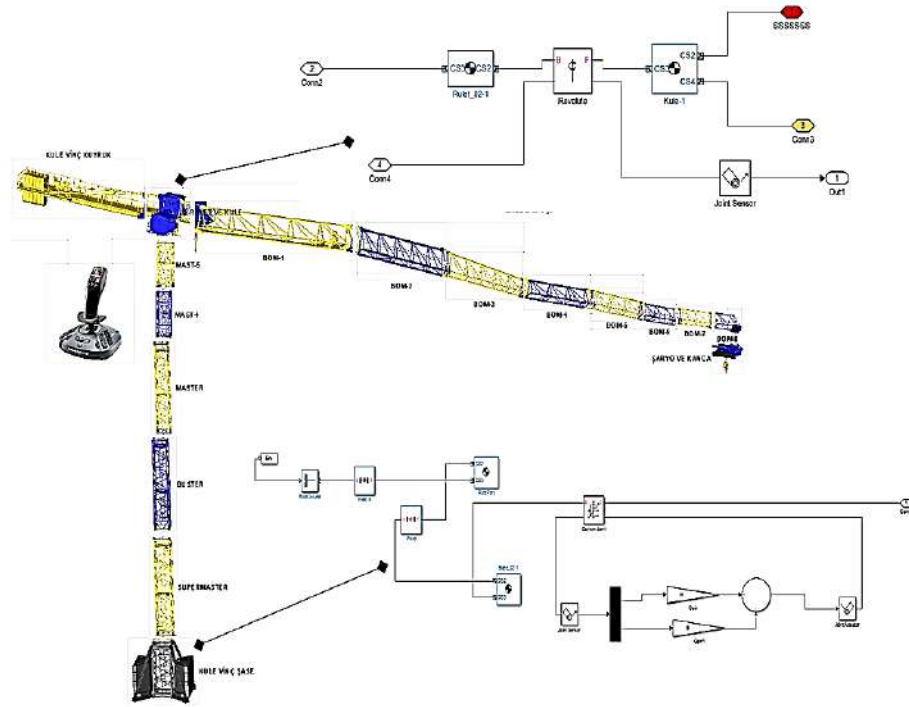
### 3.6. Elastik Sistem Modelinin Oluşturulması

Bu bölümde flat-top tip kule vinç sisteminin dinamik modelinin farklı bir modelleme tekniği kullanılarak yapılması anlatılmaktadır. Sistemin elastik yapıdaki dinamik modeli SolidWorks ve MATLAB (Simulink/Simmechanics) programları kullanılarak yapılmıştır. Bu türde bir yöntem kullanılmasındaki amaç ise, sistemi oluşturan parçaların gerçek kütle ve atalet değerlerinin göre fiziksel özelliklerinin simülasyon çalışmalarındaki etkisini gözlemlemektir. Literatüre göre bu yöntem ile karmaşık şekillere sahip sistemler matematiksel denklemler kullanmadan modellenebilmektedir.



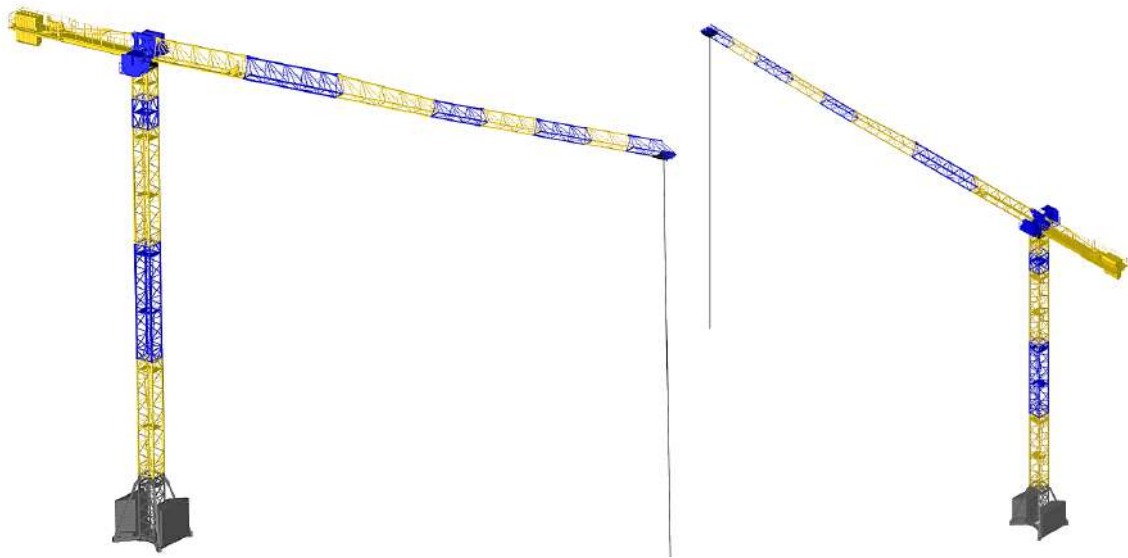
Şekil 3.17. Elastik Modelleme Aşamaları

İlk olarak flat-top tip kule vinç sistemini oluşturan parçaların (şase, mast ve bom) gerçek kütle ve atalet değerlerine göre birebir boyutlarda katı modeli oluşturulmuştur. Daha sonra parçaların malzemeleri belirlenmiş ve buna göre çizimler tamamlanmış ve sistemin montajı yapılmıştır. Solidworks ve MATLAB programları kullanılarak yapılan dinamik modelleme çalışmasının planı Şekil 3.17.'de görülmektedir. Sistemin simülasyon için hazırlanan modeli Şekil 3.18.'de verilmiştir. Şekilde görülen modelde sadece şase mastı ve kule parçalarının alt sistem modelleri görsel olarak sunulmuştur. Tüm alt sistem modelleri ekler kısmında verilmiştir. Buna göre her alt modelde x ve z kartezyen koordinatlarda tanımlanmış rijitlik ve sönümü ifade eden K ve C katsayıları kullanılmıştır. Bu katsayılar önceki bölümlerde anlatılan Ansys-Workbench yazılımından elde edilmiştir. Ayrıca bu modelde, kule vinç sistemi y ekseninde kule dönme hareketini gerçekleştirmektedir.

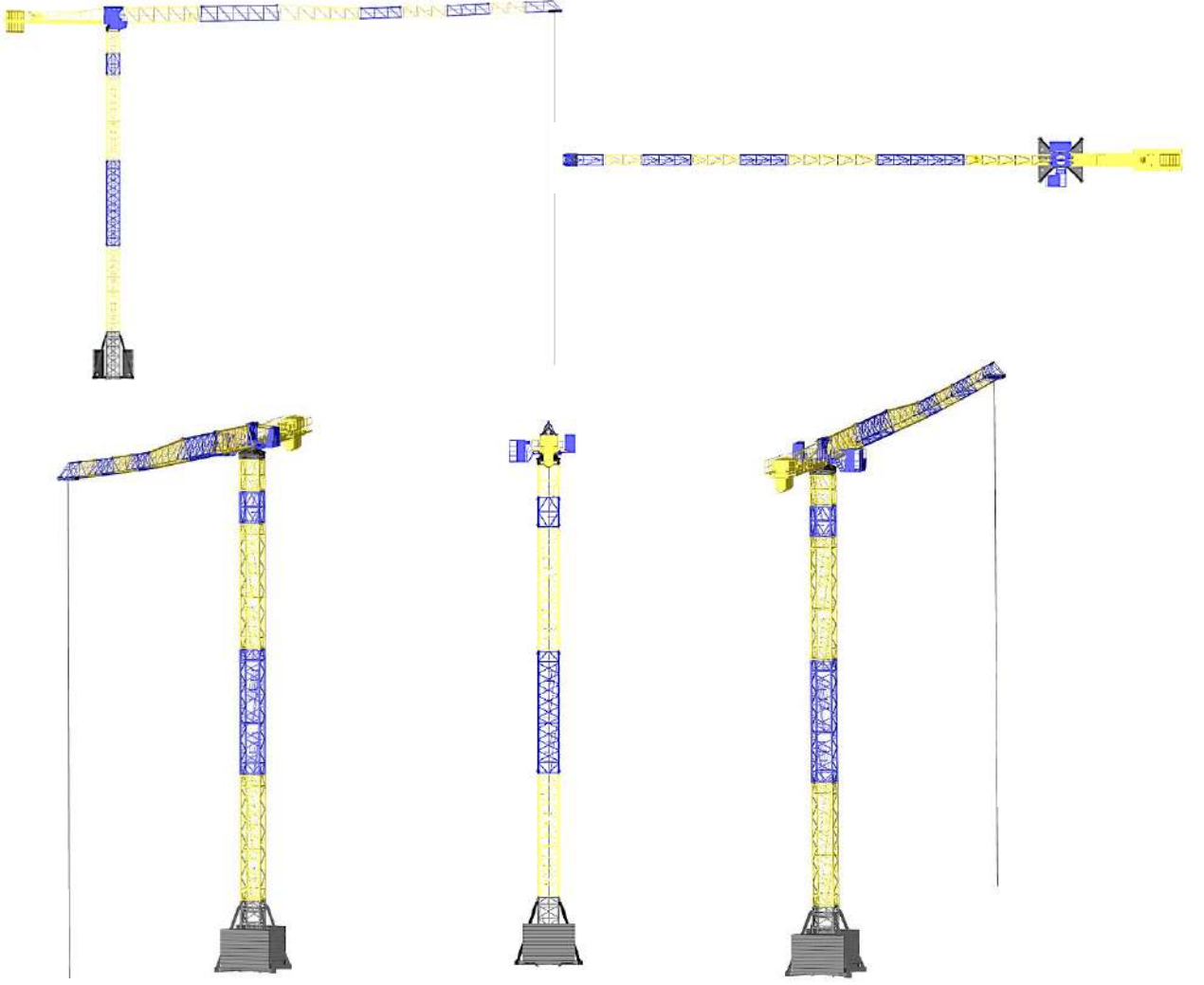


Şekil 3.18. Sistemin elastik matlab/simmechanics simülasyon modeli

Matlab/SimMechanics programında elde edilen elastik kule vinç modeline ait görseller Şekil 3.19. ve Şekil 3.20.'de verilmiştir.



Şekil 3.19. Sistemin elastik matlab/simmechanics modeli görselleri-1



Şekil 3.20. Sistemin elastik matlab/simmechanics modeli görselleri-2

### 3.7. Kontrolcü Tasarımı

#### 3.7.1 PID kontrol ve yapısı

PID kontrol üç temel kontrol etkisinin (oransal, integral ve türev) birleşiminden meydana gelmiştir. PID kontrol S organının çıkışı ve kontrol yasası;

$$m(t) = K_p e(t) + \frac{K_i}{K_p} \int_0^t e(t) dt + \frac{K_d}{K_p} \frac{de}{dt} \quad (3.4)$$

veya

$$m(t) = K_p \left( e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilir ve buradan transfer fonksiyonu;

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right) \quad (3.6)$$

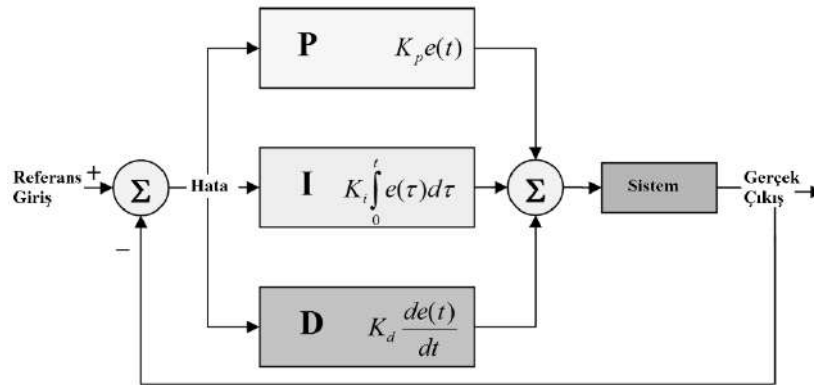
olarak ifade edilir.

PID kontrolcü kullanılması halinde kontrolcüyeye ait kazanç parametrelerindeki artışın sistem cevabına etkisi Tablo 3.7.'de özetlenmektedir. (Tıncır, 2010)

**Tablo 3.7.** PID Kontrol Kazanç Parametrelerinin Değişiminin Sistem Cevabına Etkisi

( + : Artma , - : Azalma , $\approx$ : Çok Fazla Değişmez)				
Kapalı Çevrim Cevabı	Yükselme Zamanı	Maksimum Aşma	Yerleşme Zamanı	Sürekli Rejim Hatası
$K_p$	-	+	$\approx$	-
$K_i$	-	+	+	-
$K_d$	$\approx$	-	-	$\approx$

PID kontrol, Şekil 3.21.' de görüldüğü gibi üç temel kontrol etkisinin üstünlüklerini tek bir birim içinde birleştiren bir kontrol etkisidir. İntegral etki sistemde ortaya çıkabilecek kalıcı durum hatasını sıfırlarken türev etkide, yalnızca PI kontrol etkisi kullanılması haline göre sistemin aynı bağıl kararlılığı için cevap hızını artırır. Buna göre PID kontrol organı sistemde sıfır kalıcı durum hatası olan hızlı bir cevap sağlar.

**Şekil 3.21.** PID kontrol yapısı (Tinkır, 2010)

PID kontrol organı P, PI ve PD kontrollere göre daha karmaşık yapıda olup o oranda pahalıdır. Burada  $K_p$ ,  $K_i$  ve  $K_d$  parametrelerinin uygun bir ayarı ile iyi bir kontrol sağlanabilir. Eğer bu katsayılar uygun bir şekilde belirlenmezse PID kontrolün sağlayacağı üstün özelliklerden yararlanılamaz.

Bir sistem için PID kontrolör tasarımı yapılmak istendiğinde, sistemden arzu edilen cevabın elde edilmesi için ;

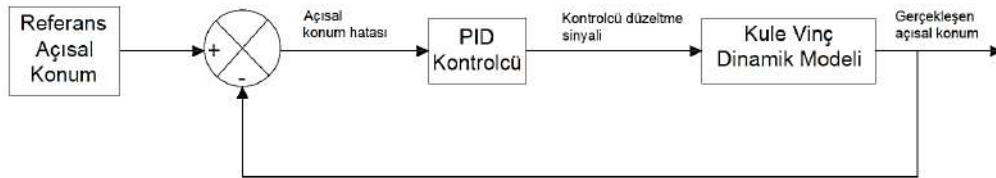
- Sistemin açık çevrim cevabının bulunması ve sistem cevabın iyileştirilmesi için neyin gerektiğinin belirlenmesi
- Yükselme zamanının geliştirilmesi için sisteme orantı kontrol eklenmesi
- Maksimum aşama miktarının azaltılması için sisteme türev kontrol ilave edilmesi
- Kalıcı durum hatasının yok edilmesi için sisteme integral kontrol eklenmesi

- Uygun cevap bulununcaya kadar  $K_p$ ,  $K_i$  ve  $K_d$  kazanç değerlerinin ayarlanması gerekmektedir.

Son olarak da örneğin sistem için en uygun cevap PD kontrol ile sağlanıyorsa, sisteme integral etkinin ilave edilmesine gerek yoktur. Sistemin davranışını en iyi şekilde değiştiren kontrol o sistem için en iyi en ideal kontroldür.

Bir sistemin kontrolünde, kontrolörden iyi bir kontrol elde edebilmek için kontrol organının en uygun biçimde ayarlanması gerekir. Kontrol organının tipine bağlı olarak, orantı kazancı  $K_p$ 'nin, integral kazancı  $K_i$ 'nin ve türev kazancı  $K_d$ 'nin en uygun şekilde ayarını sağlayan yöntemler mevcuttur. Kontrol edilen sistem karakteristiklerinin yaklaşık olarak bilinmesi halinde  $K_p$ ,  $K_i$  ve  $K_d$ 'nin ayarlanması gerektiği değerleri belirlenebilir. Bu parametrelerin nihai değerlerinin ayarı sistemin kalıcı durum ve dinamik davranışı arasında bir uyuşma sağlayacak şekilde saptanır.

Kontrol organı ayarında genelde analitik ve deneysel olmak üzere iki yol mevcuttur. Kontrol organının tipi, kontrol edilen sistem ve ölçme elemanı dinamik davranışlarının bilinmesi halinde, kontrol organı tipine göre mevcut bulunan  $K_p$ ,  $K_i$  ve  $K_d$  parametrelerinin en uygun değeri analitik olarak hesaplanabilir. Bu hesaplamalarda bir takım optimizasyon ölçütleri kullanılır. Hesaplar teknik yönden mümkün olmakla beraber işlemler oldukça karışık ve zordur. Basit hallerde dahi bilgisayar çözümlerine gerek olmakta ve çeşidi sayısal veya analog hesap yöntemleri kullanılmaktadır. Kontrol organı ayarında analitik yol fazla karmaşık ve uzun olduğundan uygulamalarda daha çok deneysel yöntemler kullanılır(Tınkır, 2010). Çalışmada kullanılan PID kontrolcünün kazanç parametrelerinin belirlenmesi Matlab/Simulink/PID Tune özelliği kullanılarak yapılmıştır. Sistemin SimMechanics konum çıkışına göre elde edilen sistem parametreleri sırası ile  $K_p = 502,832$ ,  $K_i = 383,35$  ve  $K_d = 43,811$  şeklindedir. Sistemin Matlab/Simulink PID konum kontrol blok şeması Şekil 3.22'de verilmiştir.



Şekil 3.22. Sistemin Matlab/Simulink PID Konum Kontrol Blok Şeması

### 3.7.2. Bulanık mantık kontrol

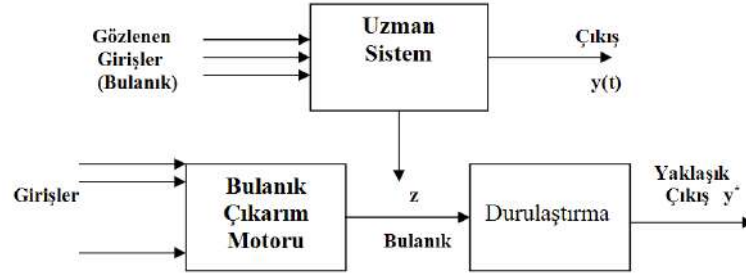
Bulanık küme kavramı ilk olarak 1965 yılında California Üniversitesi öğretim üyelerinden aslen Azerbaycan'lı Prof. Lotfi Zadeh tarafından bir makale ile ortaya atılmış ve hızla gelişerek birçok bilim adamının ilgisini çeken, araştırmaya açık yeni bir konu olmuştur. Bulanık küme teorisinin ortaya atılmasından sonra Zadeh 1973'te yayınladığı notlarında bulanık küme teorisinin en iyi yaklaşıklıkla insanın karar verme sistemini modelleyebilecek yapıda olduğu fikrini ileri sürmüştür. Geçen zaman içerisinde bulanık kontrolün dayandığı bulanık mantığın, insan düşünme yapısına ve dilsel değişkenlerine klasik mantıktan çok daha yakın olduğu kabul edilmiştir (L.-X. Wang, 1996). Prof. Zadeh tarafından kullanılan bulanık mantık, temelde çok değerli mantık, olasılık kuramı, yapay zeka ve yapay sinir ağları alanları üzerinde oturtulmuş olup olayların oluşum olasılığından çok olabilirliği ile ilgilenen bir kavramı tanımlamaktadır. Olasılık ve bulanık kavramları arasındaki en önemli farklılığın bir deterministik belirsizlik olmasıdır (Tınkır, 2010).

1965'te bulanık küme kavramı ve 1968'de bulanık algoritmalar, Zadeh ve 1970'te bulanık karar verme yöntemleri, Zadeh ve Bellman tarafından ortaya atılmıştır. 1973'te, Zadeh "Kompleks Sistemlerin ve Karar Verme İşlemlerinin Analizine Yeni Bir Yaklaşım" adıyla bulanık kontrolün temelini atan bir makale yayınlamıştır. Zadeh bu makalesinde dilsel değişkenleri ve insan bilgisini formüle etmek için eğer-ise kurallarını kullanmayı önermiştir (Tınkır, 2010).

1970'lerde gerçek sistemler için bulanık kontrolcüler kullanılmıştır. Bulanık mantıkla kontrol, ilk olarak 1975'de Mamdani ve arkadaşları tarafından bir buhar makinesinin bulanık kural tabanlı kontrolü ile başlamıştır. Bu uygulama sonucunda, doğrusal olmayan kontrol problemleri için bulanık kontrolcülerin klasik kontrolcülere göre çok daha kolay geliştirildiği ve oldukça iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir. 1978'de ilk kez bir çimento fırınının kontrolü için bir bulanık kontrolcü geliştirilmiştir (Tınkır, 2010).

1980'lerde bulanık mantık teorisi çok yavaş gelişmiştir. Bu senelerde bulanık kontrolcüler, matematiksel model eksikliği nedeni ile geleneksel kontrol yöntemlerinin uygulanamadığı sistemlerde uygulanmaya başlanmıştır. Şekil 3.23'de örnek bir bulanık mantık kontrol yapısı verilmiştir. 1980'de Sugeno, Japonların ilk bulanık mantık uygulaması olan Fuji Electric su arıtma tesisinin kontrolünü gerçekleştirmiştir. 1983'de, komutlarla kendi kendine park eden bir araba olan bulanık kontrollü bir robot çalışmasına başlanmıştır. Yine bu arada Hitachi'den Miyamoto, Sendani metrosu için bulanık kontrol

sistemi geliştirmeye başlamıştır. 1987’de bu proje bitirilmiş ve başarılı bir uygulama gerçekleştirilmiştir. Sendani metrosunun devreye alınmasından sonra, Temmuz 1987’de Tokyo’da ikinci uluslararası bulanık sistemler konferansı yapılmıştır. Bu konferansta katılımcılara Sendani metrosu ve ayrıca iki boyutlu masa tenisi oynayabilen bir bulanık robot kolu da tanıtılmıştır (Tınkır, 2010).



Şekil 3.23. Bulanık mantık kontrol yapısı (Tınkır, 2010)

Sendai metrosu uygulamasından sonra bulanık kontrol konusundaki çalışmalar yeni bir ivme kazanmış ve endüstriyel uygulama alanları hızla artmıştır. Çalışmaların uluslararası alanda koordinasyonu amacı ile Japonya’da 1989 yılında LIFE (Laboratory for International Fuzzy Engineering) adlı bir laboratuvar kurulmuştur. Bu laboratuvar yapılan araştırma çalışmalarına aralarında Hitachi, Toshiba, Omron, Matsushita gibi ünlü Japon firmalarının yanı sıra IBM, NCR ve Thomson gibi Japonya dışı firmalarında aralarında bulunduğu 51 firma katılmıştır. LIFE laboratuvarı üç ayrı laboratuardan oluşturuldu. İlk laboratuvar, bulanık kontrol konusunda çalışma yapmak amacı ile, ikinci laboratuvar bulanık akıllı bilgi işleme ve üçüncü laboratuvar ise bulanık bilgisayarlar konusunda araştırma yapmak amacı ile kurulmuştur(Tınkır, 2010). Daha sonra Şubat 1992’de San Diego’da ilk olarak bulanık sistemler üzerine IEEE uluslararası konferansı yapılmıştır. Bu konferans bulanık mantık teorisinin, en büyük mühendislik organizasyonu IEEE tarafından kabul göstermektedir.

Bulanık sistemler bilgi tabanlı ve kural tabanlı sistemlerdir. Bulanık mantığın temeli eğer-ise kurallarından oluşmaktadır. Literatürde bulanık mantık için iki şekilde açıklama yapılmaktadır (Tınkır, 2010).

1. Gerçek dünya çok net ve açık tanımlamalar yapmak için fazlası ile karmaşıktır. Bundan dolayı bir yaklaşıklık yapmak zorunluluğu vardır.
2. Gerçek sistemler için önemli bilgiler iki kaynaktan elde edilir. Birinci kaynak; insan tecrübesi, diğer ise sensör ölçümleri ve fiziksel kanunlardan çıkarılan

matematiksel modellerdir. Hedef, bu iki bilgi kaynağını kullanarak sistem tasarımını yapmaktır.

Bu kombinasyonu oluşturmak için insan tecrübesini ve bilgisini, matematiksel modele ve sensör ölçümlerine göre nasıl formüle edilebileceğini saptamak anahtar problemdir. Diğer bir deyişle sorun insan bilgisinin ve tecrübesinin nasıl formüle edileceğidir. Klasik küme teorisinde bir elemanı ele aldığımızda bu elemanı iki farklı kategoride değerlendirmeye alırız (örneğin iyi-kötü, tek-çift, siyah-beyaz gibi). Ancak gerçek hayatta bu iki değerli mantık çoğu uygulamada yeterli değildir. Genellikle bu iki değer arasındaki kesin sınır belirgin değildir. Eski bir Yunanlı düşünür tarafından ortaya atılan bir problem sorunun varlığını kanıtlamaktadır.

“Bir tek buğday bir yığın oluşturmaz, iki tane de, üç tane de ...Diğer yandan 100 milyon buğdayın bir yığın oluşturacağını herkes kabul eder. Peki kesin sınır nedir? 325647 buğday bir yığın oluşturmazken 325648 bir yığın oluşturabileceğini söyleyebilir miyiz?”

A kümesi U uzayında bir klasik küme olsun. Bu küme, bütün üye elemanları listeleterek ya da üye elemanların sağlayacağı özelliklerin belirlenmesi ile oluşturulabilir. Liste metodu sadece sonlu kümeler için kullanılır. Kural metodunda ise A şu şekilde ifade edilir.

$$A = \{ x \in U \mid x \text{ bazı koşulları sağlar} \}$$

A kümesini belirlemek için diğer bir metot ise 0-1 üyelik fonksiyonunu gösteren üyelik metodudur.  $\mu_A(x)$  üyelik fonksiyonu olmak üzere :

$$\mu_A(x) = 1 \text{ eğer } x \in A \quad (3.7)$$

$$\mu_A(x) = 0 \text{ eğer } x \notin A \quad (3.8)$$

Bir bulanık küme,  $[0,1]$  arasında değerler alan üyelik fonksiyonu  $\mu_A(x)$  tarafından tanımlanır. Bir klasik kümenin üyelik fonksiyonu sadece iki değer yani 0 ile 1 değerlerini alabilirken, bir bulanık kümenin üyelik fonksiyonu 0 ile 1 arasında herhangi bir değer alabilmektedir. Örnek olarak Z sıfıra yakın sayıların kümesi olsun . Z için mümkün olan üyelik fonksiyonu ;

$$\mu_Z(x) = e^{-x^2} \quad (3.9)$$

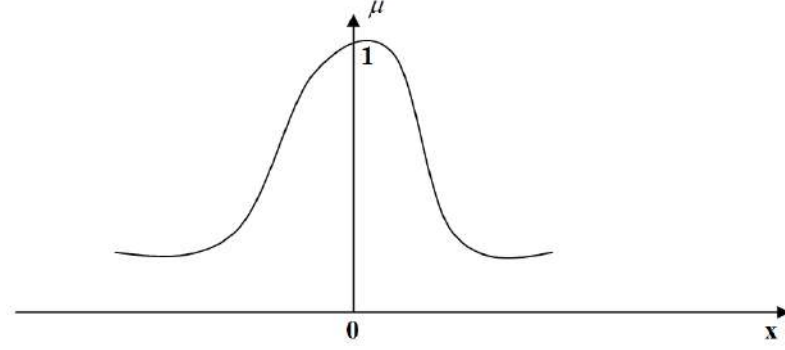
Bu gaussian fonksiyon sıfıra yakınlık üyelik fonksiyonu  $\mu_Z(0) = e^0 = 1$ . Üyelik fonksiyonunu şu şekilde de tanımlayabiliriz.

$$\mu_Z(x) = 0, \text{ eğer } x < -1 \quad (3.10)$$

$$\mu_Z(x) = x + 1, \text{ eğer } -1 \leq x < 0 \quad (3.11)$$

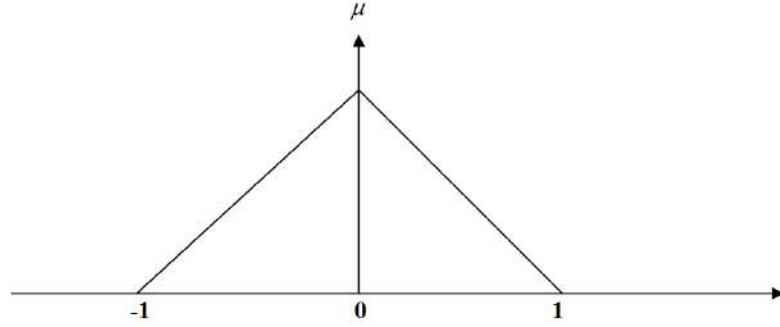
$$\mu_z(x) = 1 - x, \text{ eğer } 0 \leq x < 1 \quad (3.12)$$

$$\mu_z(x) = 0, \text{ eğer } 1 \leq x \quad (3.13)$$



Şekil 3.24. Sıfıra yakın olan sayılar için gaussian üyelik fonksiyonu (Tınkır, 2010)

$\mu_z$  üyelik fonksiyonuna göre -1 ve 1 arasındaki sayılar 0 ve 1 arasında üyelik derecesine sahiptir. Şekil 3.24. ve Şekil 3.25. 'de sırası ile seçilen üyelik fonksiyonlarının grafiksel ifadesi görülmektedir.



Şekil 3.25. Sıfıra yakın olan sayılar için üçgen üyelik fonksiyonu (Tınkır, 2010)

Verilen bu örnekten üç önemli sonuç çıkmaktadır.

1. Örnekte sıfıra yakın olan sayıları tespit ederken kesin bir tanım yoktur. Bundan dolayı problemi çözerken farklı üyelik fonksiyonları tanımlanabilir. Bununla birlikte üyelik fonksiyonları tek başlarına kesin matematiksel fonksiyonlardır. Bir bulanık problem için üyelik fonksiyonu belirlendiği zaman bulanıklık durumu ortadan kalkar.
2. Bulanık bir problemi çözerken nasıl bir üyelik fonksiyonu tanımlamalıyız? Bunun için iki yöntem söz konusudur. Birinci yöntem; üyelik fonksiyonlarını belirlerken insan tecrübesi ve bilgisinden yararlanmaktır. İkinci yöntem ise; çeşitli sensörler aracılığı ile toplanan bilgilerden yararlanarak üyelik fonksiyonlarını oluşturmaktır.

3. Bir bulanık küme üyelik fonksiyonu ile bire bir ilişkiye sahiptir. Yani bir bulanık küme ile ilgili sadece bir üyelik fonksiyonu olmalıdır.

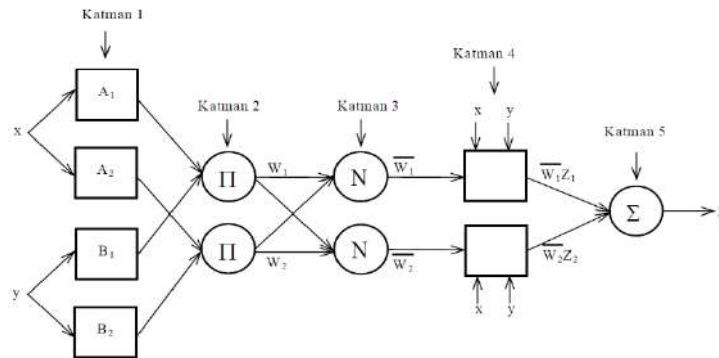
### 3.7.3 Adaptif yapay sinir ağı

Sinir ağları, biyolojik sinir sistemleri elemanlarının paralel işlevlerinden meydana gelmektedir. Doğadaki gibi, ağın işlevi bu elemanlar arasındaki iletişim ile belirlenmektedir. Belirli bir fonksiyonu gerçekleştirmek için, bu elemanlar arasındaki bağlantı değerlerini (ağırlıklar) ayarlayarak bir sinir ağını eğitmek mümkündür. Genellikle sinir ağları ayarlanabilir ya da eğitilebilir böylelikle belirli bir giriş ile istenilen çıkış elde edilebilir. Şekil 3.26.'de bir sinir ağının yapısı gösterilmektedir. Burada istenilen çıkış değeri ile ağın çıkış değeri karşılaştırılarak ağ eğitilir. Bu işlem ağ çıkış değeri ile istenilen çıkış değeri eşitleninceye kadar devam eder.



Şekil 3.26. Yapay sinir ağı yapısı (Tınkır, 2010)

Genelde bu türde pek çok giriş / hedef çiftleri bir ağı eğitmek için gerekmektedir. Sinir ağları görüntü tanıma, tanımlama, sınıflandırma, konuşma, görme ve kontrol sistemleri gibi çeşitli alanlarda karmaşık işlevleri gerçekleştirmek amacı ile kullanılmaktadır. Şekil 3.27.'de görüldüğü gibi adaptif yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık çıkarım sistemi 5 katmandan oluşur. Her katmandaki düğümlerin çıkışları  $O_{i,l}$  ile tanımlanır. Burada  $l$ , katmanı,  $i$  ise o katmandaki düğümü ifade etmektedir (Tınkır ve ark. 2010).



Şekil 3.27. Adaptif yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık çıkarım sistemi yapısı (Tınkır, 2010)

**Katman 1:** Üyelik derecelerinin oluşturulması

Birinci katmandaki her bir düğüm aşağıda verilen bir düğüm fonksiyonunu kullanır. Burada  $\mu_{A_i}(x)$  ve  $\mu_{B_{i-2}}(y)$  herhangi bir bulanık üyelik fonksiyonuna uyumlandırılabilir.

$$O_{i,l} = \mu_{A_i}(x), i = 1,2 \quad (3.14)$$

ya da

$$O_{i,l} = \mu_{B_{i-2}}(y), i = 3,4 \quad (3.15)$$

Burada x ve y düğüm girişlerini,  $A_i$  ve  $B_{i-2}$  bulanık kümenin bu düğümler olan ilişkisini ifade etmektedir.

**Katman 2:** Bu katmandaki her bir düğüm, kuralların çarpımı ile elde edilen ağırlığı

$$O_{2,i} = w_i = \mu_{A_i}(x) \times \mu_{B_i}(y), i = 1,2 \quad (3.16)$$

şeklinde hesaplar.

**Katman 3:** Bu katmandaki i'nci düğüm, i'nci kuralın ağırlığının tüm ağırlıkların toplamına oranını aşağıdaki şekilde belirler.

$$O_{3,i} = \bar{w}_i = \frac{w_i}{w_1+w_2}, i = 1,2 \quad (3.17)$$

Burada  $\bar{w}_i$  normalize edilmiş ağırlık olarak adlandırılır.

**Katman 4:** Bu katmanda, her bir i düğümü aşağıdaki fonksiyona sahiptir:  $\{p_i, q_i, r_i\}$ 

$$O_{4,i} = \bar{w}_i f_i = \bar{w}_i (p_i x + q_i y + r_i) \quad (3.18)$$

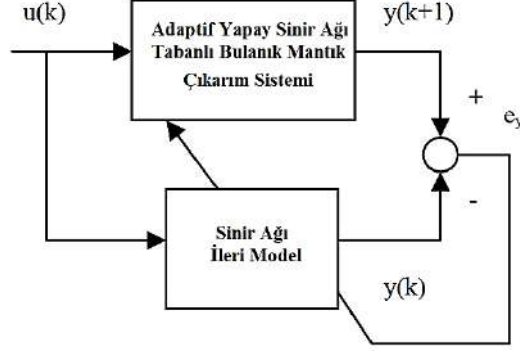
Burada  $\bar{w}_i$  üçüncü katmanın çıkışıdır ve  $\{p_i, q_i, r_i\}$  parametre setidir. Bu katmandaki parametreler, lineer parametreler olarak bilinir.

**Katman 5:** Bu katmanda tek bir düğüm, gelen bütün işaretlerin toplamı olan genel çıkışı aşağıda ifade edildiği gibi hesaplar:

$$O_{5,l} = \sum_i \bar{w}_i f_i = \frac{\sum_i w_i f_i}{\sum_i w_i} \quad (3.19)$$

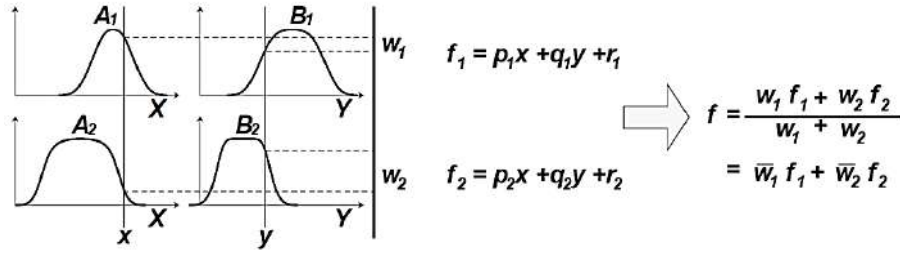
**3.7.4. Hibrit Öğrenme Algoritması**

Adaptif yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcünün sinir ağında ileri hibrit öğrenme algoritması kullanılır. Şekil 3.28.'da ileri hibrit öğrenme algoritmalı yapay sinir ağının eğitim gösterilmektedir. İleri hibrit öğrenme algoritmasında düğüm çıkışları katman 4'e kadar iletilir ve ağ sonucu en küçük kareler metodu kullanılarak belirlenir. Öncül parametre değerleri ayarlandığında genel çıkış sonucu, parametrelerin bir lineer kombinasyonu olarak ifade edilebilir.



Şekil 3.28. İleri hibrit öğrenme algoritmalı yapay sinir ağının eğitimi (Tinkır, 2010)

Adaptif yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık çıkarım sisteminin yapısını ifade etmek için birinci derece Takagi-Sugeno modelden oluşan iki bulanık eğer-ise kuralları kullanılır. İki giriş ve iki kuraldan oluşan Takagi-Sugeno bulanık çıkarım sistemi Şekil 3.29.'de görülmektedir.



Şekil 3.29. İki giriş ve iki kuraldan oluşan Takagi-Sugeno bulanık çıkarım sistemi (Tinkır, 2010)

**Kural 1:** Eğer  $(x = A_1)$  ve  $(y = B_1)$  ise  $(f_1 = p_1x + q_1y + r_1)$ .

**Kural 2:** Eğer  $(x = A_2)$  ve  $(y = B_2)$  ise  $(f_2 = p_2x + q_2y + r_2)$ .

Burada  $x$  ve  $y$  girişleri,  $A_i$  ve  $B_i$  bulanık kümeleri,  $f_i$  bulanık kurallar tarafından belirlenen bulanık bölge içindeki çıkışları,  $p_i$ ,  $q_i$  ve  $r_i$  eğitim sürecinde belirlenen tasarım parametrelerini ifade etmektedir.

$$\begin{aligned} f &= \frac{w_1}{w_1 + w_2} f_1 + \frac{w_2}{w_1 + w_2} f_2 = \bar{w}_1 f_1 + \bar{w}_2 f_2 \\ &= (\bar{w}_1 x) p_1 + (\bar{w}_1 y) q_1 + (\bar{w}_1) r_1 + (\bar{w}_2 x) p_2 + (\bar{w}_2 y) q_2 + (\bar{w}_2) r_2 \end{aligned} \quad (3.20)$$

Bu denklemden  $p_1, q_1, r_1, p_2, q_2$  and  $r_2$  doğrusal sonuç parametreleridir (Tinkır ve ark. 2010).

$$f = [\bar{w}_1 x \quad \bar{w}_1 y \quad \bar{w}_1 \quad \bar{w}_2 x \quad \bar{w}_2 y \quad \bar{w}_2] \begin{bmatrix} p_1 \\ q_1 \\ r_1 \\ p_2 \\ q_2 \\ r_2 \end{bmatrix} = XW \quad (3.21)$$

Burada  $X$  giriş matrisini,  $W$  her kuralın ağırlık vektörünü ifade etmektedir.

**Teorem 1:** Eğer  $X$  matrisi kare matris ise o zaman  $X$  matrisinin tersi  $X^{-1}$  dir. Bu durumda  $f = XW$  denklemine göre  $W = X^{-1}f$  eşit olur.

**Teorem 2:** Eğer  $X$  matrisi kare matris değilse o zaman  $f = XW$  denkleminde  $W$ 'u elde etmek için  $X$ 'in sahte tersi olan  $X^* = (X^T X)^{-1} X^T$  kullanılır. Bu durumda  $W = X^* f$  olarak hesaplanır.

### 5.3.2 Durulaştırma İşlemi

Bir bulanık mantık kontrolcüde kural tabanındaki doğru olan kurallar çalışır. Durulaştırma prosesi doğru üyelik fonksiyonlarından yararlanarak kontrol yüzeyini oluşturur. Durulaştırma işlemi kontrol sinyalini gerçek kontrol çıkışına dönüştürür. Sugeno tip bulanık mantık kontrolcünün tasarımında *ağırlıkların ortalaması* veya *ağırlıkların toplamı* durulaştırma metotları kullanılır. Doğrusal olmayan sistemlerin adaptif yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolünde genellikle ağırlıkların ortalaması durulaştırma metodu kullanılır. Bu metotun matematiksel ifadesi ise şu şekildedir.

$$u = \frac{\sum_{i=1}^N w_i z_i}{\sum_{i=1}^N w_i} \quad (3.22)$$

Yapay sinir ağının bulanık mantık kontrolcülerin tasarımında kullanılması tasarımcıya bazı avantajlar sağlamaktadır. Bu avantajlar;

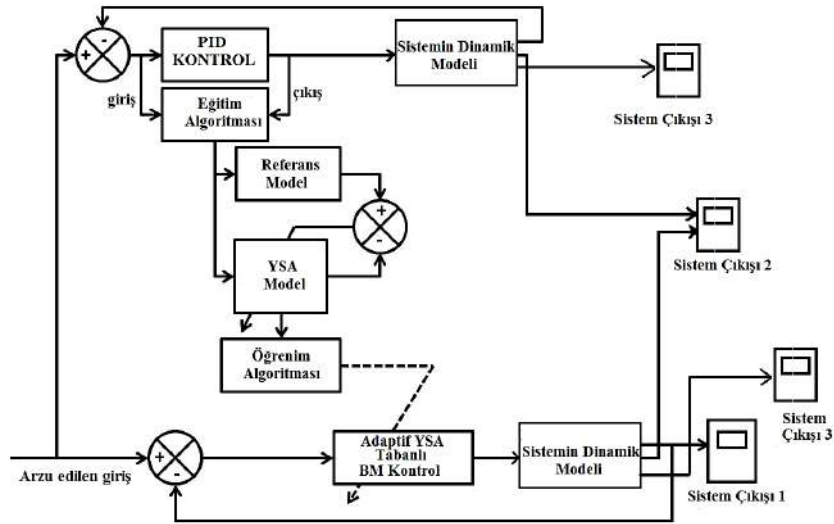
- Üyelik fonksiyonlarının sayısının belirlenmesi,
- Üyelik fonksiyonlarının şeklinin (üçgen, gauss...vb) belirlenmesi,
- Kontrolcü giriş ve çıkışlarına göre üyelik fonksiyonlarının hangi aralıkta yerleştirilmesi gerektiği,
- Kontrolcü giriş ve çıkışına göre kuralların oluşturulması,
- Kural sayısının belirlenmesi

şeklinde sıralanabilir.

### 3.7.5. Adaptif Yapay Sinir Ağı Tabanlı Bulanık Mantık Kontrol

Bulanık mantık kontrolcü tiplerinden biri de adaptif yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcüdür. Bir bulanık mantık kontrolcü tasarımında, üyelik fonksiyonlarının şekli ve kural tabanının oluşturulması büyük önem taşımaktadır. Bu tür kontrol tekniğinde, kontrolcünün giriş ve çıkış parametreleri yapay sinir ağında eğitilerek bu giriş ve çıkışlara göre bulanık mantık kontrolcünün üyelik fonksiyonları ve kural tabanı oluşturulur. Kontrolcü giriş ve çıkışlarına göre eğitilen üyelik fonksiyonlarının şekli ve sayısı kullanıcı tarafından, üyelik fonksiyonlarının hangi aralıkta nasıl yerleştirileceği ise yapay sinir ağından elde edilen bilgiler ışığında yapılır. Kontrolcünün adaptif olarak

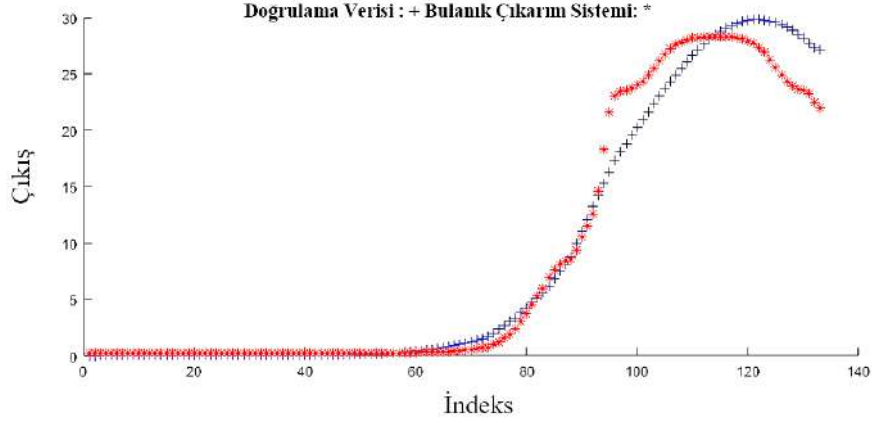
tanımlanması ise farklı giriş ve çıkış değerlerine kendini ayarlayabilir olmasından gelmektedir. Adaptif yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrol tekniğinde kontrolcünün çıkışları klasik bulanık mantık kontrolcülerin çıkışları gibi dilsel değişkenler ile ifade edilmez. Kontrolcünün yapısı Sugeno tip bulanık mantık yapısı içerdiği için kontrolcü çıkışları ya sabit ya da doğrusal artış gösteren değerlerden meydana gelmektedir. Bunun sebebi ise giriş çıkış ilişkisini en az hata oranında bulmaya çalışan kontrolcünün yapay sinir ağı tabanından gelmektedir. Yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık çıkarım sistemi Sugeno tip bulanık mantık çıkarım sisteminin parametrelerini belirlemek için hibrit öğrenim algoritması kullanır. Bu yöntem yapay sinir ağına verilen eğitim verilerini hesaplamak ve üyelik fonksiyonlarının parametrelerini bulmak için en küçük kareler metodu ve geri yayılım algoritmasını kullanır. Bu türde kontrolcüler sistemin dinamik davranışı elde edildikten sonra, sistemin farklı giriş değerlerindeki cevabına göre eğitilir. Bir başka eğitim yolu ise sistem üzerinde performansı istenilen şekilde olmayan farklı kontrol(PID, LQR ve klasik bulanık mantık kontrolcü vb gibi) tiplerinin giriş ve çıkış verilerini kullanarak yapmaktır. Bu şekilde tasarlanan adaptif yapay sinir ağı tabanlı kontrolcünün uygulama örneği Şekil 3.30'de verilmiştir.



Şekil 3.30. Adaptif yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcü blok diyagramı.

Yapılan çalışmada, sistemin adaptif sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcü tasarımı sistemin PID kontrolünden elde edilen sonuçlara göre Şekil 3.30.'e göre yapılmıştır. Bu şemaya göre PID kontrolcünün konum giriş hatası ve çıkışı olan düzeltme sinyali verileri alınmış ve yapay sinir ağı verisi olarak kullanılmıştır. Matlab/Anfis Toolbox kullanılarak bulanık mantık kontrolcünün geliştirilmesini sağlayan sinir ağı

yapısı oluşturulmuştur. Kontrolcünün sinir ağı tabanının eğitilmesinde 383 veri, testinde 300 veri ve doğrulamasında 83 veri kullanılmış ve elde edilen doğrulama ve bulanık sistem çıkarımı Şekil 3.31.'de verilmiştir.

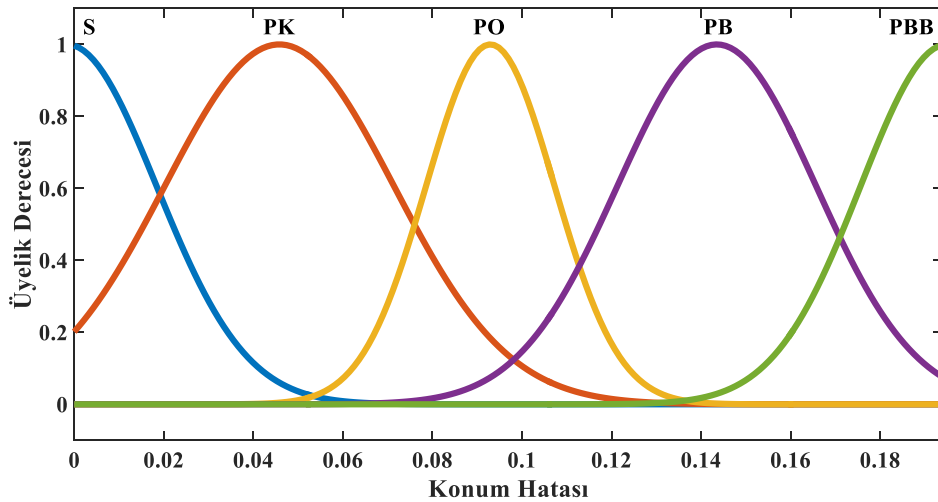


Şekil 3.31 Yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcü doğrulama durum grafiği.

Bulanık mantık kontrolcünün girişi konum hatası  $U_{\theta_{hata}}$ , çıkışı ise  $V_Y$  olarak belirlenen düzeltme sinyalidir. Bu türde bir kontrolcü tek girişli tek çıkışlı (TGTC) bir kontrolcü olarak adlandırılır. Kontrolcünün hata girişleri şu şekilde tanımlanmıştır;

$$U_{\theta_{hata}} = \text{Konum Hatası} = (\text{İstenilen} - \text{Gerçekleşen})$$

Bulanık mantık kontrolcü girişi için belirlenen üyelik fonksiyonları Şekil 3.32.'de verilmiştir. Konum hatası girişi için beş dilsel değişken ifade kullanılmıştır. Dilsel değişkenler *sıfır (S)*, *pozitif küçük (PK)*, *pozitif orta (PO)*, *pozitif büyük (PB)* ve *pozitif büyük büyük (PBB)* şeklinde ifade edilmiştir. Üyelik fonksiyonlarının dağılımı yapay sinir ağı ile belirlenmiş olup, sayısı ve şekli kontrolcü performansına göre kullanıcı tarafından seçilmiştir.



Şekil 3.32. Konum hatası girişi için üyelik fonksiyonları

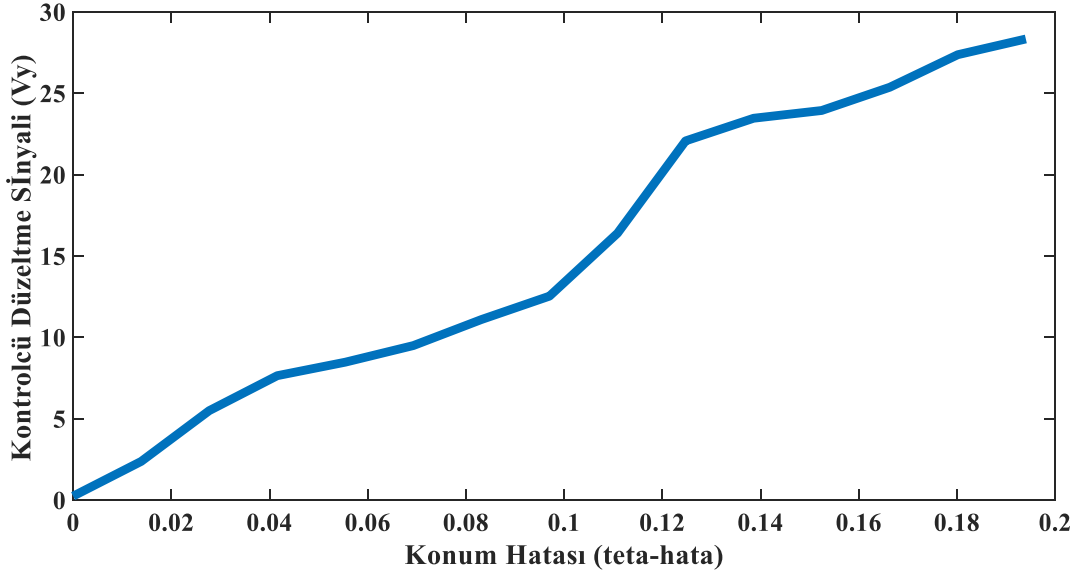
Tablo 3.8.'de kontrolcü için hazırlanan kural tabanı görülmektedir. Kural sayısı 5 olarak tespit edilmiştir. Ancak Sugeno tipinde bir yapıya sahip olan kontrolcünün çıkışları üyelik fonksiyonları şeklinde değil sabit değerler olarak hesaplanmıştır. Çıkış değerlerinin tespitinde yapay sinir ağı tabanı kullanılmıştır. Kurallardan bir kısmı şu şekilde açıklanabilir:

Eğer  $U_{\theta\text{hata}} = \text{sıfır (S)}$  ise o zaman çıkış  $= V_{Y1}$

Konum hatası ile kontrol sinyalinin ( $V_Y$ ) değişimi Şekil 3.33.'de verilmiştir.

**Tablo 3.8.** Bulanık mantık kontrolcü kural tabanı

Kontrol Sinyali ( $V_Y$ )	Konum Hatası ( $U_{\theta\text{hata}}$ )				
	S	PK	PO	PB	PBB
	$V_{Y1}$	$V_{Y2}$	$V_{Y3}$	$V_{Y4}$	$V_{Y5}$



**Şekil 3.33.** Konum hatası ile kontrol sinyalinin ( $V_Y$ ) değişimi

Sistemin Matlab/Simulink yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrol blok şeması Şekil 3.34.'de verilmiştir.

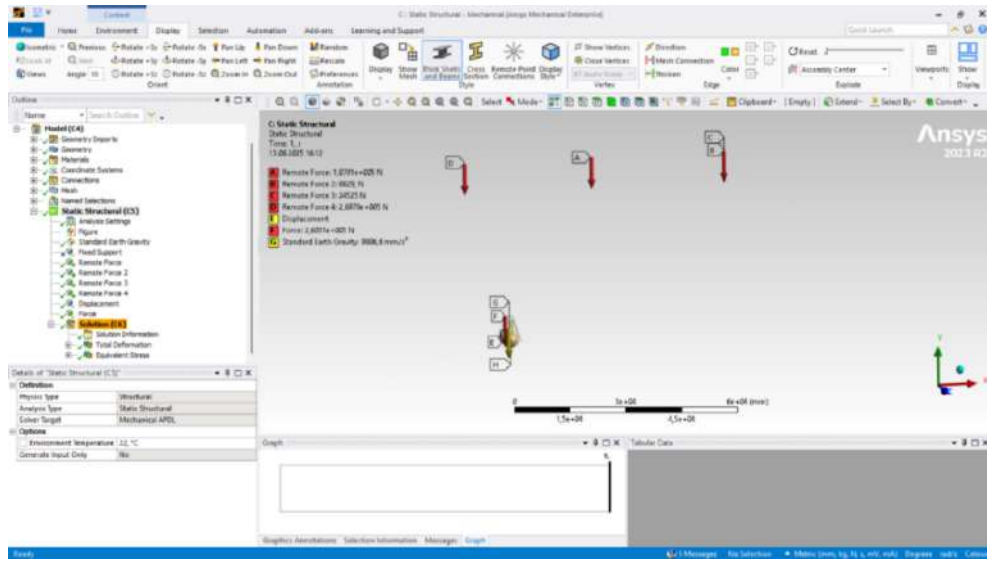


**Şekil 3.34.** Sistemin matlab/simulink yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık konum kontrol blok şeması

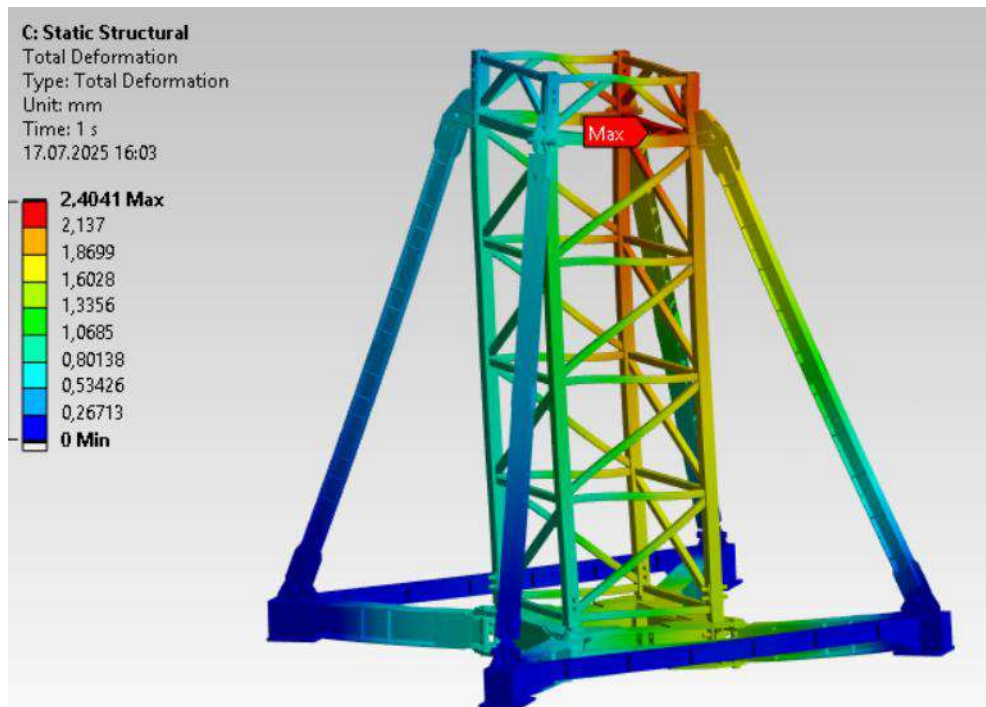
## 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

### 4.1. Sonlu Elemanlar Analizleri

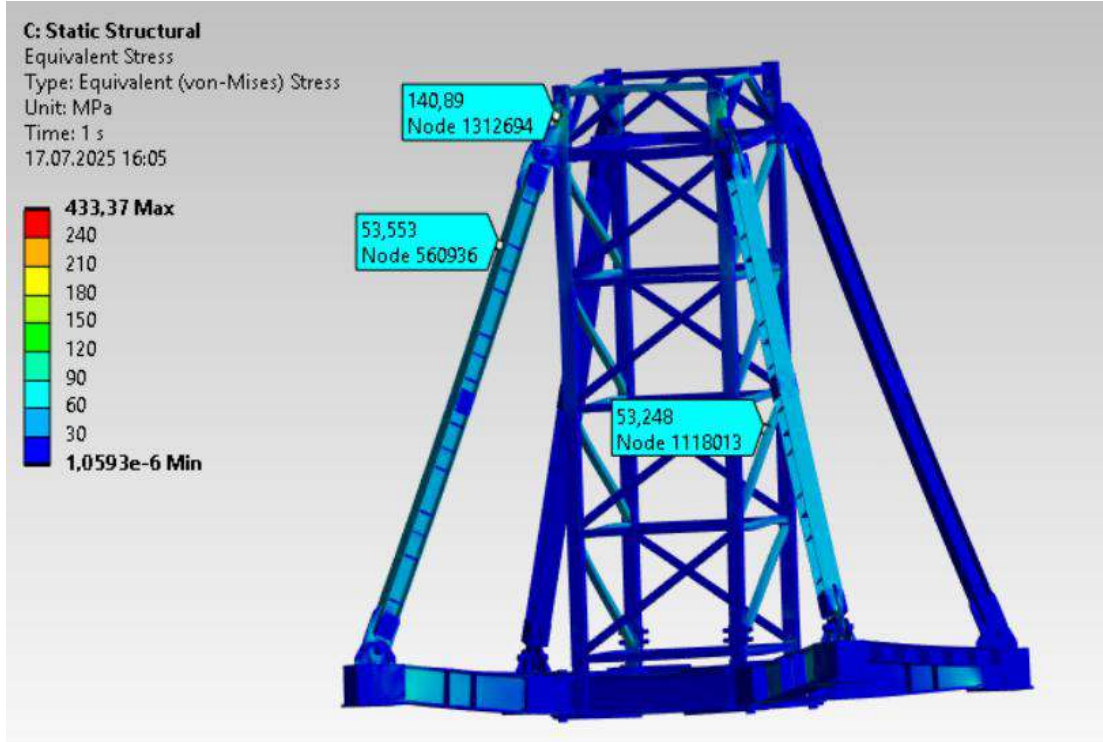
Tasarımı yapılan şase bileşenin statik analizi Ansys programı aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar hem sehim hem de gerilme açısından güvenilir aralıkta bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar ve yükleme şartları aşağıdaki şekillerde verilmiştir. Şekil 4.1.'de yükleme ve sınır şartları, Şekil 4.2.'de yer değiştirme sonucu ve Şekil 4.3.'de sistemde oluşan gerilme sonucu verilmiştir.



Şekil 4.1. Zemin Şase yükleme ve sınır şartları



Şekil 4.2. Zemin Şase toplam yer değiştirme sonucu

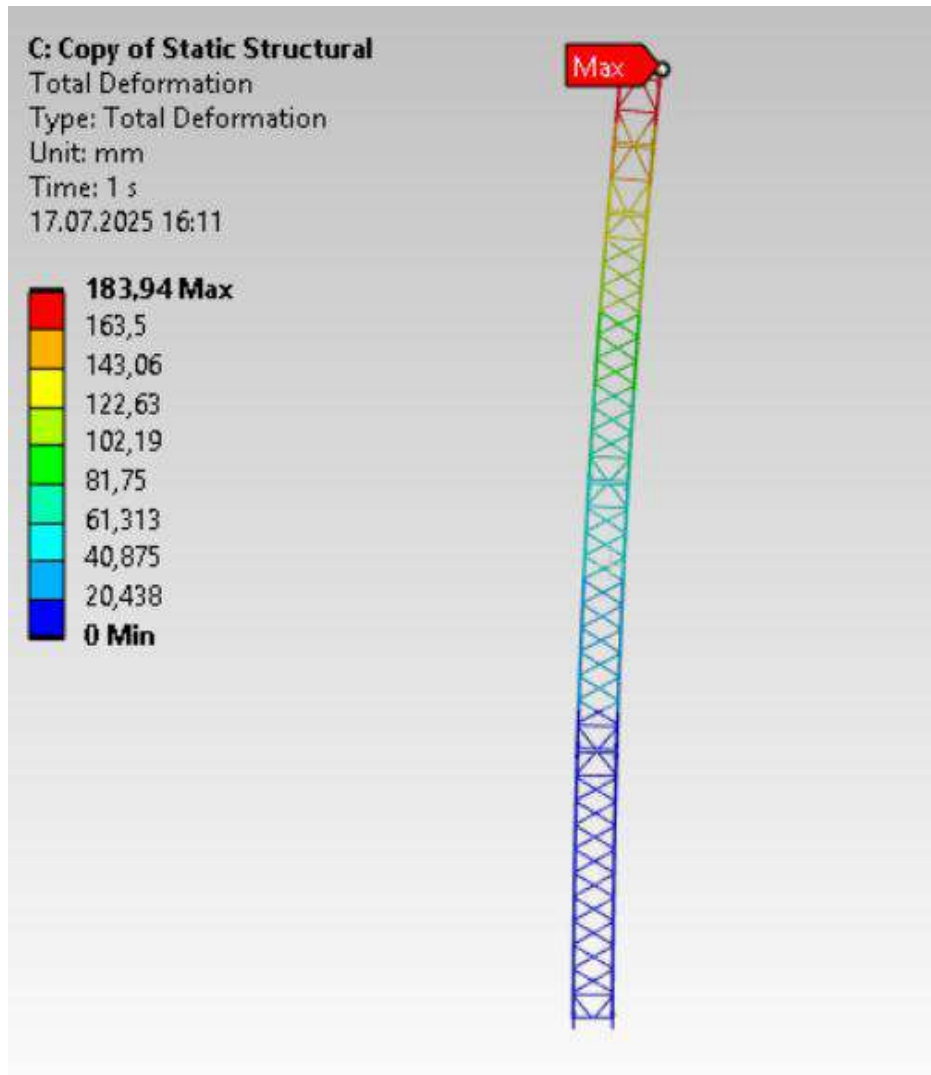


Şekil 4.3. Zemin şase gerilme sonucu

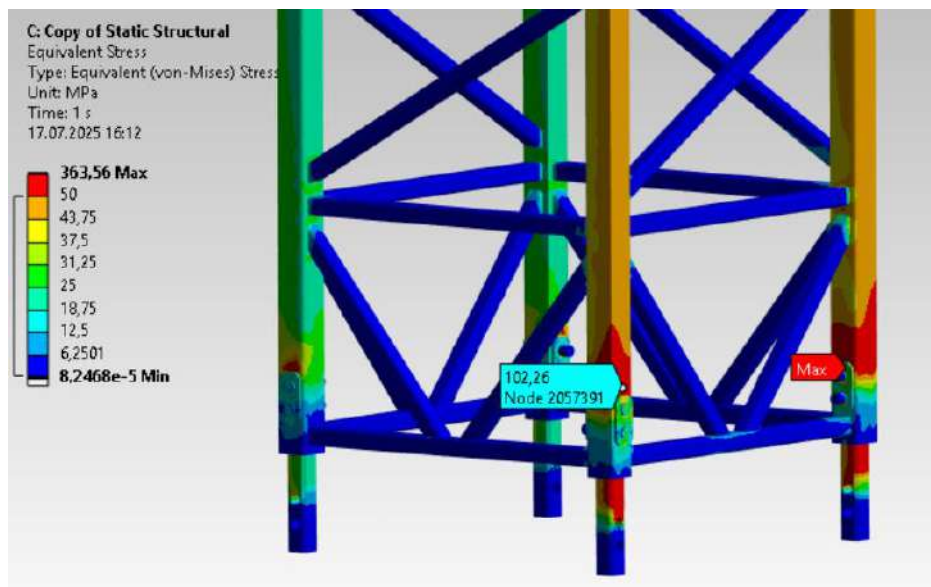
Elde edilen maks. yer değiştirme sonucu 2,4mm'dir. İki ucundan sabitlenmiş kirişlerin güvenilir yer değiştirme miktarları  $(L)(1/1000)$ 'dir. Toplam şase mastı uzunluğu 6000mm'dir. Yani güvenilir yer değiştirme sınırı,  $6000 \cdot 1/1000$  olarak hesaplanırsa 6mm'yi aşmaması beklenmektedir. Yer değiştirme açısından zemin şasesi oldukça güvenlidir.

Yapılan analiz sonucunda sistemde meydana gelen maks. gerilme 140,89MPa olarak bulunmuştur. 1.duruma göre kıyaslandığın sistemin oldukça güvenli olduğu belirlenmiştir. Sistemde bulunan sac plakalar ve konstrüksiyon elemanları oldukça güvenli aralıktadır, bu yüzden bir topoloji optimizasyonu önerilebilir. Şekil 4.3.'de görülen maks değer 401MPa ise, tekillik adı verilen bir meshleme sorunundan kaynaklı olarak bölgesel ani gerilme değerinin yüksek çıkmasından kaynaklanmaktadır. Benzeri tekillik problemleri diğer yapısal analiz sonuçlarında da görülmüş ve bu değer noktasal bir hata olduğundan göz ardı edilmiştir.

Mast alt parçalardan oluşsa da (5 ayrı parça), mastın bir bütün halinde uzak yükler ile statik analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlardan yer değiştirme(sehim) ve gerilme değerleri sırasıyla aşağıda bulunan Şekil 4.4. ve Şekil 4.5.'de verilmiştir.



Şekil 4.4. Mast sehim

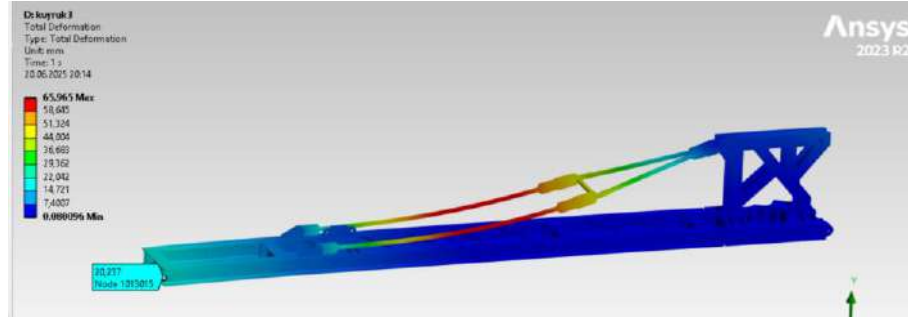


Şekil 4.5. Mast gerilme

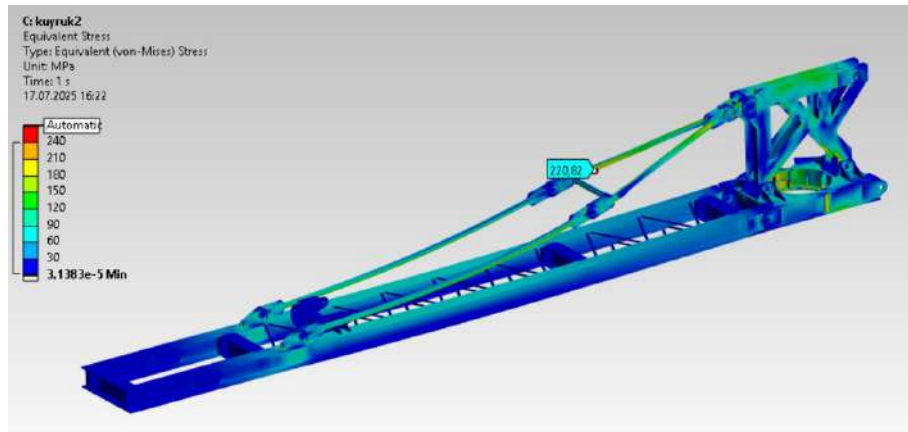
Elde edilen sonuçlara göre mast sehimi 184mm olarak bulunmuştur. Uluslararası standartlara bakıldığında ankastre bağlantılı kirişler için kabul edilebilir sehim miktarı, AISC 360 Appendix C standartına göre  $L/180$  olarak kabul edilmiştir. Mast boyu 40900mm olarak tasarlanmıştır. Kabul edilebilir sınır:  $40900/180=227,22\text{mm}$  olmalıdır. Elde edilen sonuçlar sehim açısından güvenli aralıktadır.

Gerilme açısından değerlendirilecek olursa, en fazla gerilme durumu mastın en alt kısmında yani sabitlendiği kısımda oluşmaktadır. Oluşan maks. gerilmelerin daha net görülmesi için sistemin gerilme sınırı düşürülerek kırmızı renkte gösterilmiştir. Mastın taşıyıcı ana elemanları açısından sistem oldukça güvenlidir. Maks. gerilme değeri 102MPa olarak bulunmuştur. 1.duruma göre değerlendirildiğinde 240MPa değerinin oldukça altında bir sonuç elde edilmiştir. Gerilme yığılma bölgelerinin anlaşılması için, programdaki kırmızı renklendirme sınırı 50MPa değerine ayarlandığından, şekildeki kırmızı renkler bu yüzden görülmektedir.

Kuyruk analizi statik olarak Ansys programı aracılığı ile yapılmıştır. Kuyruk ucundaki maks. yer değiştirme ve kuyruk ve gergiler üzerinde meydana gelen maks. gerilme değeri elde edilmiştir. Yer değiştirme ve gerilme sonuçları sırasıyla Şekil 4.6. ve Şekil 4.7.'de verilmiştir.



Şekil 4.6. Kuyruk yer değiştirme

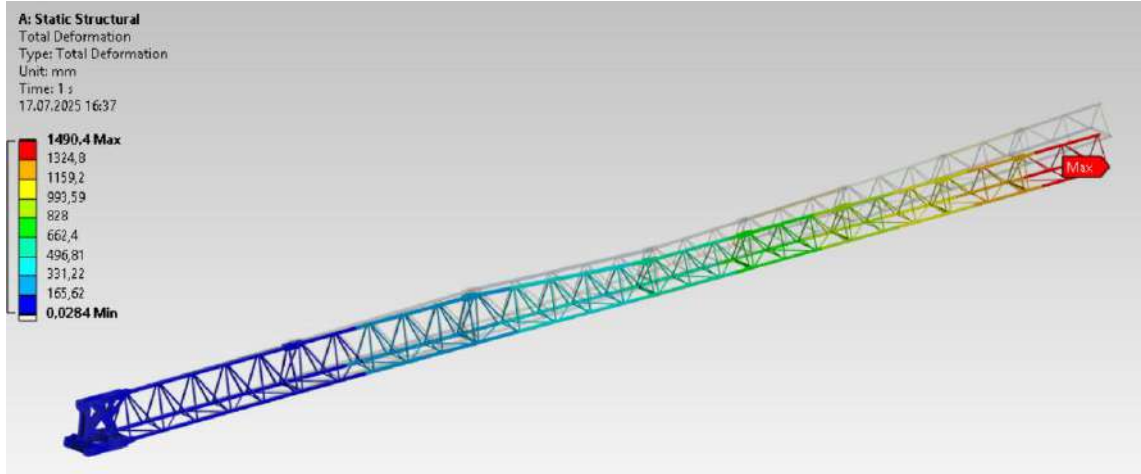


Şekil 4.7. Kuyruk gerilme

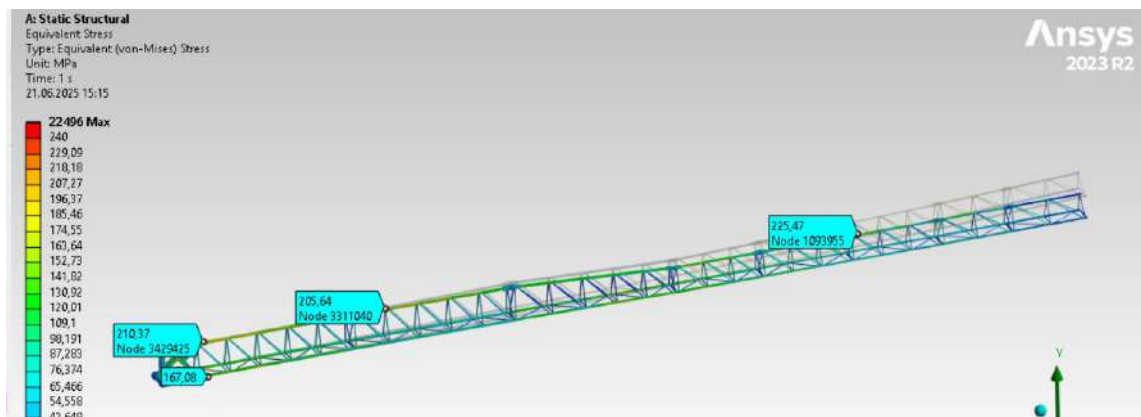
Elde edilen sonuçlara göre yer değiştirme miktarı kuyruk uç noktasında 20,2mm olarak bulunmuştur. Bulunan sonuçlar kabul edilebilir aralıktadır ve sistem sehim açısından güvenlidir.

Gerilme olarak ise, maks. değer kuyruk gergilerinde ortaya çıkmış olup, gerilme değeri 220,82 olarak elde edilmiştir. 1.duruma göre (240MPa) güvenli aralıkta bulunmuştur. Elde edilen gerilme değeri kabul edilebilirdir.

Yapılan bom analizinde uç nokta da maks. yük (2t) uygulanarak statik analiz gerçekleştirilmiştir. Bom tasarımında bomun kendi ağırlığından kaynaklı olan yer değiştirmeyi sönmölemek için tasarımda boma ters sehim verilmiştir. Bomun kendi ağırlığı ve faydalı yükü aldıktan sonra yaklaşık olarak düz bir konuma gelmesi beklenmektedir. Elde edilen sonuçlar Şekil 4.8. ve Şekil 4.9.'de sırasıyla yer değiştirme ve gerilme olarak verilmiştir.



Şekil 4.8. Bom uç nokta maks. yük-sehim

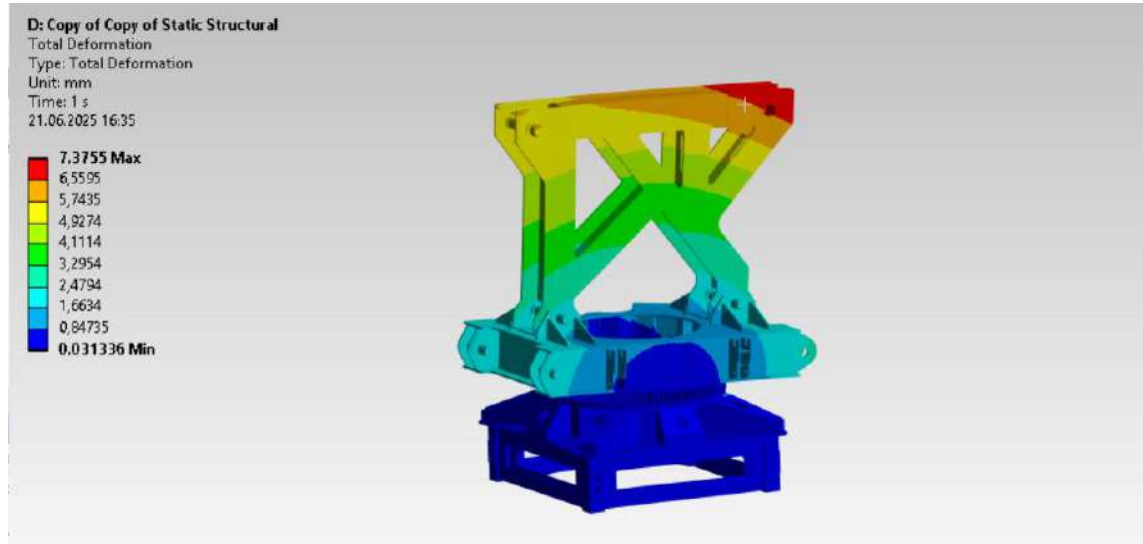


Şekil 4.9. Bom uç nokta maks. yük-gerilme

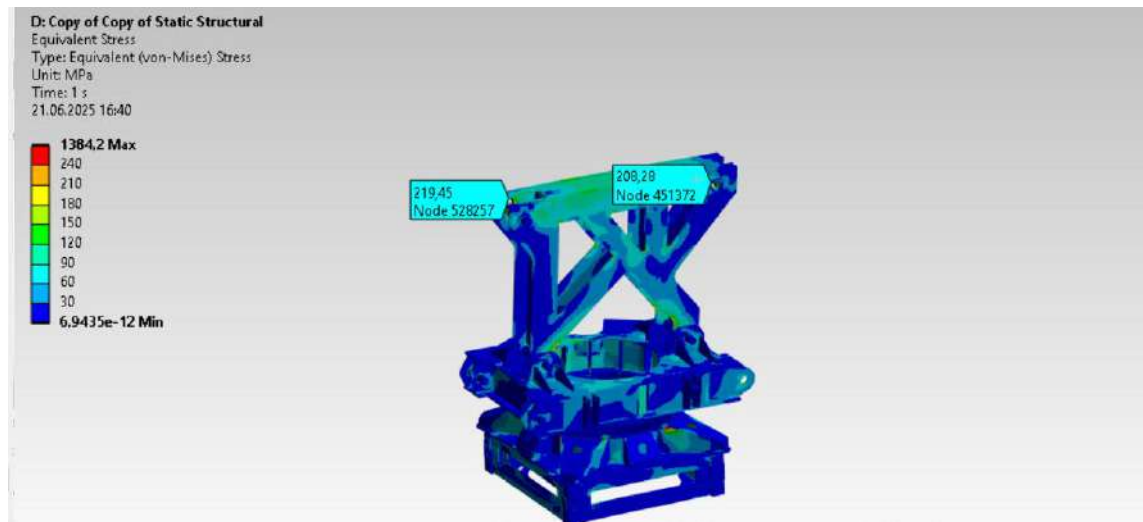
Elde edilen sonuçlara göre uç noktada 1490mm yer değiştirme elde edilmiştir. Ters sehim miktarı ile neredeyse baş başa bir yer değiştirme elde edilmiş ve istenen sonuca ulaşılmıştır. Yer değiştirme açısından sistem güvenli bulunmuştur.

Gerilme durumu ise yapılan analizler sonucunda maks. gerilmeler 1.bom ve 6.bomda bulunmuştur. Sisteme etki eden maks. gerilme 225MPa olarak bulunmuştur. 1.durum için (240MPa) altında bir değer olduğu için sistem gerilme açısından güvenli aralıkta bulunmuştur.

Rulet-kule analizi, sisteme etki eden bom, kuyruk ve faydalı yüklerim uzak yük olarak etki ettirilmesiyle statik olarak yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 4.10. ve Şekil 4.11.'de sırasıyla yer değiştirme ve gerilme olarak verilmiştir.



Şekil 4.10. Rulet-kule yer değiştirme



Şekil 4.11. Rulet-kule gerilme

Yapılan statik analiz sonucunda, kule-rulet bileşeninin bom tarafına doğru yaklaşık olarak 7mm'lik bir yer değiştirme elde edilmiştir. Buda sistemin yüklemeye altındayken bom tarafına doğru bir eğilme gerçekleştirdiğini göstermektedir. Sistemin çalışma prensibine bakıldığı zaman maksimum eğilme momenti yüklemeye altındayken, bom bileşeni tarafına doğru oluşmaktadır (yapılan mast analizlerinde mastın eğilme yönü de göstermektedir). İki veri birbirini analizin güvenilirliği ve doğruluğu açısından tamamlamaktadır.

Elde edilen gerilme sonucunda ise yüksek gerilme değerlerinin, pim bağlantı bölgelerinde olduğu gözlemlenmiş, maks. gerilme değeri 219,45 MPa olarak bulunmuştur. Sistemin genelini oluşturan sac plakalarda ise gerilmeler 100-150MPa aralığında bulunmuştur. Düşük gerilmelerin olduğu bölgelerde topoloji optimizasyonu önerilmektedir. 1.duruma göre kıyaslandığında sistem güvenli aralıkta bulunmuştur.

Elde Edilen genel sonuçlar aşağıdaki Tablo 4.1.'de verilmiştir.

**Tablo 4.1.** Kule vinç ana bileşenlerinin yer değiştirme ve gerilme sonuçları

<b>Bileşen</b>	<b>Yer Değiştirme (mm)</b>	<b>Gerilme (MPa)</b>
<b>Zemin Şase</b>	2,4	140,89
<b>Mast</b>	184	102
<b>Kuyruk</b>	20,2	220,82
<b>Bom</b>	1490	225
<b>Rulet-Kule</b>	7,37	219,45

#### 4.2. Modal Analizler

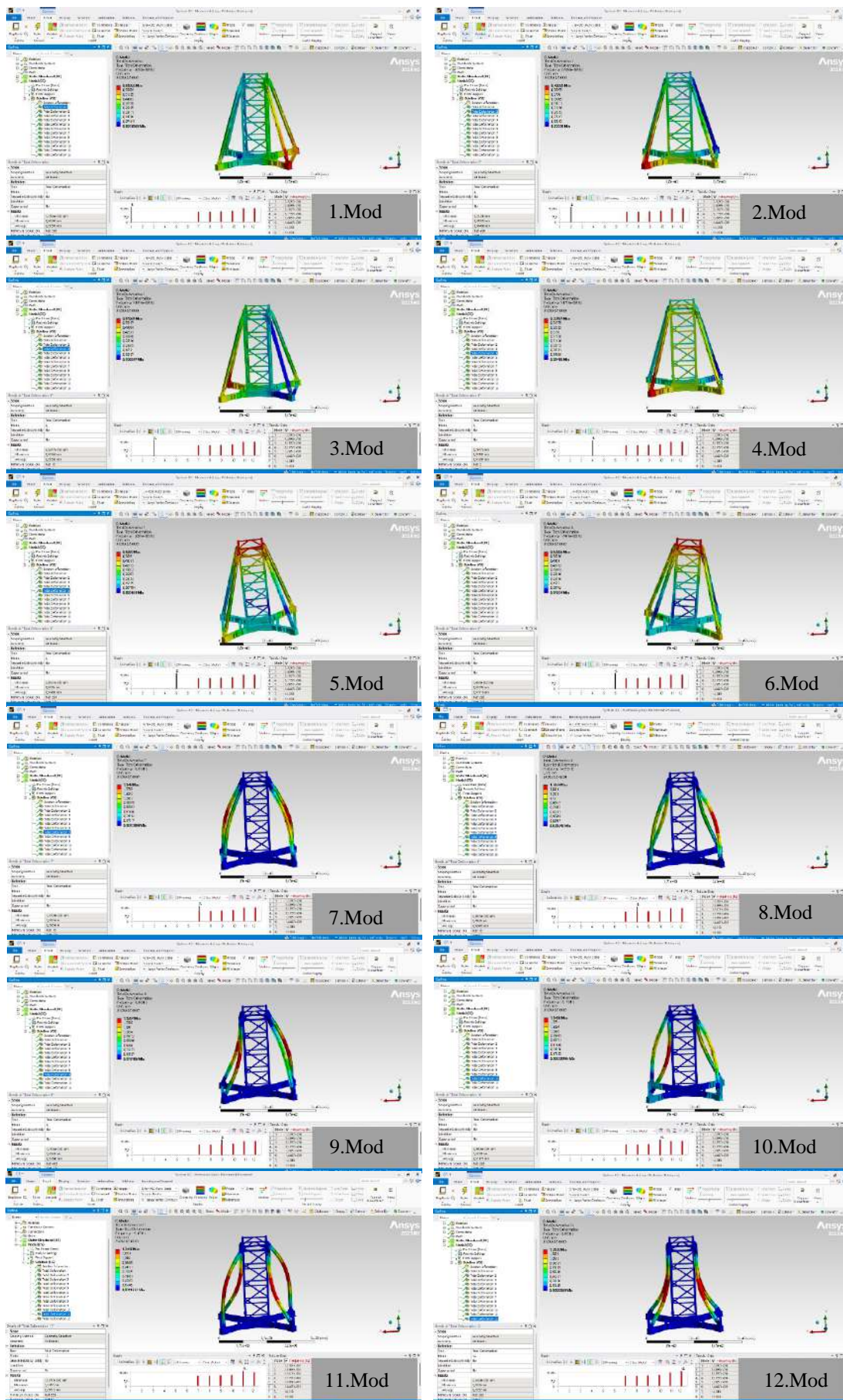
Zemin-şase modal analizinde, kule vinci zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-1’de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.12’de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.2.’de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0’a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 14Hz’e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır (European Standard, 2010).

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.2.** Zemin-şase modal analiz-frekanslar

Mode	Frekans [Hz]
1	1,23E-04
2	2,49E-04
3	3,19E-04
4	5,18E-04
5	1,21E-03
6	1,44E-03
7	14,318
8	14,553
9	14,846
10	15,178
11	19,105
12	19,395



Şekil 4.12. Zemin-şase 1-12.mod şekilleri

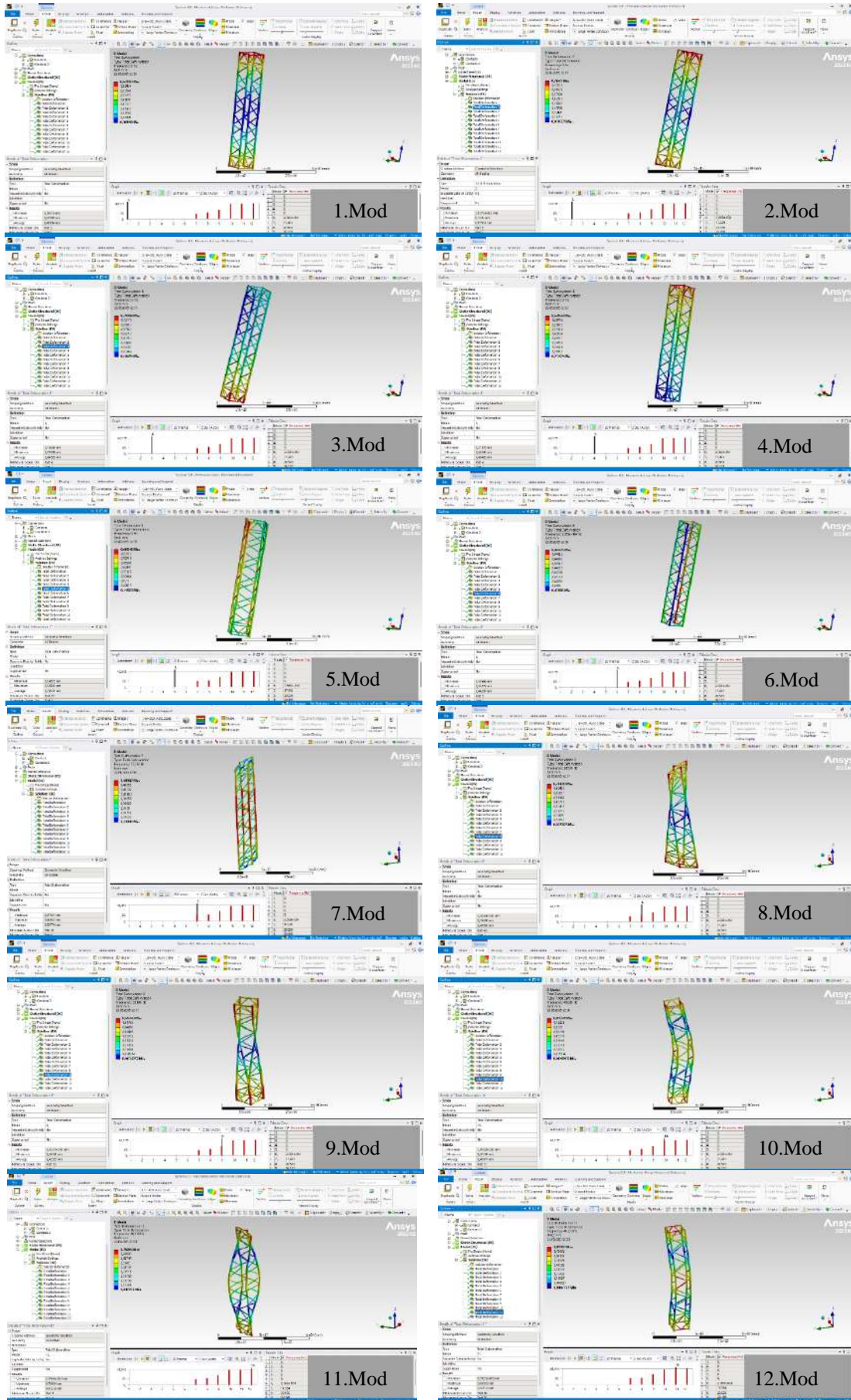
Uzun mast modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-2’de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.13’de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.3.’de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0’a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 17Hz’e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.3.** Uzun mast modal analiz-frekanslar

Mode	Frekans [Hz]
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	2,37E-04
7	17,334
8	20,536
9	30,199
10	46,806
11	46,833
12	48,919



Şekil 4.13. Uzun Mast 1-12.mod şekilleri

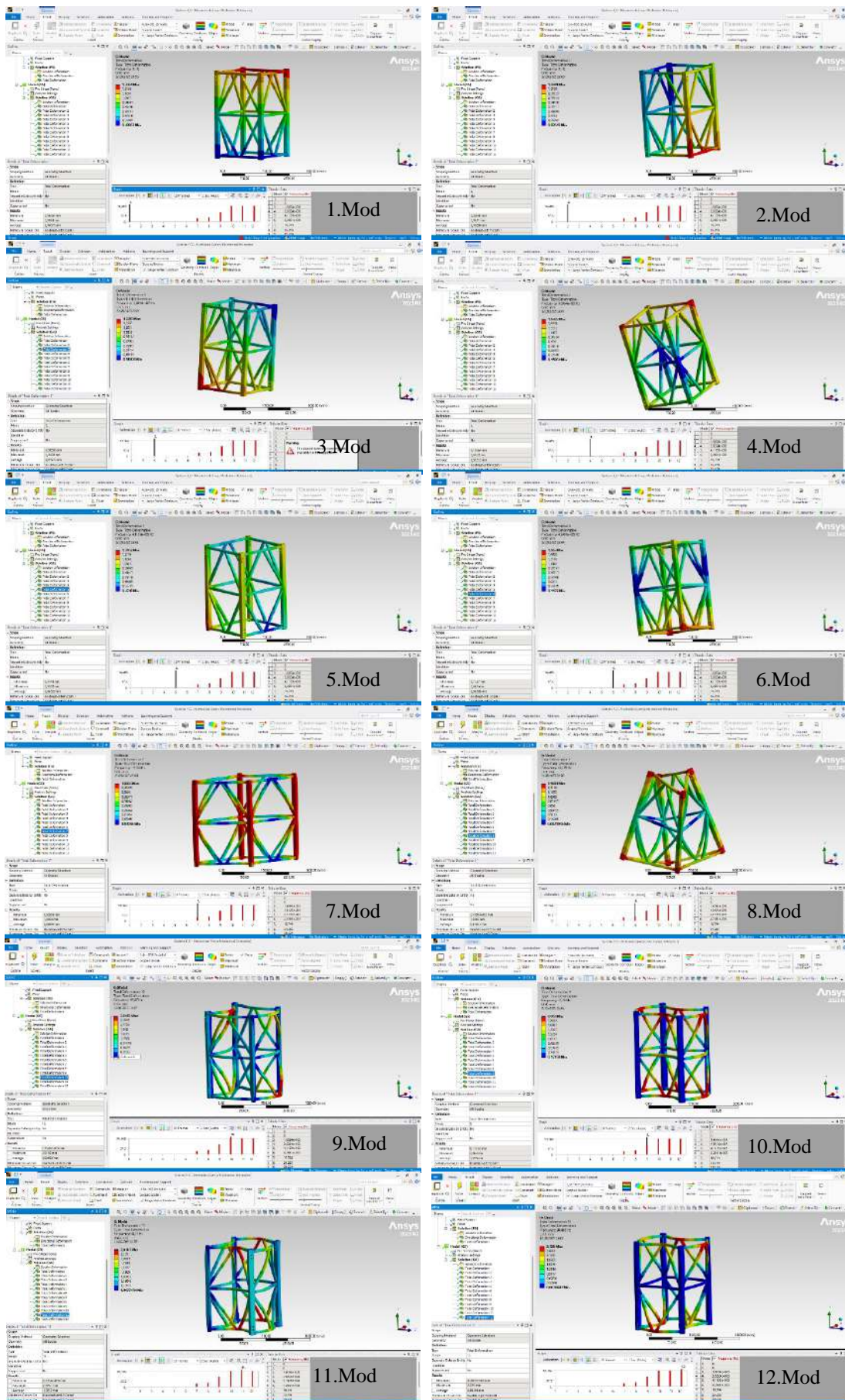
Kısa mast modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-3'de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.14'de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.4.'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0'a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 20Hz'e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.4.** Kısa mast modal analiz-frekanslar

Mode	Frekans[Hz]
1	0
2	0
3	1,61E-03
4	3,83E-03
5	4,11E-03
6	4,30E-03
7	19,744
8	24,295
9	59,234
10	94,27
11	94,29
12	94,466



Şekil 4.14. Kısa mast 1-12.mod şekilleri

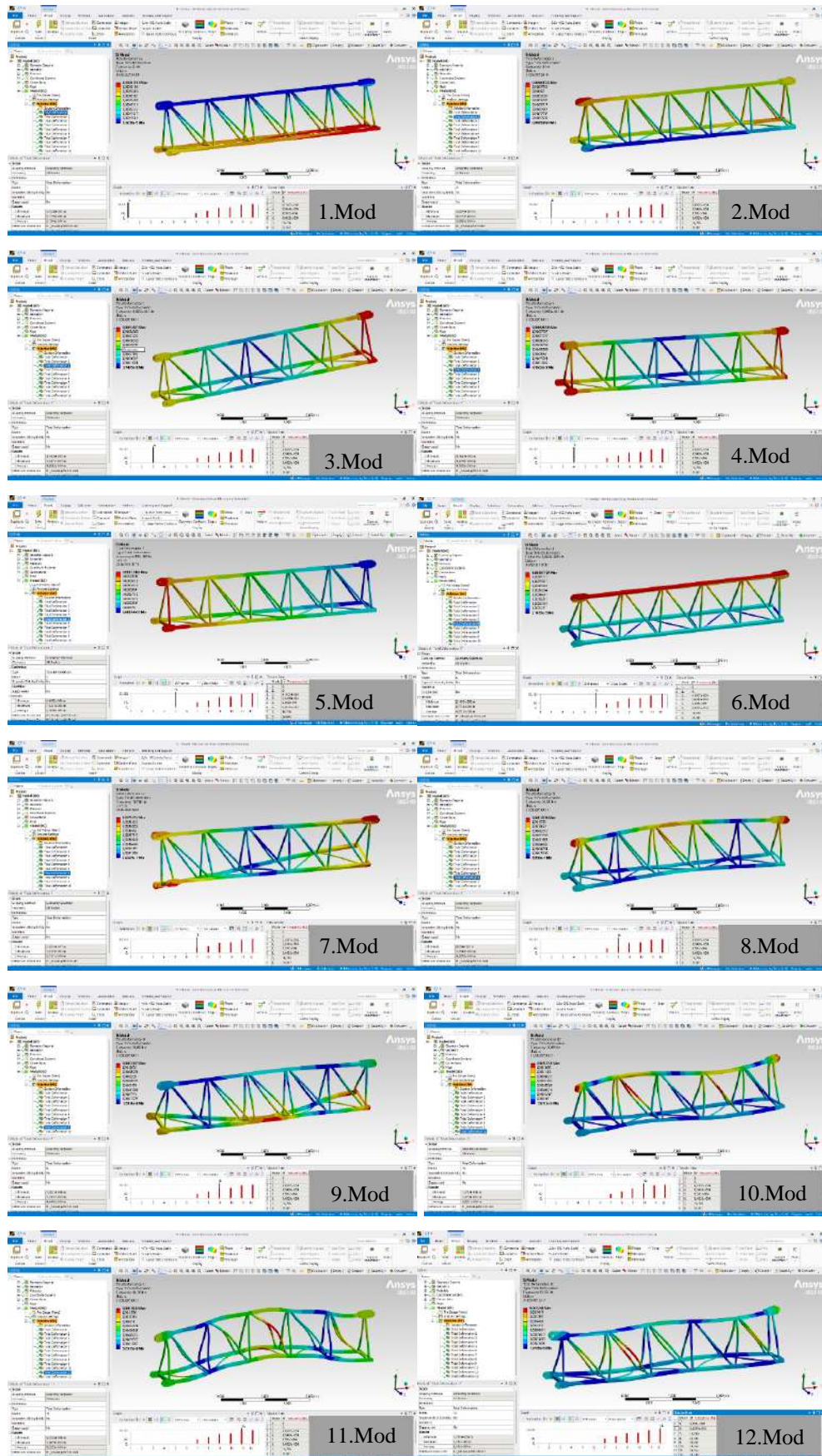
1.bom modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-4'de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.15' de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.5.'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0'a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 17Hz'e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.5.** 1.Bom modal analiz-frekans

<b>Mode</b>	<b>Frekans[Hz]</b>
<b>1</b>	0
<b>2</b>	0
<b>3</b>	4,10E-04
<b>4</b>	5,94E-04
<b>5</b>	6,30E-04
<b>6</b>	8,40E-04
<b>7</b>	16,796
<b>8</b>	24,841
<b>9</b>	36,651
<b>10</b>	38,454
<b>11</b>	49,155
<b>12</b>	53,132



Şekil 4.15. 1.bom 1-12.mod şekilleri

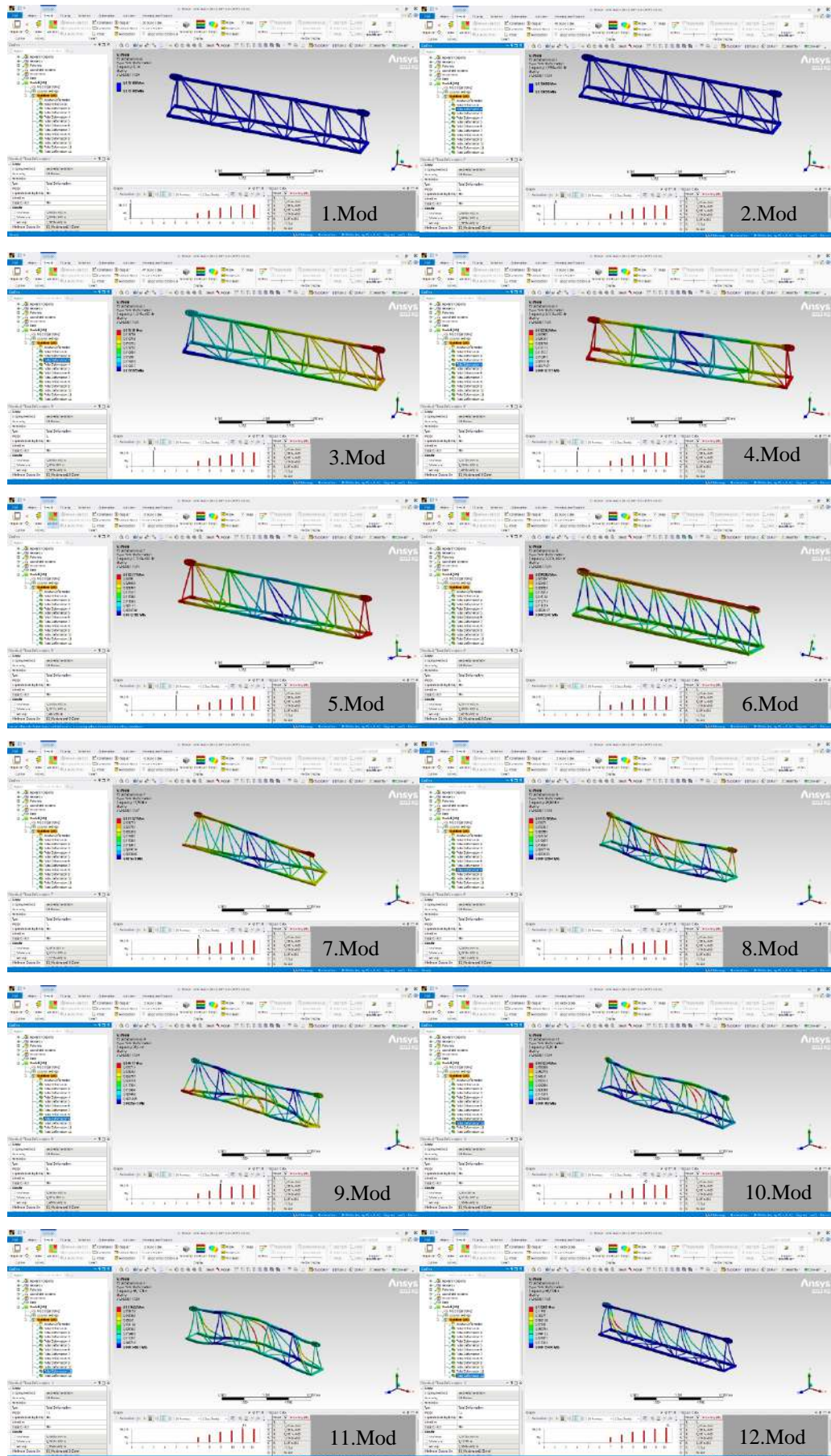
2.bom modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-5’de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.16’da verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.6.’da verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0’a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 17Hz’e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.6.** 2.bom modal analiz-frekans

<b>Mode</b>	<b>Frekans[Hz]</b>
<b>1</b>	0
<b>2</b>	1,58E-04
<b>3</b>	1,28E-03
<b>4</b>	9,33E-03
<b>5</b>	1,72E-02
<b>6</b>	3,29E-02
<b>7</b>	17,758
<b>8</b>	26,684
<b>9</b>	36,2
<b>10</b>	39,99
<b>11</b>	46,117
<b>12</b>	46,578



Şekil 4.16. 2.bom 1-12.mod şekilleri

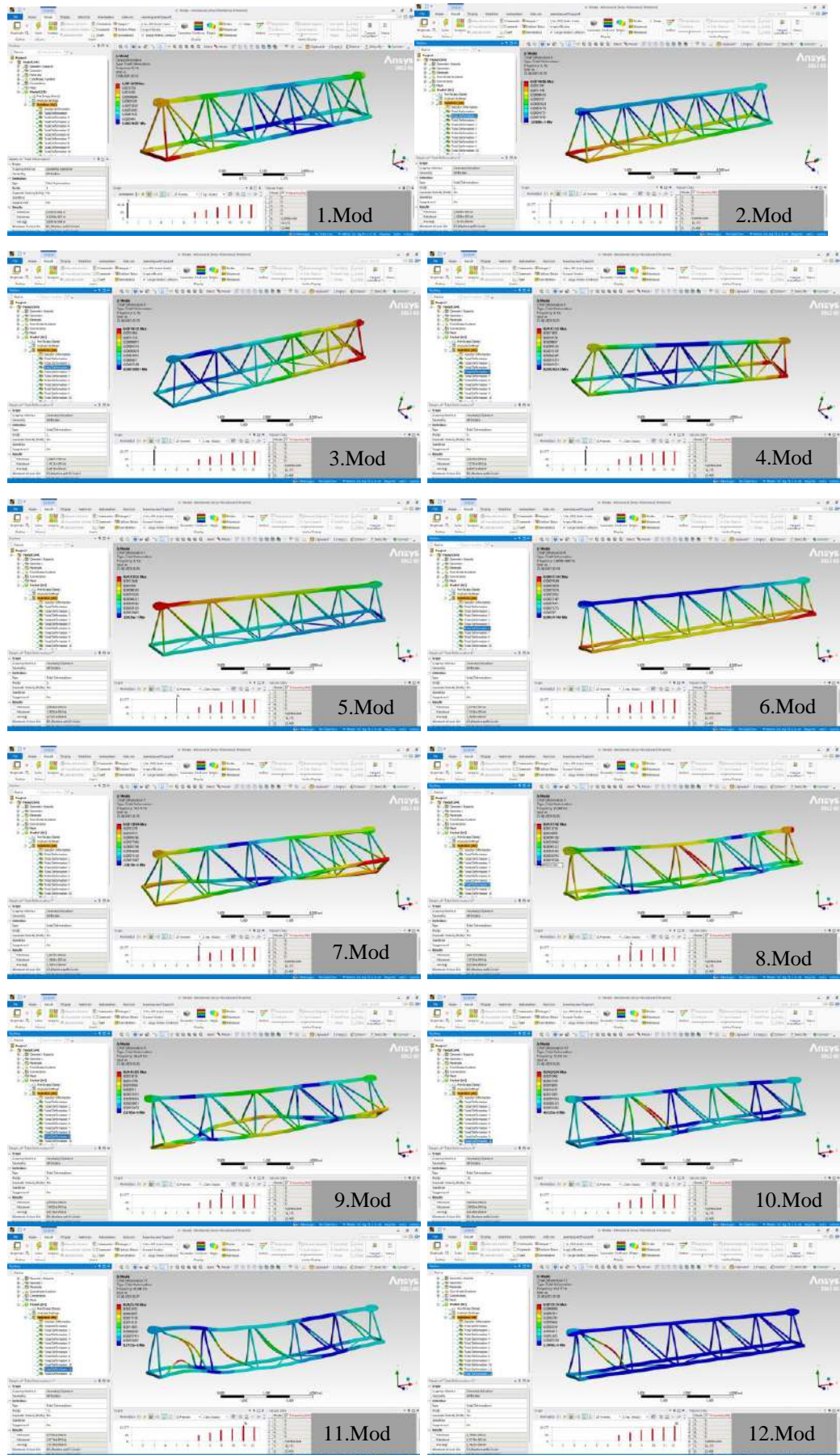
3.bom modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-6'de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.17'de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.7.'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0'a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 18Hz'e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.7.** 3.bom modal analiz-frekanslar

<b>Mode</b>	<b>Frekans[Hz]</b>
<b>1</b>	0
<b>2</b>	0
<b>3</b>	0
<b>4</b>	0
<b>5</b>	0
<b>6</b>	5,61E-04
<b>7</b>	18,173
<b>8</b>	25,466
<b>9</b>	34,229
<b>10</b>	37,835
<b>11</b>	42,842
<b>12</b>	43,277



Şekil 4.17. 3.mod 1-12.mod şekilleri

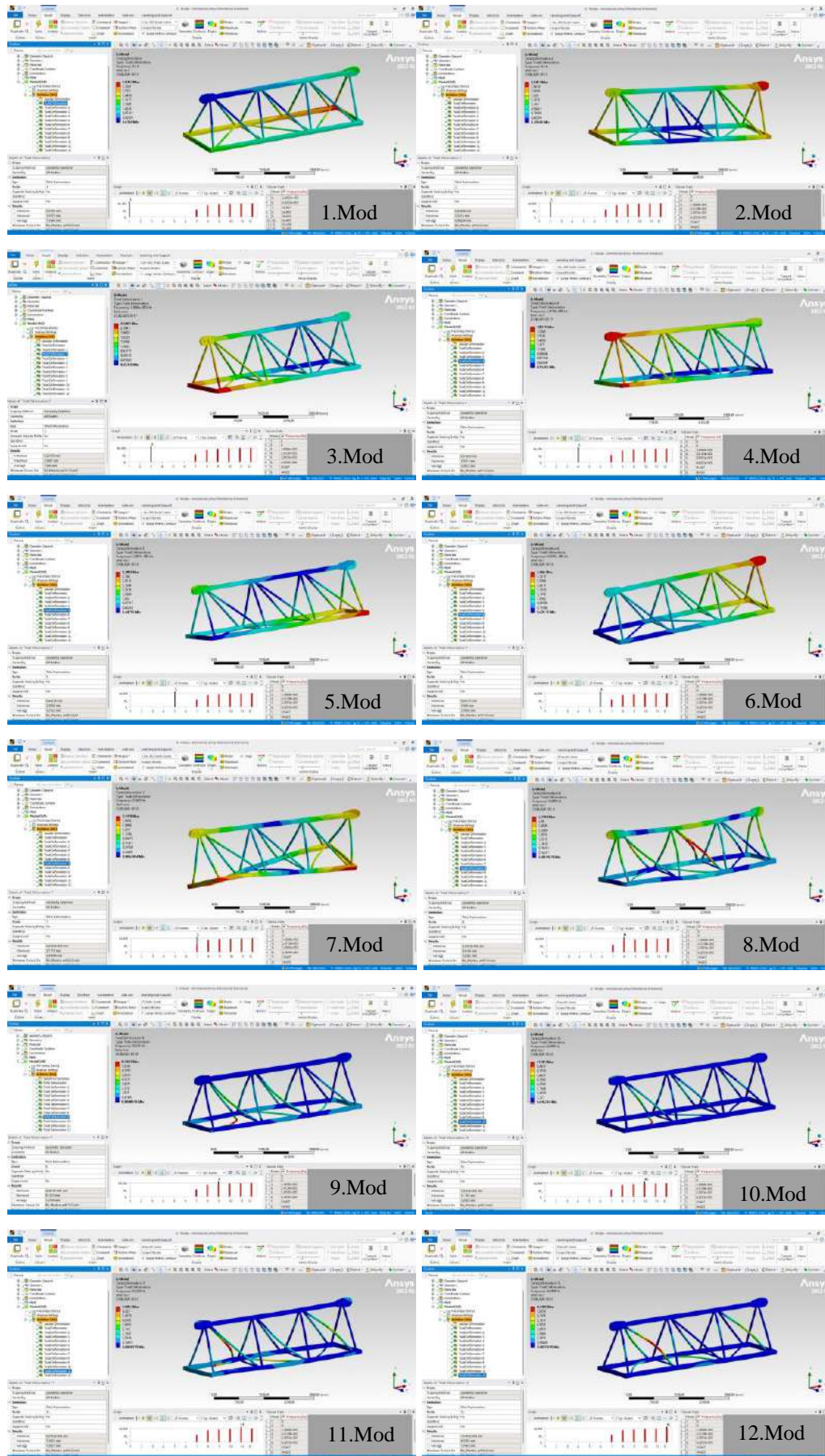
4.bom modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-7'de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.18'de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.8.'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0'a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 33Hz'e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.8.** 4.bom modal analiz frekanslar

<b>Mode</b>	<b>Frekans[Hz]</b>
<b>1</b>	0
<b>2</b>	0
<b>3</b>	1,01E-03
<b>4</b>	2,41E-03
<b>5</b>	2,80E-03
<b>6</b>	4,92E-03
<b>7</b>	33,667
<b>8</b>	54,003
<b>9</b>	59,915
<b>10</b>	62,085
<b>11</b>	63,238
<b>12</b>	64,494



Şekil 4.18. 4.bom 1-12.mod şekilleri

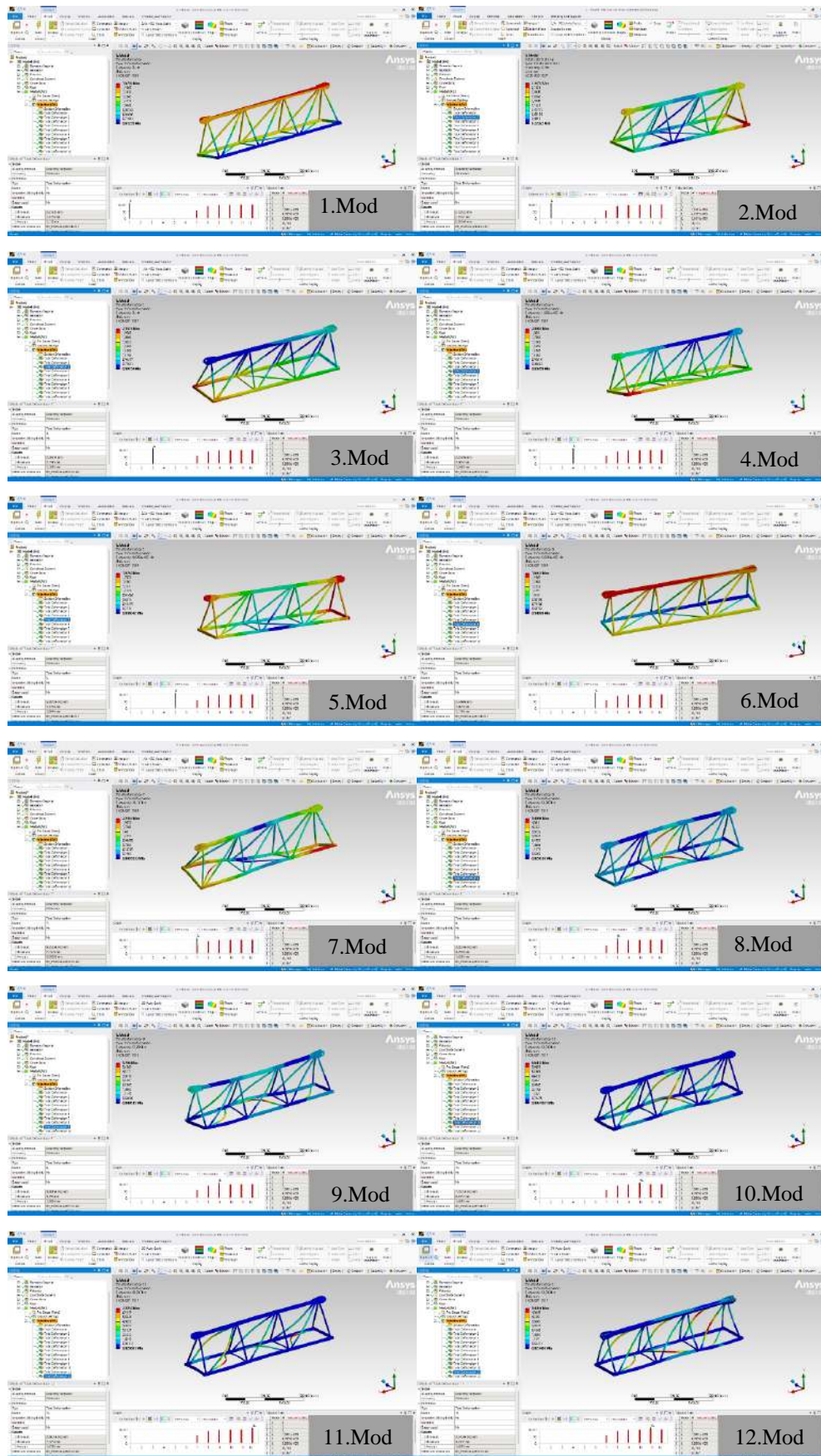
5.bom modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-8’de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri şekil 4.19’da verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.9.’da verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0’a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 35Hz’e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.9.** 5.bom modal analiz-frekanslar

<b>Mode</b>	<b>Frekans[Hz]</b>
<b>1</b>	0
<b>2</b>	0
<b>3</b>	0
<b>4</b>	1,99E-03
<b>5</b>	4,04E-03
<b>6</b>	5,68E-03
<b>7</b>	35,113
<b>8</b>	52,367
<b>9</b>	57,256
<b>10</b>	58,318
<b>11</b>	59,339
<b>12</b>	60,837



Şekil 4.19. 5.bom 1-12.mod şekilleri

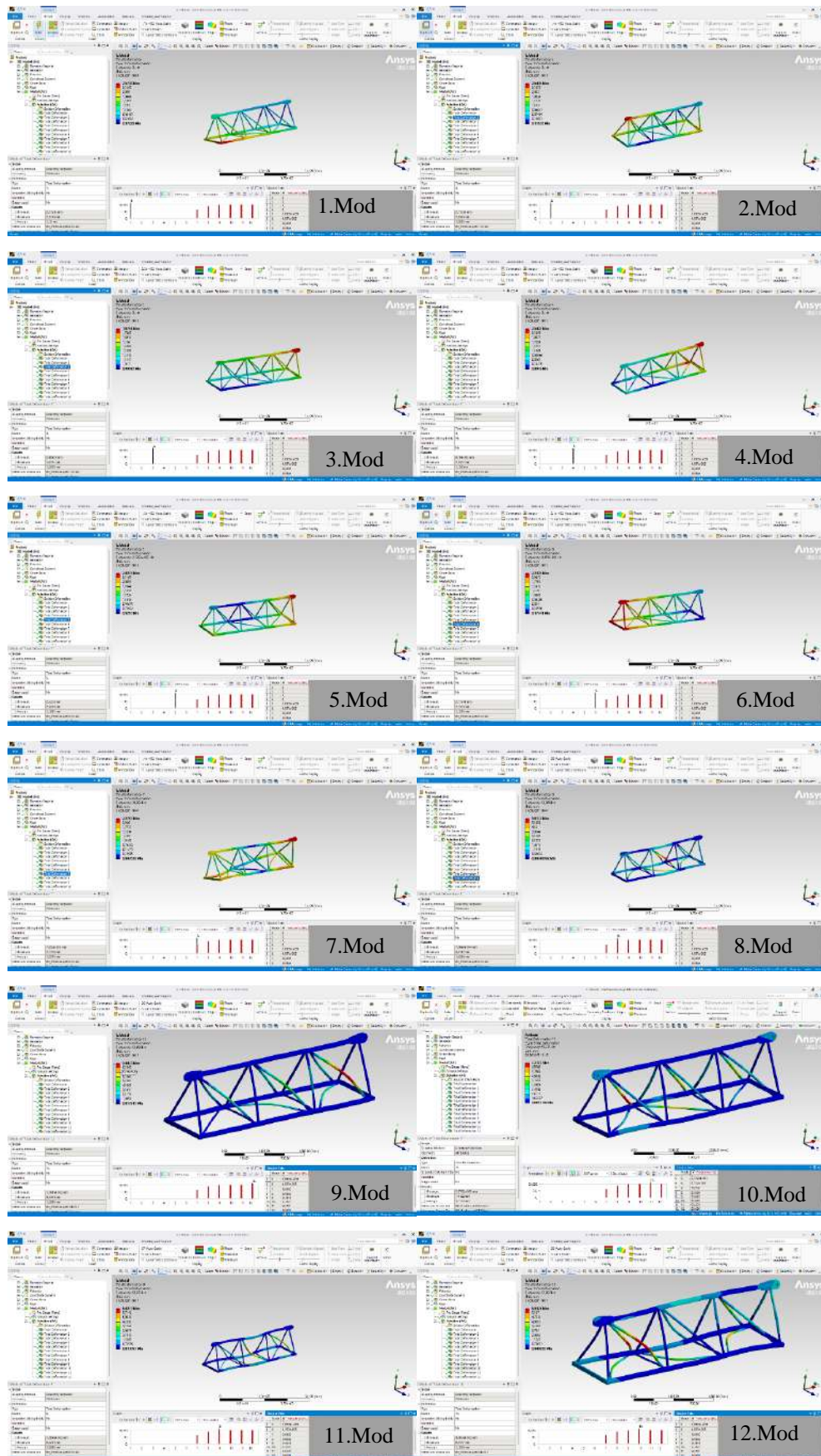
6.bom modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-9'da sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.20'de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.10.'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0'a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 37Hz'e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.10.** 6.bom modal analiz-frekanslar

<b>Mode</b>	<b>Frekans[Hz]</b>
<b>1</b>	0
<b>2</b>	0
<b>3</b>	0
<b>4</b>	0
<b>5</b>	2,74E-03
<b>6</b>	4,16E-03
<b>7</b>	36,902
<b>8</b>	50,866
<b>9</b>	55,873
<b>10</b>	57,087
<b>11</b>	58,201
<b>12</b>	58,696



Şekil 4.20. 6.bom 1-12.mod şekilleri

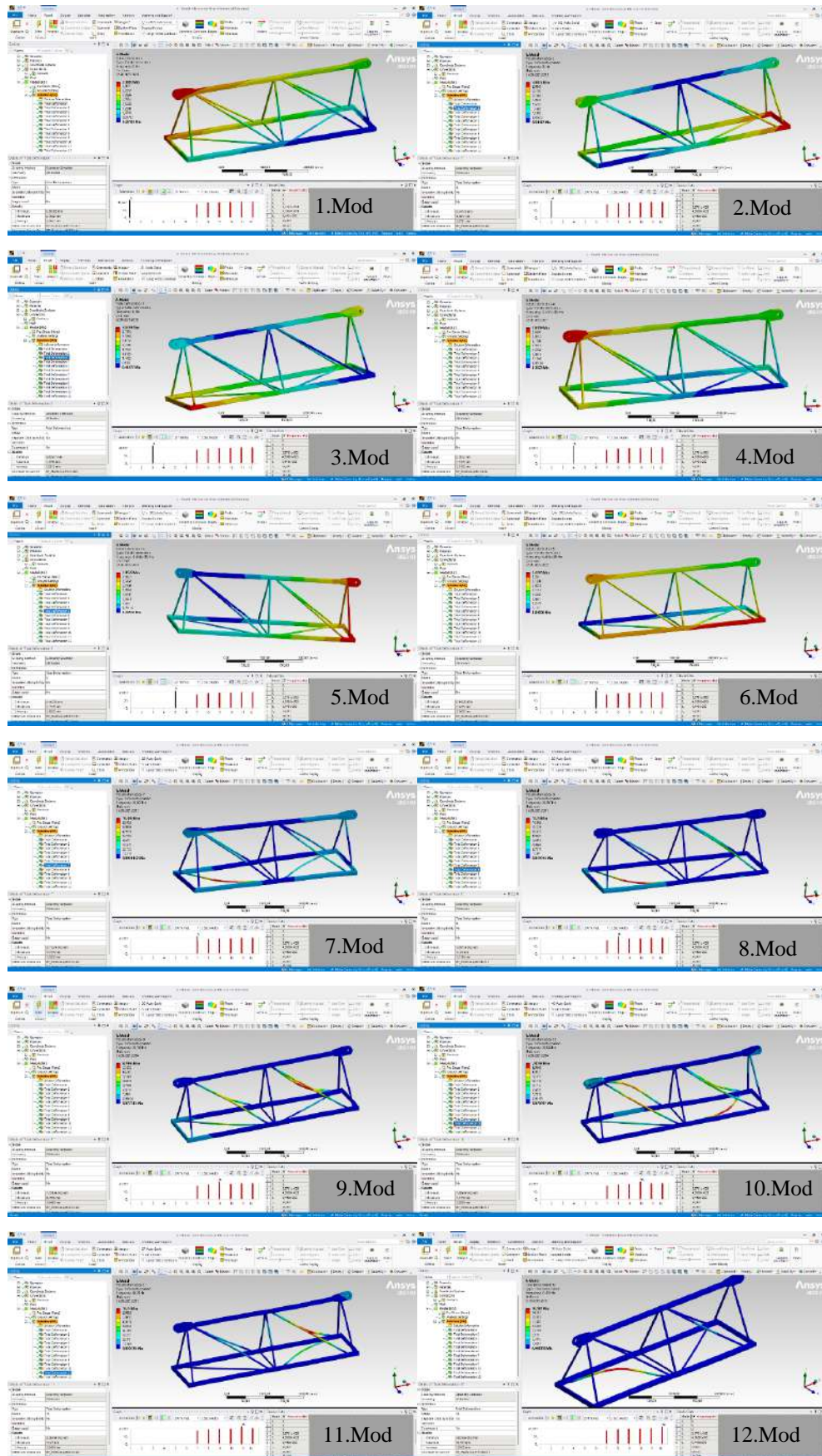
7.bom modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-10'de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.21'de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.11.'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0'a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 35Hz'e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.11.** 7.bom modal analiz-frekanslar

Mode	Frekans[Hz]
1	0
2	0
3	0
4	3,38E-03
5	4,51E-03
6	6,45E-03
7	34,807
8	38,357
9	39,156
10	39,529
11	40,74
12	41,037



Şekil 4.21. 7.bom 1-12.mod şekilleri

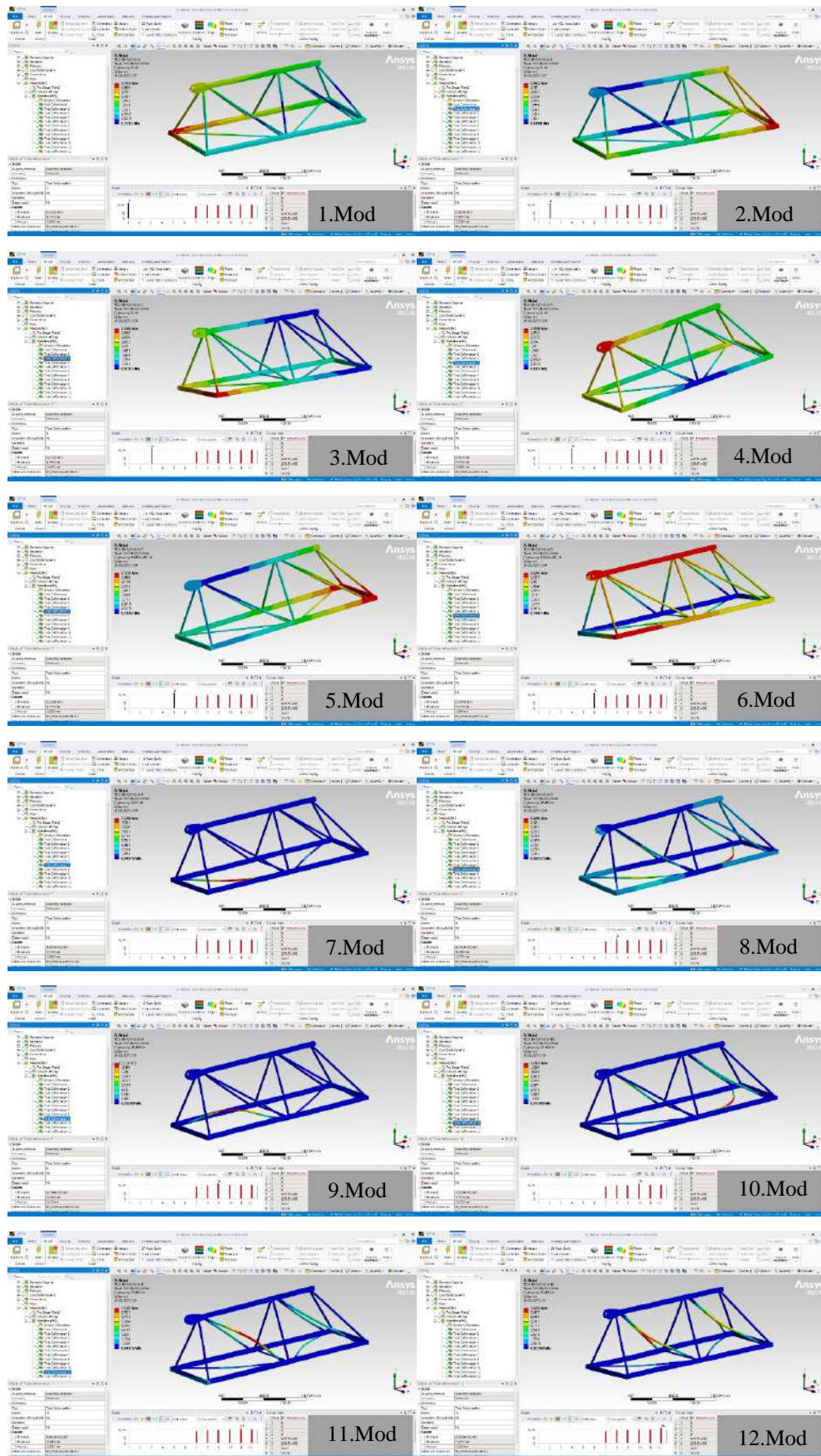
8.bom modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-11'de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.12'de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 3.20.'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0'a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 35Hz'e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.12.** 8.bom modal analiz-frekanslar

Mode	Frekans[Hz]
1	0
2	0
3	0
4	0
5	5,00E-03
6	5,58E-03
7	32,41
8	36,265
9	36,306
10	37,169
11	37,681
12	38,265



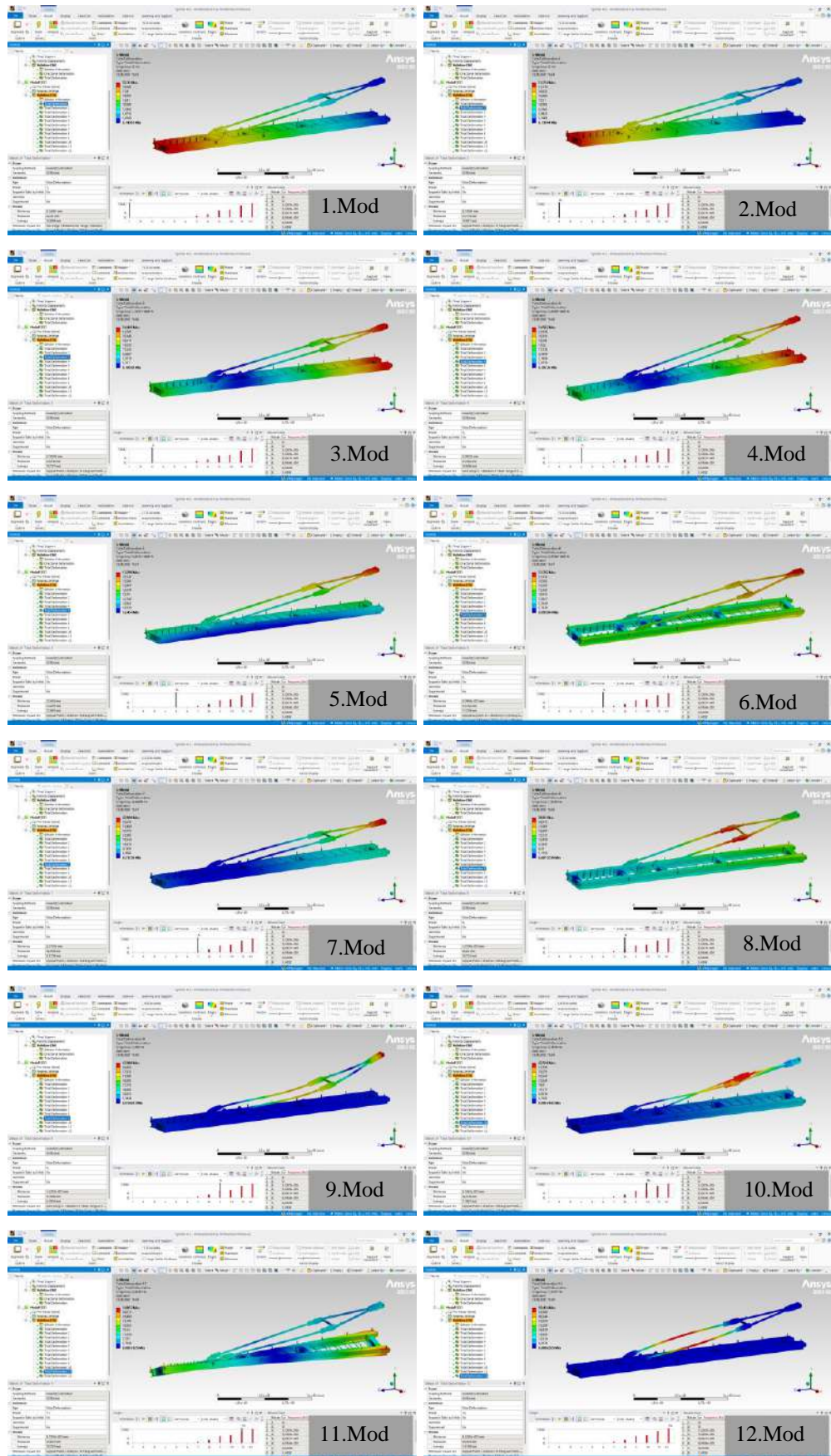
Şekil 4.22. 8.bom 1-12.mod şekilleri

Kuyruk modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-12’de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekl 4.23’de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.13.’de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0’a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 0,64Hz’e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için rezonans açısından tehlikeli durumda olduğu ortaya çıkmaktadır.

**Tablo 4.13.** Kuyruk modal analiz-frekanslar

<b>Mode</b>	<b>Frequency[Hz]</b>
<b>1</b>	0
<b>2</b>	0
<b>3</b>	1,53E-04
<b>4</b>	3,46E-04
<b>5</b>	4,05E-04
<b>6</b>	6,95E-04
<b>7</b>	0,64096
<b>8</b>	1,6508
<b>9</b>	3,884
<b>10</b>	4,3676
<b>11</b>	6,8205
<b>12</b>	7,9367



Şekil 4.23. Kuyruk 1-12.mod şekilleri

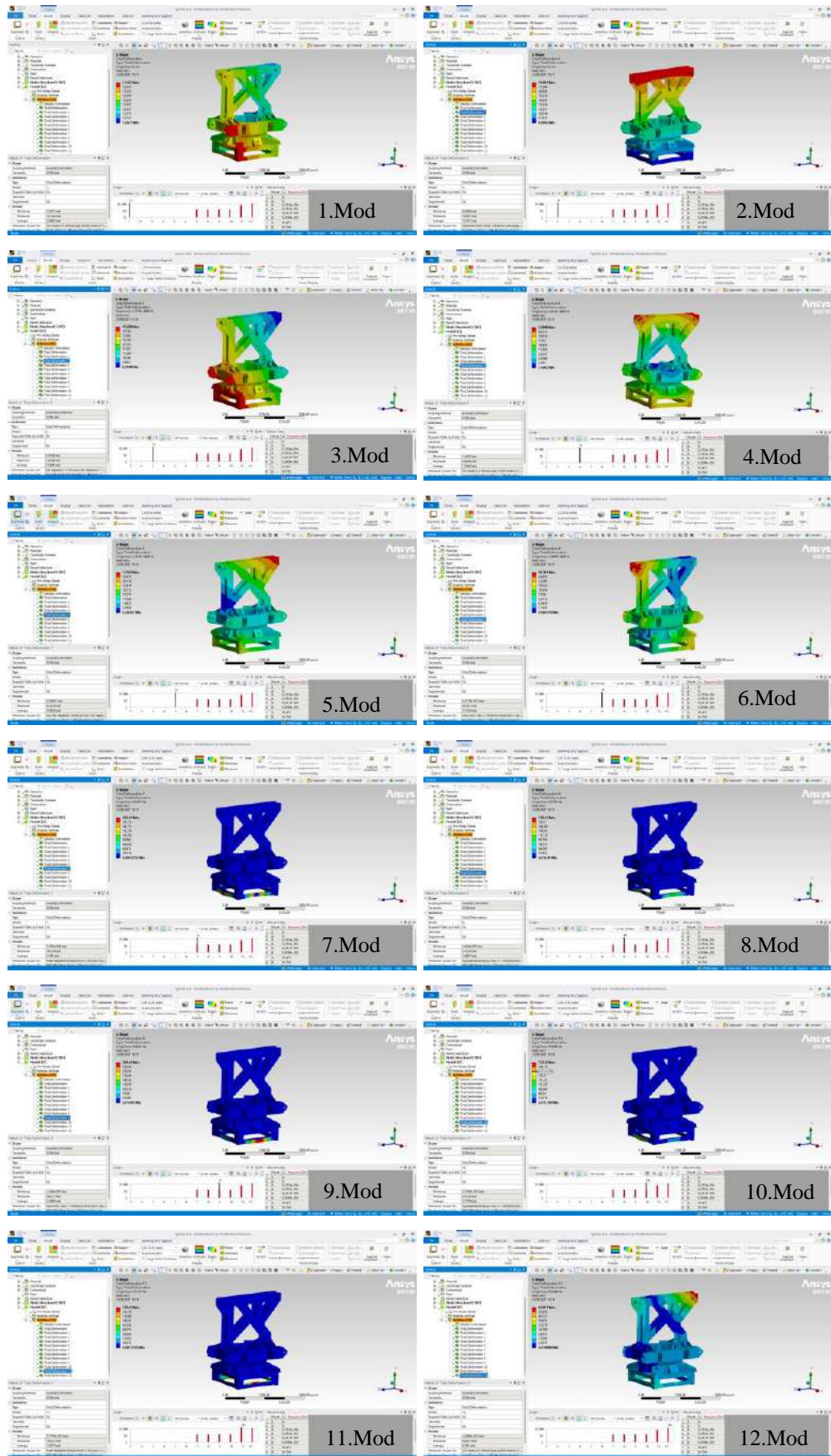
Rulet-kule modal analizinde, kule vincin zemin şasesi için serbest-titreşim sınır koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Modelde toplam on iki öz-mod incelenmiş olup; elde edilen doğal frekanslar, kütle katılım faktörleri ve etkin kütle değerleri Ek-13'de sunulmuştur. Ek olarak modal analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme şekilleri Şekil 4.24'de verilmiştir.

Modal analiz sonuçları elde edilen frekanslar, aşağıdaki Tablo 4.14.'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre, ilk 6 modun 0 veya 0'a yakın çıkması serbest titreşim yaptığını ve analiz modelinin doğruluğunu kanıtlıyor. 7.moddan itibaren yaklaşık olarak 35Hz'e çıkan ilk elastik mod, rüzgâr yükleri (0,1-1Hz) için herhangi bir rezonans tehlikesi oluşturmamaktadır.

Sistemde bulunan redüktörlü motorlar için çalışma frekansı 1-10 Hz aralığındadır. Bu aralık için sistem rezonans açısından yine güvenli bulunmaktadır.

**Tablo 4.14.** Rulet-kule modal analiz-frekanslar

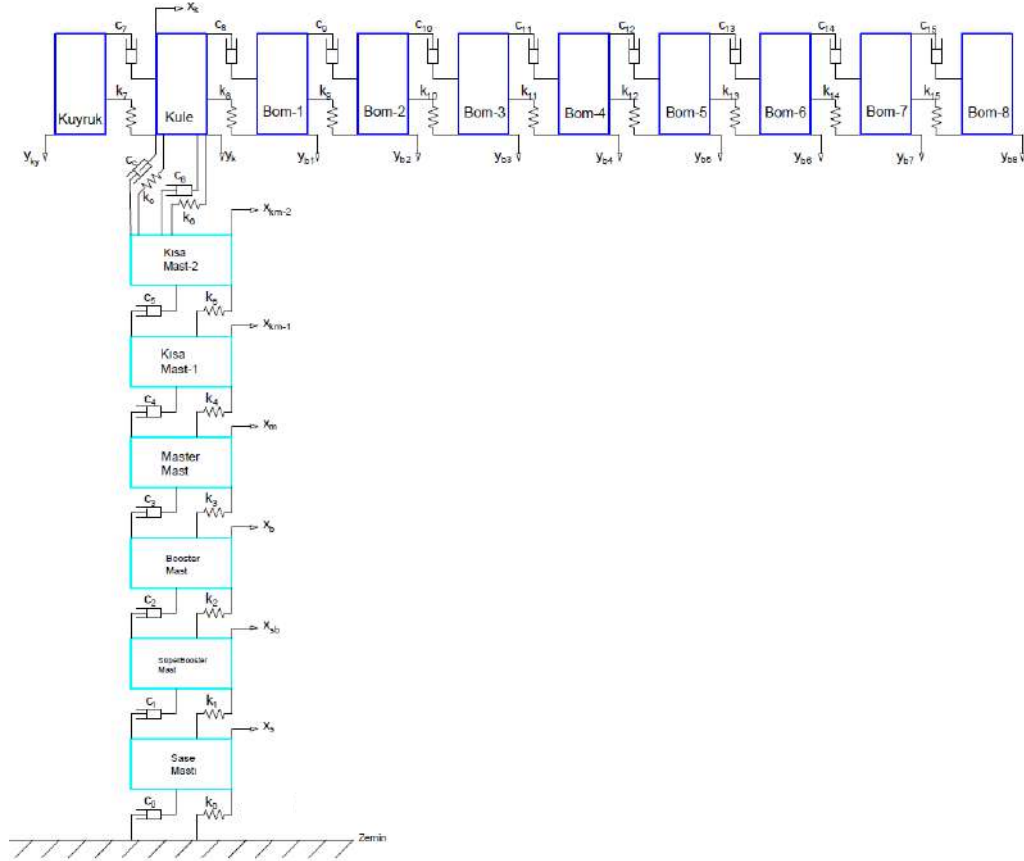
<b>Mode</b>	<b>Frequency [Hz]</b>
<b>1</b>	0
<b>2</b>	0
<b>3</b>	2,24E-04
<b>4</b>	5,03E-04
<b>5</b>	5,52E-04
<b>6</b>	5,61E-04
<b>7</b>	34,497
<b>8</b>	34,765
<b>9</b>	34,822
<b>10</b>	34,836
<b>11</b>	55,197
<b>12</b>	61,566



Şekil 4.24. Rulet-kule 1-12.mod şekilleri

### 4.3. Kule Vinç Ayrık Sistem ve Matematiksel Modeli

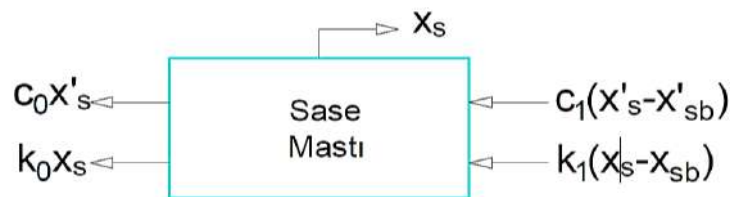
Literatürde pek çok farklı sektörlerde kullanılan makine ve vb. yapılarla ilgili ayrık sistem modeli çalışması bulunmaktadır. Yapılan bir çalışmada, 5 katlı bir binanın ayrık sistem modelini oluşturulmuştur (Rubió-Massegú vd., 2020). Kule vinç ayrık sistem modeli için uygulanabilir olan bu modelleme sistemi kule vinçe uyarlanmıştır. Şekil 4.25.'de kule vinç ayrık sistem modeli gösterilmiştir.



Şekil 4.25. Kule vinç ayrık sistem modeli

Kule vinç ayrık sistem modeline göre türetilmiş hareket denklemleri aşağıda verilmiştir.

Zemin-şase SCD Şekil 4.26.'da ve hareket denklemleri denklemler (4.1)'de verilmiştir;

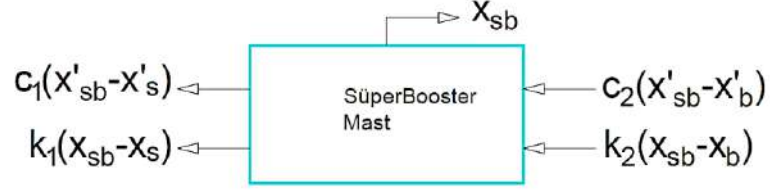


Şekil 4.26. Zemin-şase serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi:

$$m_s \ddot{x}_s + c_0 \dot{x}_s + c_1(x_s - x_{sb}) + k_0 x_s + k_1(x_s - x_{sb}) = 0 \quad (4.1)$$

Superbooster Mast SCD Şekil 4.27.'de ve hareket denklemi denklem (4.2)'de verilmiştir;

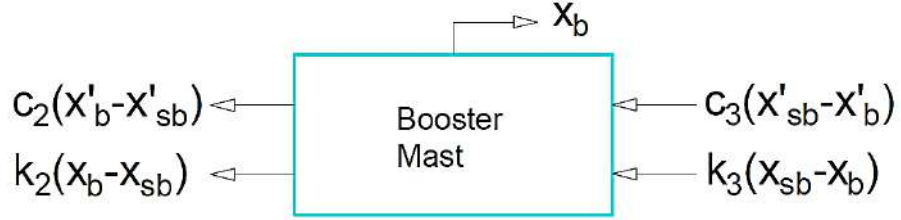


Şekil 4.27. Süperbooster Mast serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi:

$$m_{sb} \ddot{x}_{sb} + c_1(x_{sb} - x_s) + c_2(x_{sb} - x_b) + k_1(x_{sb} - x_s) + k_2(x_{sb} - x_b) = 0 \quad (4.2)$$

Booster Mast SCD Şekil 4.28.'de ve hareket denklemi denklem (4.3)'de verilmiştir;

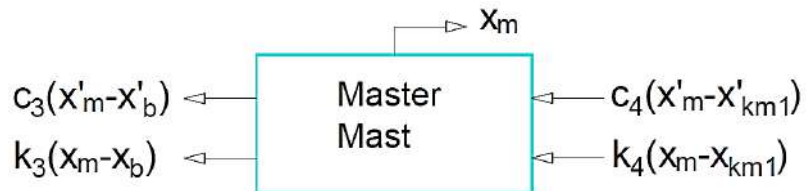


Şekil 4.28. Booster Mast serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi:

$$m_b \ddot{x}_b + c_2(x_b - x_{sb}) + c_3(x_b - x_m) + k_2(x_b - x_{sb}) + k_3(x_b - x_m) = 0 \quad (4.3)$$

Master Mast SCD Şekil 4.29.'de ve hareket denklemi denklem (4.4)'de verilmiştir;

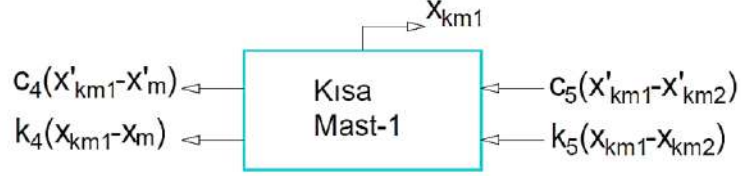


Şekil 4.29. Master Mast serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_m \ddot{x}_m + c_3(\dot{x}_m - \dot{x}_b) + c_4(\dot{x}_m - \dot{x}_{km1}) + k_3(x_m - x_b) + k_4(x_m - x_{km1}) = 0 \quad (4.4)$$

Kısa Mast-1 SCD Şekil 4.30.'da ve hareket denklemi denklem (4.5)'de verilmiştir.

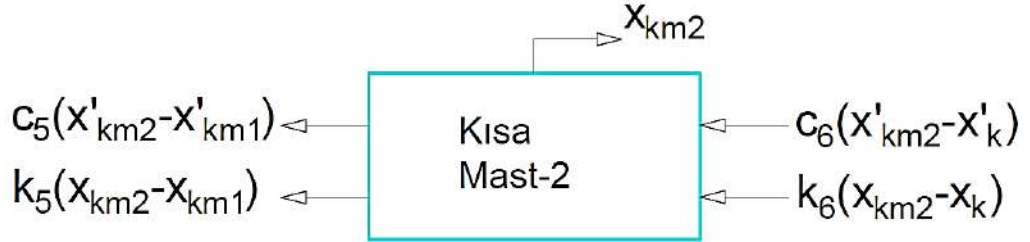


Şekil 4.30. Kısa Mast-1 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{km1} \ddot{x}_{km1} + c_4(\dot{x}_{km1} - \dot{x}_m) + c_5(\dot{x}_{km1} - \dot{x}_{km2}) + k_4(x_{km1} - x_m) + k_5(x_{km1} - x_{km2}) = 0 \quad (4.5)$$

Kısa Mast-2 SCD Şekil 4.31.'de ve hareket denklemi denklem (4.6)'de verilmiştir.

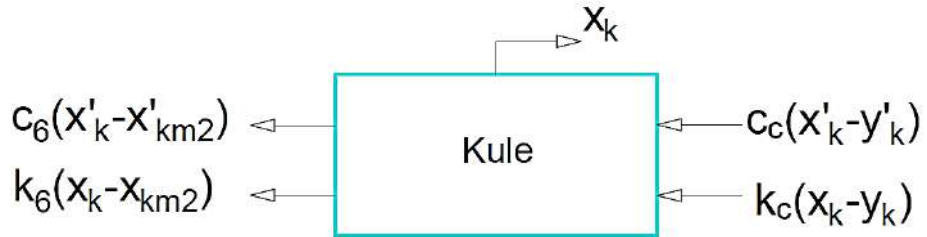


Şekil 4.31. Kısa Mast-2 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{km2} \ddot{x}_{km2} + c_5(\dot{x}_{km2} - \dot{x}_{km1}) + c_6(\dot{x}_{km2} - \dot{x}_k) + k_5(x_{km2} - x_{km1}) + k_6(x_{km2} - x_k) = 0 \quad (4.6)$$

Rulet-kule SCD Şekil 4.32.'da ve hareket denklemi denklem (7)'de verilmiştir (x ekseni).

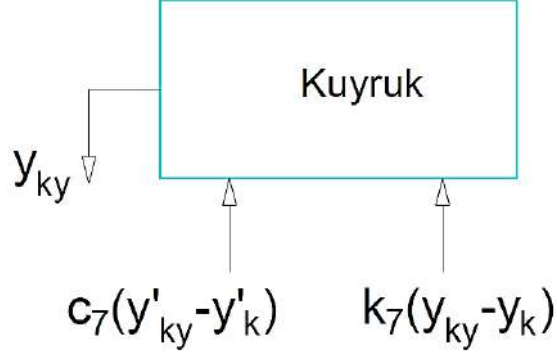


Şekil 4.32. Kısa Mast-2 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_k \ddot{x}_k + c_6(\dot{x}_k - \dot{x}_{km2}) + c_c(\dot{x}_k - \dot{y}_k) + k_6(x_k - x_{km2}) + k_c(x_k - y_k) = 0 \quad (4.7)$$

Kuyruk SCD Şekil 4.33.'de ve hareket denklemi denklem (4.8)'de verilmiştir.

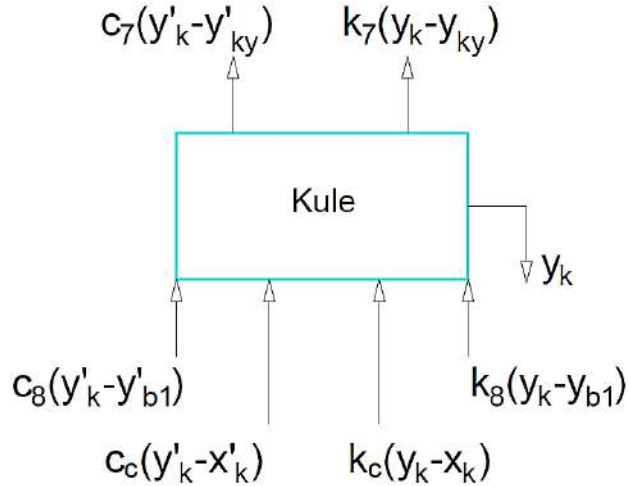


Şekil 4.33. Kuyruk serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{ky} \ddot{y}_{ky} + c_7(\dot{y}_{ky} - \dot{y}_k) + k_7(y_{ky} - y_k) = 0 \quad (4.8)$$

Rulet-kule SCD Şekil 4.34.'de ve hareket denklemi denklem (4.9)'de verilmiştir (y eksenini).

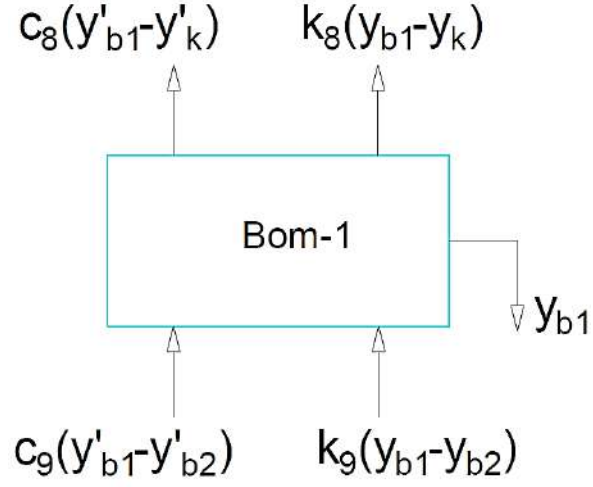


Şekil 4.34. Kule serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_k \ddot{y}_k + c_7(\dot{y}_k - \dot{y}_{ky}) + c_8(\dot{y}_k - \dot{y}_{b1}) + c_c(\dot{y}_k - \dot{x}_k) + k_7(y_k - y_{ky}) + k_8(y_k - y_{b1}) + k_c(y_k - x_k) = 0 \quad (4.9)$$

Bom-1 SCD Şekil 4.35.'de ve hareket denklemi denklem (4.10)'de verilmiştir.

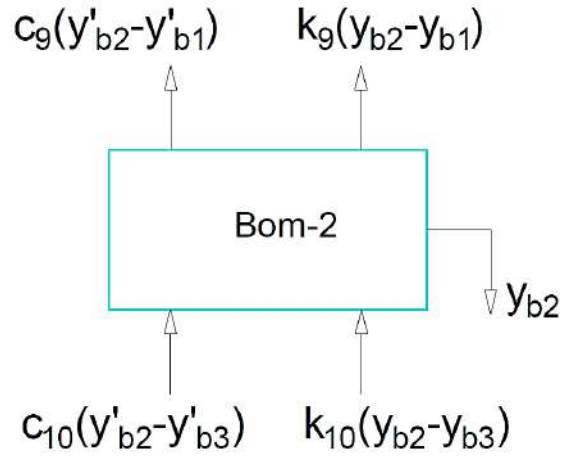


Şekil 4.35. Bom-1 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{b1}y_{b1}'' + c_8(y_{b1} - y_k) + c_9(y_{b1} - y_{b2}) + k_8(y_{b1} - y_k) + k_9(y_{b1} - y_{b2}) = 0 \quad (4.10)$$

Bom-2 SCD Şekil 4.36.'da ve hareket denklemi denklem (4.11)'de verilmiştir.

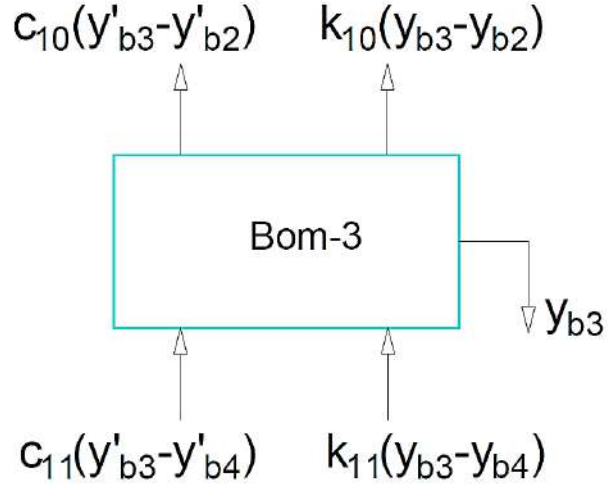


Şekil 4.36. Bom-2 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{b2}y_{b2}'' + c_9(y_{b2} - y_{b1}) + c_{10}(y_{b2} - y_{b3}) + k_9(y_{b2} - y_{b1}) + k_{10}(y_{b2} - y_{b3}) = 0 \quad (4.11)$$

Bom-3 SCD Şekil 4.37.'de ve hareket denklemi denklem (4.12)'de verilmiştir.

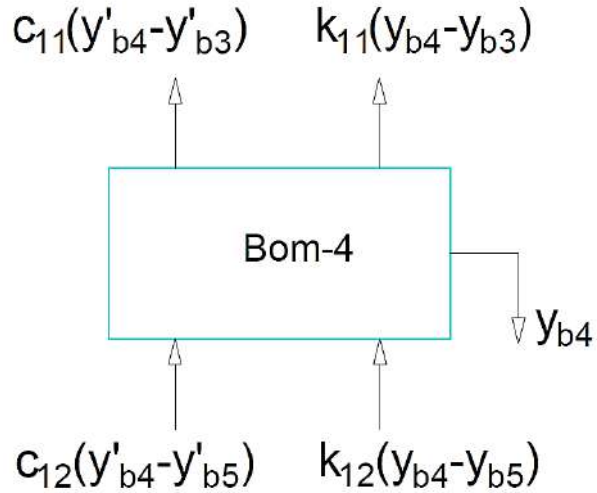


Şekil 4.37. Bom-3 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{b3}\ddot{y}_{b3} + c_{10}(y_{b3} - y_{b2}) + c_{11}(y_{b3} - y_{b4}) + k_{10}(y_{b3} - y_{b2}) + k_{11}(y_{b3} - y_{b4}) = 0 \quad (4.12)$$

Bom-4 SCD Şekil 4.38.'de ve hareket denklemi denklem (4.13)'de verilmiştir.,

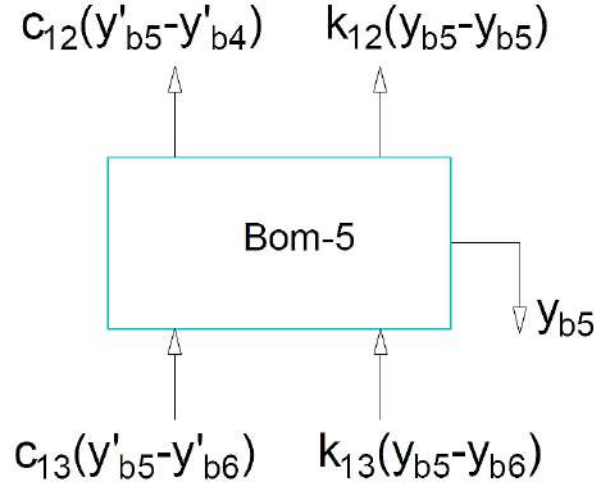


Şekil 4.38. Bom-4 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{b4}\ddot{y}_{b4} + c_{11}(y_{b4} - y_{b3}) + c_{12}(y_{b4} - y_{b5}) + k_{11}(y_{b4} - y_{b3}) + k_{12}(y_{b4} - y_{b5}) = 0 \quad (4.13)$$

Bom-5 SCD Şekil 4.39.'da ve hareket denklemi denklem (4.14)'de verilmiştir.

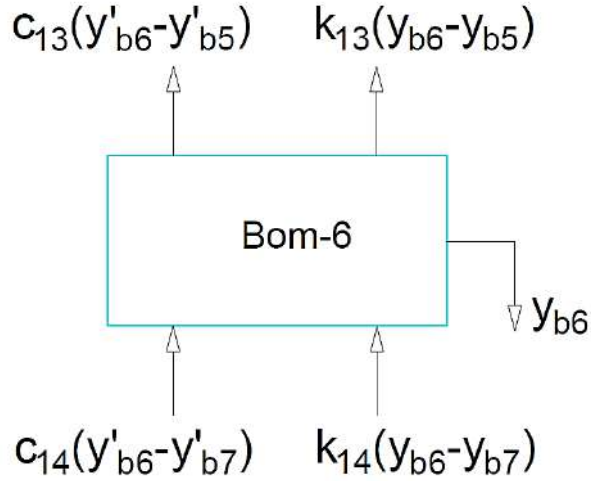


Şekil 4.39. Bom-5 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{b5}\ddot{y}_{b5} + c_{12}(y_{b5} - y_{b4}) + c_{13}(y_{b5} - y_{b6}) + k_{12}(y_{b5} - y_{b4}) + k_{13}(y_{b5} - y_{b6}) = 0 \quad (4.14)$$

Bom-6 SCD Şekil 4.40.'da ve hareket denklemi denklem (4.15)'de verilmiştir.

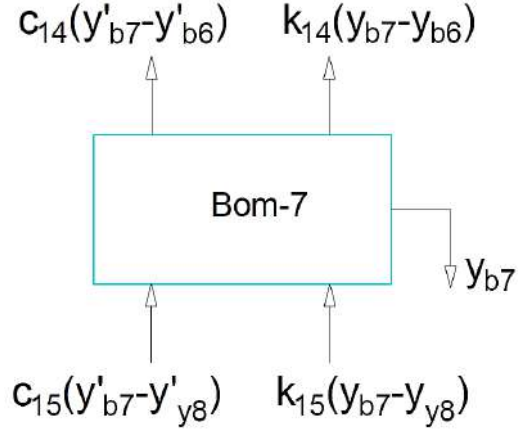


Şekil 4.40. Bom-6 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{b6}\ddot{y}_{b6} + c_{13}(y_{b6} - y_{b5}) + c_{14}(y_{b6} - y_{b7}) + k_{13}(y_{b6} - y_{b5}) + k_{14}(y_{b6} - y_{b7}) = 0 \quad (4.15)$$

Bom-7 SCD Şekil 4.41.'de ve hareket denklemi denklem (4.16)'de verilmiştir.

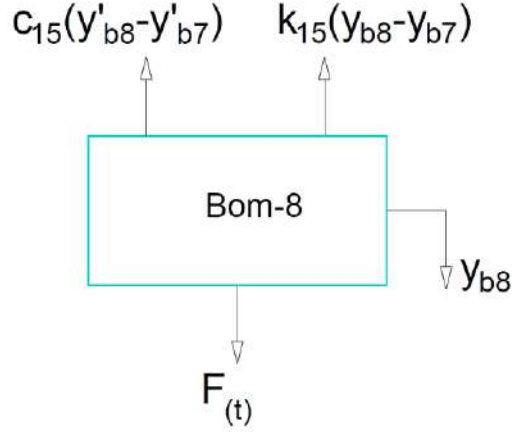


Şekil 4.41. Bom-7 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{b7}\ddot{y}_{b7} + c_{14}(\dot{y}_{b7} - \dot{y}_{b6}) + c_{15}(\dot{y}_{b7} - \dot{y}_{b8}) + k_{14}(y_{b7} - y_{b6}) + k_{15}(y_{b7} - y_{b8}) = 0 \quad (4.16)$$

Bom-8 SCD Şekil 4.42.'da ve hareket denklemi denklem (4.17)'de verilmiştir.



Şekil 4.42. Bom-8 serbest cisim diyagramı

Hareket denklemi;

$$m_{b8}\ddot{y}_{b8} + c_{15}(\dot{y}_{b8} - \dot{y}_{b7}) + k_{15}(y_{b8} - y_{b7}) = F(t) \quad (4.17)$$

Elde edilen hareket denklemlerine sistemin kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri M, C, K ve aşağıda sırasıyla Şekil 4.43., Şekil 4.44., ve Şekil 4.45.'de gösterilmiştir.

Şekil 4.43. M matrisi

$$M = \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{sb} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{km1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{km2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{ky} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{b1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{b3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{b4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{b5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{b6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{b7} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{b8} \end{bmatrix}$$

Şekil 4.44. K matrisi

$$K = \begin{bmatrix} k0+k1 & -k1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k1 & k1+k2 & -k2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k2 & k2+k3 & -k3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k3 & k3+k4 & -k4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k4 & k4+k5 & -k5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k5 & k5+k6 & -k6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k6 & k6+kc & 0 & -kc & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k7 & -k7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -kc & k7+k8+kc & -k8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k8 & k8+k9 & -k9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k9 & k9+k10 & -k10 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k10 & k10+k11 & -k11 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k11 & k11+k12 & -k12 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k12 & k12+k13 & -k13 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k13 & k13+k14 & -k14 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k14 & k14+k15 & -k15 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k15 & k15 \end{bmatrix}$$

Şekil 4.45 C matrisi

$$C = \begin{bmatrix} c0+c1 & -c1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c1 & c1+c2 & -c2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c2 & c2+c3 & -c3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c3 & c3+c4 & -c4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c4 & c4+c5 & -c5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c5 & c5+c6 & -c6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c6 & c6+cc & 0 & -cc & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c7 & -c7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -cc & c7+c8+cc & -c8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c8 & c8+c9 & -c9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c9 & c9+c10 & -c10 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c10 & c10+c11 & -c11 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c11 & c11+c12 & -c12 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c12 & c12+c13 & -c13 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c13 & c13+c14 & -c14 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c14 & c14+c15 & -c15 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c15 & c15 \end{bmatrix}$$

### M, C ve K sayılarının belirlenmesi

M yani kütle değerleri tasarım üzerinden doğrudan solidworks programından gerekli malzeme tanımları yapıldıktan sonra her bileşen için ayrı ayrı alınmıştır.

K yani rijitlik katsayısı, bir yapının veya mekanik elemanın elastik deformasyona karşı gösterdiği direnç miktarını niceliksel olarak ifade eden temel bir mühendislik parametresidir. Rijitlik kavramı, bir sistemin uygulanan kuvvete karşılık gösterdiği yer değiştirme ile doğrudan ilişkilidir ve bu ilişki genellikle lineer-elastik malzemeler için Hooke Kanunu ile tanımlanır.

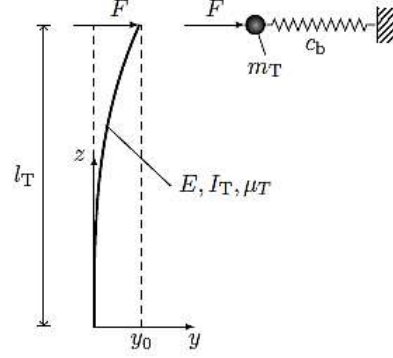
Bir elemanın rijitlik katsayısı, uygulanan birim kuvvet başına ortaya çıkan birim yer değiştirmeyi belirler ve tipik olarak şu şekilde tanımlanır:

$$F = kx \quad (4.18)$$

Burada:

- F: Sisteme uygulanan kuvvet (N)
- x: Uygulanan kuvvet sonucunda sistemde oluşan yer değiştirme (m)
- k: Rijitlik katsayısı (N/m)

Eğilme durumunda olan bir yapının kütle-yay sistemi olarak gösterimi aşağıdaki Şekil 4.46'de verilmiştir.



Şekil 4.46. Elastik kule ve eğilme dinamiklerinin bir yay-kütle sistemi olarak yaklaşık modeli (Rauscher ve Sawodny, 2017)

Burada;

$m_T$ : Cismin kütlesi

$c_b$ : Rijitlik sabiti

$y_0$ : Yer değiştirme

E: Elastiklik modülünü

I: Alan atalet momentini

L: Uzunluğunu

İfade etmektedir.

Kesit ve mekanik özelliklerin kolaylıkla hesaplanabildiği basit geometrilerde, rijitlik katsayısı hesabının uygulanışı denklem (19)'da verilmiştir.

$$F = kx = \frac{3EI}{L^3} \quad (4.19)$$

Tez kapsamında yapılan çalışmada Rijitlik katsayısı (K) ise kafes sistem yapıları ve karmaşık geometriler sebebiyle analitik olarak hesaplanamamıştır. Bu nedenle, Ansys programı aracılığıyla yapılan analiz yardımıyla k değeri bulunmuştur. Yapının uç noktasından bir F kuvveti uygulanarak, uygulama yönündeki yer değiştirmesi bulunmuş ve bulunan değerler yerlerine koyularak k rijitlik sabiti hesaplanmıştır.

Sönüm katsayısı ( $c$ ), bir mekanik sistemde titreşimlerin zamanla azalmasını sağlayan enerji kaybı mekanizmasını niceliksel olarak ifade eden temel bir parametredir. İngilizce’de “damping coefficient” olarak adlandırılır ve genellikle  $c$  harfi ile gösterilir. Sönüm, sistemin titreşim enerjisinin, çoğunlukla sürtünme, viskozite veya içsel malzeme kayıpları yoluyla, zamanla ısı veya başka bir enerji formuna dönüşmesiyle ortaya çıkar.

Fiziksel olarak, sönüm katsayısı, birim hız başına sisteme uygulanan sönümleyici kuvveti tanımlar. Yani, sistemin hareket hızına orantılı olarak gelişen kuvveti şu şekilde ifade edebiliriz:

$$F = c\dot{x} \quad (4.20)$$

Burada:

F: Kuvvet (N)

C: Sönüm katsayısı (Ns/m)

$\dot{x}$ : Hız (m/s)

İfade etmektedir.

Sönüm katsayısının hesaplama yöntemi, doğrudan standartlardan alınan sönüm oranları ile veya laboratuvar ortamlarında yapılan deneyler sonucunda belirlenmektedir. Sistem bu kısımda henüz tasarım aşamasında olduğu için deneysel çalışmalar yapılamadığından, standartlara göre bir sönüm oranı seçilerek, sönüm katsayısı hesaplanmıştır.

$$c = 2\zeta\sqrt{km} \quad (4.21)$$

Burada:

$\zeta$ : Sönüm oranı

k: Rijitlik katsayısı (Ns/m)

M: Kütle (kg)

İfade etmektedir.

Sönüm oranının seçimi ile ilgili tablo aşağıda Tablo 4.15.’de verilmiştir.

**Tablo 4.15.** Önerilen sönüm oranı (Kenan, 2022)

Gerilme Seviyesi	Yapı Tipi ve Durumu	Sönüm oranı [%]
İşletme Durumunda Akma Gerilmesinin Çok Altında	• Kaynaklı Çelik, Ön Gerilmeli Beton, İyi Güçlendirilmiş Beton	2-3
	• Önemli Çatlaklara Sahip Güçlendirilmiş Beton	3-5
	• Cıvatalı/Perçinli Çelik, Cıvatalı veya Çivi Bağlantılı Ahşap Yapı	5-7
	• Kaynaklı Çelik, Ön Gerilmede Kayıp Olmayan Ön Gerilmeli Beton	5-7
İşletme Durumunda Akma Gerilmesinin Biraz Altında	• Ön Gerilme Kalmamış Ön Gerilmesi Beton	7-10
	• Güçlendirilmiş Beton	7-10
	• Cıvatalı/Perçinli Çelik, Cıvatalı Ahşap Yapı	10-15
	• Çivi Bağlantılı Ahşap Yapı	15-20

Tabloya göre işletme durumunda akma gerilmesinin çok altında gerilme seviyesinde ve kaynaklı çelik olarak, %2-3 aralığında olan sönüm oranına göre, sönüm oranı 0,025 değeri seçilmiştir. Daha sonra sönüm oranı yerine koyularak tek tek tüm bileşenlerin sönüm katsayıları hesaplanmıştır.

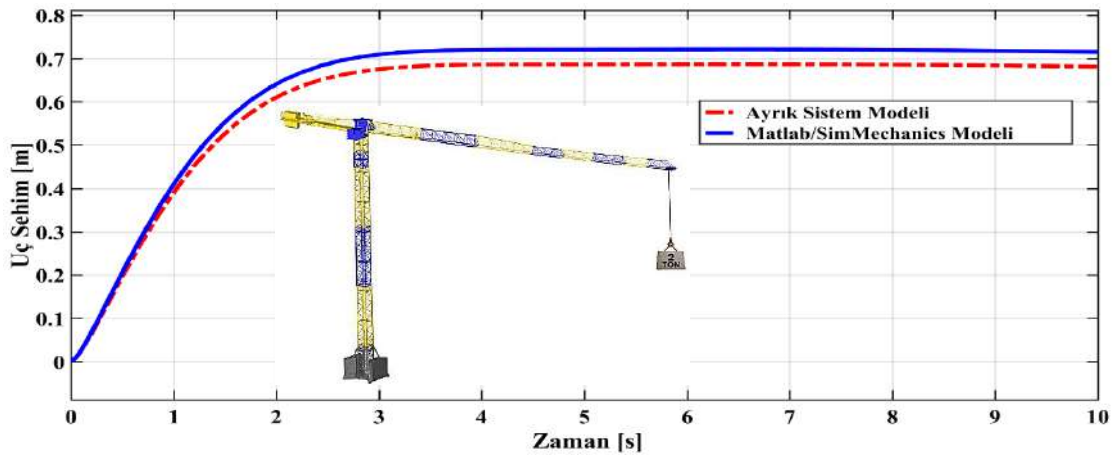
Yukarıda verilen bilgiler doğrultusunda; m, k ve c değerlerine ait bilgiler aşağıdaki Tablo 3.24.' de verilmiştir.

**Tablo 3.24.** Kule vinç kütle, rijitlik ve sönüm değerleri

Kule Vinç Bileşeni	M (kg)	K (N/m)	C (Ns/m)
Zemin-şase	(m <sub>s</sub> ) = 101373	K0 = 19749965	C0 = 70748
Süperbooster Mast	(m <sub>sb</sub> ) = 6418	K1 = 6675122	C1 = 10349
Booster Mast	(m <sub>b</sub> ) = 497	K2 = 6675122	C2 = 9110
Master Mast	(m <sub>m</sub> ) = 4400	K3 = 6675122	C3 = 8569
Kısa Mast-1	(m <sub>km-1</sub> ) = 1551	K4 = 53981107	C4 = 14466
Kısa Mast-2	(m <sub>km-2</sub> ) = 1555	K5 = 53981107	C5 = 14487
Rulet-Kule	(m <sub>k</sub> )= 7634	K6 = 86775425	C6 = 40696
Kuyruk	(m <sub>ky</sub> ) = 27386	K7 = 202224	C7 = 3721
Bom-1	(m <sub>b1</sub> ) = 3438	K8 = 470256	C8 = 2010
Bom-2	(m <sub>b2</sub> ) = 2493	K9 = 378659	C9 = 1536
Bom-3	(m <sub>b3</sub> ) = 1888	K10 = 417659	C10 = 1404
Bom-4	(m <sub>b4</sub> ) = 712	K11 = 1199861	C11= 1462
Bom-5	(m <sub>b5</sub> ) = 656	K12 = 1190420	C12= 1397
Bom6	(m <sub>b6</sub> ) = 558	K13 = 1189400	C13 = 1288
Bom-7	(m <sub>b7</sub> ) = 325	K14 = 1599156	C14 = 1140
Bom-8	(m <sub>b8</sub> )= 398	K15 = 1563893	C15 = 1247
Rulet-Kule	(m <sub>k</sub> )= 7634	Kc = 1*10 <sup>6</sup>	Cc = 1797

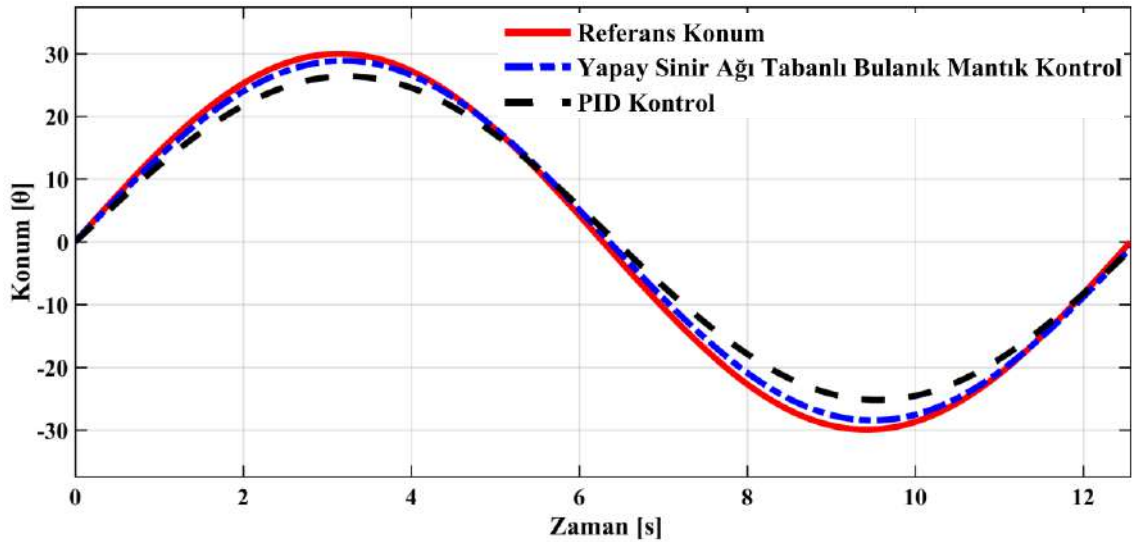
#### 4.4. Kule Vinç Kontrolü

Flat top vinç sisteminin konum kontrolü için PID ve yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcü tasarımları yapılmış ve bu kontrolcülerin simülasyonlara yönelik performansları incelenmiştir. Simülasyon çalışmalarında sistemin dinamik modelinin elde edilmesi için Newton yasası kullanılarak yapılan ayrık sistem modelleme tekniği ve Matlab/SimMechanics modelleme yöntemi kullanılmıştır. Her iki yöntemde elde edilen vinç statik haldeyken sehim sonuçları Şekil 4.47’de verilmiştir.



Şekil 4.47. Kule vinç sisteminin uç sehim değişimi (2 ton statik yük altında)

Çalışmada tasarlanan kontrolcülerin amacı sistemi istenilen konuma en hızlı bir şekilde getirmektir. Şekil 4.48’de sistemin basamak giriş cevabına göre kontrolcü sonuçları verilmiştir.



Şekil 4.48. Kule vinç sisteminin konum değişimi

Şekil 4.48’de göre, her iki kontrolcünün de sistemin konum kontrolünde etkili olduğu görülmektedir.  $30^0$  derece genlik ve 0.5 hertz frekansında sinüzoidal bir referans

girişere göre istenilen yörüngeyi yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcöye sahip vincin daha az konum hatası ile takip ettiğı görölmektedir. Ancak bulanık mantık türündeki kontrolcünün konum kontrol performansının PID kontrole göre daha iyi gibi gözükse de gerçek uygulamalar dikkate alındığında maliyet açısından PID kontrolün gerçek uygulamalar için daha ergonomik olacağı kanısına varılmıştır. Ancak rüzgâr yükü gibi bozucu girişler altında endüstriyel anlamda geliştirilecek yapay sinir ağı tabanlı bir bulanık mantık kontrolcünün daha adaptif bir konum kontrolü sağlayacağı da unutulmamalıdır.

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada kule vinçlerin statik durum altındaki gerilme ve yer değiştirme davranışları, yapıdaki bileşenlerin ayrı ayrı serbest titreşim durumları, kule vinçlerin çok serbestlik dereceli bir ayırık sistem modelinin oluşturulması ve hareket denklemlerinin çıkarılarak matematiksel modelinin oluşturulması, oluşturulan matematiksel model yardımıyla uç noktada maks. yük durumunda kule vinçte en uç noktada meydana gelen sehimin belirlenmesi, kule vinçlerin yükleme durumundaki konum kontrolünün yapılması amaçlanmıştır.

Kule vinç ana bileşenlerinden olan zemin şase, mast, rulet-kule, kuyruk ve bom bileşenlerinin Ansys yazılımı aracılığıyla statik analizleri gerçekleştirilerek yapı üzerinde meydana gelen maks. gerilmeler ve kritik bölgeler ile yer değiştirmeler hesaplanmıştır. Kule vinç modelinin büyüklüğü nedeniyle analizler, uzak yük uygulanarak gerçekleştirilmiştir.

- Zemin-Şase için maks. gerilme değeri yaklaşık olarak 140MPa olarak bulunmuş ve sınır gerilme değeri olan 240MPa değerinin çok altındadır. Gerekli tasarım optimizasyonları yapılarak malzeme tasarrufu sağlanabileceği belirlenmiştir.
- Mast için maks. gerilme değeri yaklaşık olarak 102MPa olarak bulunmuş ve sınır gerilme değeri olan 240MPa değerinin oldukça altında bulunmuştur. Gerekli tasarım optimizasyonları yapılarak malzeme maliyetinde iyileşme sağlanabileceği belirlenmiştir.
- Kuyruk analizinde gerilme değeri 220MPa olarak hesaplanmış ve bu değer güvenli sınır bölgesi olan 240MPa değerine yakındır ve tasarımın optimum olduğu ve herhangi bir revizyona/optimizasyona ihtiyaç duymadığı belirlenmiştir.
- Bom analizinde gerilme değeri 225MPa olarak hesaplanmış ve bu değer güvenli sınır bölgesi olan 240MPa değerine yakındır ve tasarımın optimum olduğu ve herhangi bir revizyona/optimizasyona ihtiyaç duymadığı belirlenmiştir.
- Rulet kule analizinde maks. gerilme değeri pim bağlantı bölgelerinde yaklaşık olarak 220MPa olarak bulunmuş ve sınır gerilme değeri olan 240MPa değerinin çok altındadır. Gerekli tasarım optimizasyonları yapılarak malzeme tasarrufu sağlanabileceği belirlenmiştir. Ancak sistemin büyük çoğunluğunu oluşturan sac plakalarda gerilme değerlerinin 100-150MPa aralığında değiştiği gözlemlenmiş

ve bu bölgeler için tasarım optimizasyonu yapılarak malzeme maliyetinin düşürülebileceği belirlenmiştir.

Kule vinç ana bileşenlerinde bulunan alt parçaların her birinin ayrı ayrı modal analizleri Ansys programında gerçekleştirilmiştir. Alt bileşenlerin titreşim karakteristiklerini belirlemek için serbest titreşim yöntemiyle (free free modal analysis) titreşim karakteristikleri belirlenmiştir. Her bir alt bileşen için ilk 6 mod 0 veya 0'a yakın olarak hesaplanmıştır. Çünkü ilk 6 mod katı cisim modlarıdır ve elastik davranış göstermeden 3 ekseninde (x,y ve z) ötelenme ve yer değiştirme hareketleri yaparlar. 7.mod ve üzerindeki modlarda elastik davranış başlayacağından titreşim karakterleri için ilk doğal frekans değeri 7. Mod olarak alınmıştır. Her bir alt bileşende ortaya çıkan frekans değerleri belirlenmiş ve titreşim karakteristiği olarak rezonans açısından her bileşenin güvenli aralıkta ve yeterli rijitliğe sahip olduğu ortaya koyulmuştur.

- Düşey ekseninde bulunan gruplar için (zemin-şase ve mastlar) kritik doğal frekans değerleri 14-20Hz aralığında bulunmuş ve bu değerler yapıların rüzgârlara (0,1-1Hz) ve motor-redüktör çalışma frekansına (1-10Hz) karşı güvenli bir titreşim davranış sergilediğini göstermektedir. Bu değerler sonucunda bu sistemler için rezonans açısından bir problem görülmemektedir.
- Bom grubu için(Bom 1-8) kritik doğal frekans değerleri 16-33Hz aralığında bulunmuş ve bu değerler yapıların rüzgârlara (0,1-1Hz) ve motor-redüktör çalışma frekansına (1-10Hz) karşı güvenli bir titreşim davranış sergilediğini göstermektedir. Bu değerler sonucunda bu sistemler için rezonans açısından bir problem görülmemektedir.
- Kuyruk modal analizi sonucunda, kritik doğal frekans değeri yaklaşık olarak 0,65Hz aralığında bulunmuş ve bu değerler yapıların rüzgârlara (0,1-1Hz) ve motor-redüktör çalışma frekansına (1-10Hz) karşı rezonansa girme açısından tehlikeli bir titreşim davranışı sergilediğini göstermektedir. Yapının rijitliği yetersiz bulunmuş ve gerekli tasarım optimizasyonları yapılarak rijitliğin artırılması gerektiği saptanmıştır.
- Kuyruk-rulet kritik doğal frekans değerleri 34,5Hz aralığında bulunmuş ve bu değerler yapıların rüzgârlara (0,1-1Hz) ve motor-redüktör çalışma frekansına (1-10Hz) karşı güvenli bir titreşim davranış sergilediğini göstermektedir. Bu değerler sonucunda bu sistemler için rezonans açısından bir problem görülmemektedir.

Kule vinçler büyük yapılar oldukları için, bu tarz büyük yapıların simülasyon ortamlarında değerlendirilmesi oldukça zor olmaktadır. Bu nedenle bu tarz sistemlerin

matematiksel modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada bir kule vinç tasarımının ayrıık sistem modeli ve matematiksel modeli oluşturulmuştur. Toplamda 17 serbestlik dereceli bir hareket denklemi elde edilmiştir. Elde edilen hareket denklemleri Matlab programı aracılığıyla blok diyagramları oluşturularak çözdürülmüştür. Elde edilen sonuçların yapısal analizlerle uyumlu olduğu ve bu nedenle oluşturulan ayrıık sistem modeli ve hareket denklemlerinin doğru olduğu ortaya koyulmuştur. Yapılan hesapların daha doğru sonuçlar vermesi için rijitlik ve sönüm katsayılarının daha güvenilir ( deneysel yöntemler) ile hesaplanıp, matematiksel modelin yeniden hesaplanması önerilmektedir.

Kule vinçlerin konum kontrolü bu sistemlerin zaman ve iş performanslarının artırılmasında oldukça önemlidir. Bu çalışmada tasarımı yapılan gerçek bir kule vinç sisteminin PID ve yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık konum kontrolü gerçekleştirilmiştir ve her iki kontrolcü sonuçları karşılaştırılmıştır. Kontrolcü performanslarına göre her iki kontrolcünün de sistemin konum kontrolünde etkili olduğu görülmüştür. Bulanık mantık türündeki kontrolcünün konum kontrol performansı PID kontrole göre daha iyi sonuç verdiği belirlenmiştir.

Sonuç olarak, çalışma kapsamında elde edilen bulgular gerçek vincin yapısal hesaplamaları ve kontrolünde kullanılabilecek ve literatüre katkı sağlayacak türden sonuçlar içermektedir. Ayrıca literatürde ilk kez flat top tip bir kule vinç sisteminin 17 serbestlik dereceli ayrıık sistem modeli ve elastik katı modeli oluşturulmuş ve bundan sonraki çalışmalar için oldukça önemli teknik yöntemler literatüre sunulmuştur. ,

## 5.2. Öneriler

Zemin şase ve mast bileşenin gerilme değeri, sınır gerilme değerinin çok altında bulunmuştur (Güvenli akma sınırı bölgesinin 2 katından fazla). Her iki bileşen içinde tasarım optimizasyonları yapılarak, ideal tasarım elde edilebilir. Bu sayede hem işçilik hem de malzeme maliyetinde önemli ölçüde iyileşme sağlanabilir.

Diğer bileşenler (kuyruk, rulet-kule ve bom), güvenli akma sınırına çok yakın hesaplandığından herhangi bir tasarım optimizasyonuna gerek duyulmamıştır ve yapılan tasarım ve analizler sonucunda elde edilen değerler ideal olarak belirlenmiştir.

Yapılan modal analizler sonucunda, kuyruk gergilerinin yeterli rijitliği sağlamadığı, çok düşük doğal frekansa sahip olduğu belirlenmiştir. Sistemin rezonansa girme tehlikesinden dolayı, kuyruk gergilerinin rijitliğinin artırılması gerekmektedir. Yapılacak tasarım optimizasyonları ile istenilen yapıda ideal bir kuyruk tasarımı gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Bulanık mantık türündeki kontrolcünün konum kontrol performansı PID kontrole göre daha iyi gibi gözükse de gerçek uygulamalar dikkate alındığında maliyet açısından PID kontrolün gerçek uygulamalar için daha ergonomik olacağı kanısına varılmıştır. Ancak rüzgâr yükü gibi bozucu girişler altında endüstriyel anlamda geliştirilecek yapay sinir ağı tabanlı bir bulanık mantık kontrolcünün daha adaptif bir konum kontrolü sağlayacağı da unutulmamalıdır.

## 6. KAYNAKLAR

- Alhassan, A. B., Assawinchaichote, W., Zhang, H., ve Shi, Y. (2024). Hybrid input shaping and fuzzy logic-based position and oscillation control of tower crane system. *Expert Systems*, 41(2). <https://doi.org/10.1111/exsy.13484>
- Al-Tuhaifi, S. B., ve Al-Aubidy, K. M. (2023). Neuro-fuzzy-based anti-swing control of automatic tower crane. *Telkomnika (Telecommunication Computing Electronics and Control)*, 21(4), 891-900. <https://doi.org/10.12928/TELKOMNIKA.v21i4.24044>
- Augustyn, M., ve Barski, M. (2025). Numerical and Analytical Determination of the Critical Wind Speed Causing the Overturning of the Top-Slewing Tower Crane. *Applied Sciences*, 15(9), 4683. <https://doi.org/10.3390/app15094683>
- Bai, W. W., ve Ren, H.-P. (2018). Horizontal Positioning and Anti-swinging Control Tower Crane Using Adaptive Sliding Mode Control. *Proceedings of the 30th Chinese Control and Decision Conference*, 4013-4018. <https://doi.org/10.1109/CCDC.2018.8407820>.
- Chen, W., Qin, X., Yang, Z., ve Zhan, P. (2020). Wind-induced tower crane vibration and safety evaluation. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 39(2), 297-312. <https://doi.org/10.1177/1461348419847306>
- El Ouni, M. H., Ben Kahla, N., Islam, S., ve Jameel, M. (2021). A Smart Tower Crane to Mitigate Turbulent Wind Loads. *Structural Engineering International*, 31(1), 18-29. <https://doi.org/10.1080/10168664.2019.1668334>
- European Standard. (2010). *EN 1991-1-4: Eurocode 1: Actions on structures - Part 1-4: General actions - Wind actions*.
- Farag, S. A., Foda, S. G., ve Alenany, A. (2017). Fuzzy control of a large crane structure. *Indonesian Journal of Electrical Engineering and Informatics*, 5(1), 85-98. <https://doi.org/10.11591/ijeei.v5i1.256>
- Federation Europeenne De La Manutention. (1998). Rules For Design Of Hoisting Appliances. İçinde *Fem 1.001 Rules For The Design Of Hoisting Appliances* (3. bs, Sayı Calculating The Stresses In Structures). Federation Europeenne De La Manutention. <https://cksanat.com/wp-content/uploads/2024/03/FEM.1.001-B-3.pdf>
- Gerdemeli, I., Kurt, S., ve Deliktaş, O. (2010). Finite Element Analysis Of The Tower Crane. *14th International Research/Expert Conference*, 561-564. <https://doi.org/https://www.tmt.unze.ba/zbornik/TMT2010/141-TMT10-172.pdf#:~:text=accomplish%20finite%20element%20analysis%20method%2C,Crane%20Strength%20Equations%2C%20Stress%20Analysis>

- Gu, Y. Q., ve Mao, C. F. (2013). The preliminary analysis on tower crane by earthquake effect. *Applied Mechanics and Materials*, 353-354, 1892-1895. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.353-356.1892>
- Gu, Y., Wang, W., ve Guo, S. (2012). Analysis on tower crane under wind load by ANSYS. *Applied Mechanics and Materials*, 226-228, 35-38. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.226-228.35>
- Guo, H., ve Chen, K. (2024). Modal and fatigue characteristics analysis of key components of tower crane. *Vibroengineering Procedia*, 54, 72-77. <https://doi.org/10.21595/vp.2024.23826>
- H. Kenan. (2022). *Kule Krenlerin Deprem Etkisi Altındaki Dinamik Davranışlarının Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi* [Doktora Tezi]. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Hric, S., Tkac, J., Matiskova, D., Micko, M., ve Mandulak, D. (2019). Preliminary analysis of tower crane as a type of truss structure. *MATEC Web of Conferences*, 299, 6. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201929903003>
- Huang, G., He, C., ve Wang, X. (2013). A modal analysis of giant shipbuilding tower crane. *Applied Mechanics and Materials*, 239-240, 473-477. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.239-240.473>
- Huang, L.-J., ve Syu, H.-J. (2014). Free Vibration and Modal Analysis of Tower Crane Using SAP2000 and ANSYS. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 9001(7). [www.ijetae.com](http://www.ijetae.com)
- Jiang, H., ve Li, S. (2014). The Wind-Induced Vibration Response for Tower Crane Based on Virtual Excitation Method. İçinde *The Open Mechanical Engineering Journal* (C. 8).
- Jiang, H., ve Li, Y. (2019). Dynamic Reliability Analysis of Tower Crane with Wind Loading. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 677(5). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/677/5/052031>
- Karkoub, M., Sung, T., ve Ting, C. (2012).  $H_{\infty}$  Based Adaptive Fuzzy Control Of A Tower Crane System. *Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress ve Exposition*, 161-166. <https://doi.org/https://asmedigitalcollection.asme.org/IMECE/proceedings-abstract/IMECE2012/45202/161/254560>
- Karpe, A., Karpe, S., Chawrai, A., ve Rajaram Vankar, S. (2014). Validation Of Use Of Fem (Ansys) For Structural Analysis Of Tower Crane Jib And Static And Dynamic

- Analysis Of Tower Crane Jib Using Ansys. *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering*. <http://ijirae.com>
- Kenan, H., ve Azeloğlu, O. (2020). Design of scaled down model of a tower crane mast by using similitude theory. *Engineering Structures*, 220. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2020.110985>
- Kökücü, İ., ve Arslan, N. (2015). Kule Vinci Tasarımı ve Analizi. İçinde *PQDT - Global*. <https://www.proquest.com/dissertations-theses/kule-vinci-tasarımı-ve-analizi/docview/3110348983/se-2?accountid=201746>
- Lei, J. F., Chen, X. H., Huang, L., Lei, S., Chen, C. S., ve Shen, L. (2013). Modeling and modal analysis of the whole structure of PT7032 tower crane based on finite element method. *Advanced Materials Research*, 706-708, 1433-1436. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.706-708.1433>
- Liu, F., Yang, J., Wang, J., Liu, C., ve Wang, X. (2023). Effect on tower crane structural vibration under the lifting-luffing coupling condition. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 37(10), 4935-4947. <https://doi.org/10.1007/s12206-023-0702-4>
- Lu, Y., Gao, M., Liang, T., He, Z., Feng, F., ve Pan, F. (2022). Wind-induced vibration assessment of tower cranes attached to high-rise buildings under construction. *Automation in Construction*, 135. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2022.104132>
- Nguyen, N.-T.-S., Dang, Q.-H., Nguyen, D.-K., Lam, D.-Q., Nguyen, V.-H.-N., Le, N.-P.-T., Tran, N.-K., Bui, V.-T.-H., Nguyen, T.-H., ve Le, T. (2024). An Application of STM32F4-Embedded ANFIS-Fuzzy Controller for Tower Crane. *Journal of Fuzzy Systems and Control*, 2(3), 189-196. <https://doi.org/10.59247/jfsc.v2i3.260>
- Nguyen, V. D. H., Tran, V. Do, Nguyen, M. T., Vu, V. P., Ngo, V. T., ve Nguyen, T. Van. (2022). Experimental Fuzzy Control for Tower Crane. *Journal of Technical Education Science*, 68, 36-47. <https://doi.org/10.54644/jte.68.2022.1121>
- Oliveira, C. S., ve Correia, P. M. B. (2021). Comparison of the seismic and wind analyses of two tower cranes. *Journal of Vibroengineering*, 23(4), 956-975. <https://doi.org/10.21595/jve.2021.21649>
- Omar, H. M., ve Nayfeh, A. H. (2005). Anti-swing control of gantry and tower cranes using fuzzy and time-delayed feedback with friction compensation. İçinde *Shock and Vibration* (C. 12).

- Qing, L., ve Yihui, Z. (2012). Finite element analysis on tower crane based On ANSYS. *Applied Mechanics and Materials*, 190-191, 373-380. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.190-191.373>
- Ramli, L., Lazim, I. M., Jaafar, H. I., Mohamed, Z., Jaafar, H. I., ve Mohamed, Z. (2019). Modelling and Fuzzy Logic Control of an Underactuated Tower Crane System. *Applications of Modelling and Simulation*, 4, 1-11. [https://www.researchgate.net/publication/338163366\\_Modelling\\_and\\_Fuzzy\\_Logic\\_Control\\_of\\_an\\_Underactuated\\_Tower\\_Crane\\_System](https://www.researchgate.net/publication/338163366_Modelling_and_Fuzzy_Logic_Control_of_an_Underactuated_Tower_Crane_System)
- Ramli, L., Mohamed, Z., Abdullahi, A. M., Jaafar, H. I., ve Lazim, I. M. (2017). Control strategies for crane systems: A comprehensive review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 95, 1-23. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.03.015>
- Rauscher, F., ve Sawodny, O. (2017). An Elastic Jib Model for the Slewing Control of Tower Cranes. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), 9796-9801. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.886>
- Rubió-Massegú, J., Palacios-Quiñonero, F., Rossell, J. M., ve Karimi, H. R. (2020). A novel iterative linear matrix inequality design procedure for passive inter-substructure vibration control. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(17). <https://doi.org/10.3390/app10175859>
- Safe Work Australia. (2023). *Tower cranes Code of Practice*. [www.swa.gov.au](http://www.swa.gov.au)
- St. George Cranes. (2022). *Vinç Tipleri*. <https://stgeorgecranes.com.au/blog/types-of-tower-cranes/>
- Stölzner, M., Kleeberger, M., Moll, M., ve Fottner, J. (2020). Investigation of the dynamic loads on tower cranes during slewing operations. *SIMULTECH 2020 - Proceedings of the 10th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications*, 59-67. <https://doi.org/10.5220/0009816300590067>
- Sun, Z., ve Ouyang, H. (2022). Adaptive fuzzy tracking control for vibration suppression of tower crane with distributed payload mass. *Automation in Construction*, 142. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2022.104521>
- Şahin, Y., Tinkir, M., ve Ankarali, A. (2010). Neuro-Fuzzy trajectory control of a scara robot. *2010 The 2nd International Conference on Computer and Automation Engineering (ICCAE)*, 2, 298-302. <https://doi.org/10.1109/ICCAE.2010.5451512>
- Tinkir, M. (2010). *Sarkaç Taşıyan Elastik Kolun Bulanık Mantık Tabanlı Titreşim Kontrolü* [Doktora Tezi]. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.

- Tinkır, M., Önen, Ü., Kalyoncu, M., ve Şahin, Y. (2011). Modeling and Control Of Scaled A Tower Crane System. *2011 3rd International Conference on Computer Research and Development*, 4, 93-98. <https://doi.org/10.1109/ICCRD.2011.5763861>
- Trong, D. X., Toan, L. K., Ngoc, H. T., ve Khiem, N. T. (2020). Modal Analysis Of Cracked Tower Crane With An Experimental Validation. *Vietnam Journal of Science and Technology*, 58(6), 776-788. <https://doi.org/10.15625/2525-2518/58/6/15298>
- Wang, L.-X. (1996). *A course in fuzzy systems and control*. Prentice-Hall, Inc.
- Wang, X., Zhang, H., ve Liu, W. (2023). Study on Wind-Induced Response and Wind Vibration Coefficient of Tower Crane Under Different Wind Speed Spectra Excitation. *Lecture Notes in Mechanical Engineering The 8th International Conference on Advances in Construction Machinery and Vehicle Engineering*, 759-771. <https://link.springer.com/bookseries/11693>.
- Wikipedia. (2024). *Şaduf*. <https://tr.wikipedia.org/wiki/%C5%9Eaduf>
- Wikipedia. (2024, Kasım 15). *Wikipedia*. [https://tr.wikipedia.org/wiki/Vin%C3%A7#cite\\_note-1](https://tr.wikipedia.org/wiki/Vin%C3%A7#cite_note-1)
- Wu, T. S., Karkoub, M., Yu, W. S., Chen, C. T., Her, M. G., ve Wu, K. W. (2016). Anti-sway tracking control of tower cranes with delayed uncertainty using a robust adaptive fuzzy control. *Fuzzy Sets and Systems*, 290, 118-137. <https://doi.org/10.1016/j.fss.2015.01.010>
- Yang, W., Li, Y., Fang, Z., ve He, K. (2011). Study on Dynamic Optimum Design of Tower Crane Structure. *2011 Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering*. <https://doi.org/10.1109/MACE.2011.5987273>
- Yang, Y., Zhang, Z., Xu, L., ve Yao, G. (2022). Mechanical Performance and Failure Mode Research on the Braced Frame Joint of Tower Cranes in High-Rise Building Construction. *Frontiers in Materials*, 9. <https://doi.org/10.3389/fmats.2022.824693>
- Yang, Z. J., Ai, Z. D., ve An, H. W. (2014). Mechanics analysis of tower crane. *Applied Mechanics and Materials*, 580-583, 3034-3037. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.580-583.3034>
- Zeng, G., Chen, K., Wang, Y., Liu, Y., Zhang, Q., ve Zhang, Y. (2024). Stress and strain analysis and parameter optimization of pipe truss tower connection of super-large tower crane based on FEM. *Scientific Reports*, 14(1). <https://doi.org/10.1038/s41598-024-54351-y>

- Zhang, Q., Mei, B., Yang, H., Hu, X., An, W., Yue, Y., Xu, Y., ve Wang, Z. (2025). Stress Measurement and Analysis of Structural Parameters of Flat Arm Tower Crane Under Different Working Conditions. *Buildings*, 15(7). <https://doi.org/10.3390/buildings15071137>
- Zhu, L., ve Wang, Y. (2023). *Static analysis and modal analysis of crane arms of tower cranes based on ANSYS*. 264. <https://doi.org/10.1117/12.3007715>

## EKLER

## EK-1 Zemin-şase modal analiz raporu

Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	1.2287e-004	0.53811	-1.362e-002	-1.8847	-3031.8	-4921.4	-743.54
2	2.4868e-004	2.8059	7.6148e-002	1.4304	2331.4	-920.28	-3636.1
3	3.1877e-004	-1.4062	9.823e-002	2.141	3230.7	-3714.5	1844.1
4	5.1757e-004	-2.6555e-002	3.189	-0.11196	133.29	111.08	143.39
5	1.2081e-003	0.17382	0.12878	8.5251e-002	-6435.9	96.783	-4601.6
6	1.4447e-003	-0.17887	3.1257e-002	3.7336e-002	-4220.4	39.309	6959.1
7	14.318	-3.0596e-009	2.4589e-009	-1.3679e-009	-7.2676e-005	1.1189e-004	1.8086e-005
8	14.553	1.0601e-009	1.8565e-009	-7.5591e-009	2.9403e-004	9.0385e-005	1.2555e-005
9	14.846	9.5128e-009	8.1046e-011	1.9761e-009	-5.7361e-004	7.3628e-006	-2.0591e-004
10	15.178	3.1022e-009	7.8095e-010	1.2195e-009	-8.0043e-005	-1.4606e-004	-4.6367e-005
11	19.105	-9.7586e-010	-5.7106e-010	-1.0832e-010	-6.1648e-006	-5.1081e-006	5.3231e-006
12	19.395	5.4803e-010	8.6791e-010	-5.0177e-010	-7.6663e-006	8.8026e-006	-4.2233e-006
13	19.602	1.0881e-009	-1.2743e-010	4.3341e-009	7.3275e-006	2.7762e-005	5.2916e-005
14	19.665	3.6924e-009	8.0308e-012	-1.0887e-009	-9.068e-005	-5.388e-007	-1.0732e-004
15	21.276	-7.8585e-010	7.1568e-011	-2.6791e-011	-3.7871e-005	-3.153e-005	1.5181e-005

Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne mm]	Rotation Y [tonne mm]	Rotation Z [tonne mm]
1	1.2287e-004	0.28957	1.8549e-004	3.552	9.1918e+006	2.422e+007	5.5286e+005
2	2.4868e-004	7.8732	5.7985e-003	2.0461	5.4352e+006	8.4691e+005	1.3221e+007
3	3.1877e-004	1.9773	9.6491e-003	4.5838	1.0437e+007	1.3797e+007	3.4009e+006
4	5.1757e-004	7.1049e-004	10.17	1.2535e-002	17766	12338	20560
5	1.2081e-003	3.0212e-002	1.6585e-002	7.2678e-003	4.1421e+007	9367	2.1174e+007
6	1.4447e-003	3.1996e-002	9.7702e-004	1.394e-003	1.7811e+007	1545.2	4.8429e+007
7	14.318	9.3612e-018	6.0462e-018	1.8713e-018	5.2818e-009	1.252e-008	3.2711e-010
8	14.553	1.1239e-018	3.4465e-018	6.1766e-017	8.6453e-008	8.1695e-009	1.5789e-010
9	14.846	9.0493e-017	6.5685e-021	3.9048e-018	3.2903e-007	5.4211e-011	4.2811e-008
10	15.178	9.6238e-018	6.0989e-019	1.4872e-018	6.4058e-009	2.1332e-008	2.1499e-009
11	19.105	9.523e-019	3.2611e-019	1.1734e-020	3.8005e-011	2.6092e-011	2.8336e-011
12	19.395	3.0034e-019	7.5327e-019	2.5177e-019	5.8771e-011	7.7486e-011	1.7878e-011
13	19.602	1.184e-018	1.6238e-020	1.8784e-017	5.3692e-011	7.7071e-010	2.8001e-009
14	19.665	1.3634e-017	6.4494e-023	1.1853e-018	8.2229e-009	2.9031e-013	1.1518e-008
15	21.276	6.1756e-019	5.122e-021	7.1774e-022	1.4342e-009	9.9413e-010	1.7375e-010
Sum		10.203	10.203	10.203	8.4314e+007	3.8887e+007	8.6799e+007

Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	1.2287e-004	2.838e-002	1.818e-005	0.34813	0.10902	0.62282	6.3694e-003
2	2.4868e-004	0.80004	5.8649e-004	0.54867	0.17348	0.6446	0.15869
3	3.1877e-004	0.99383	1.5322e-003	0.99792	0.29727	0.9994	0.19787
4	5.1757e-004	0.9939	0.99828	0.99915	0.29748	0.99972	0.19811
5	1.2081e-003	0.99686	0.9999	0.99986	0.78875	0.99996	0.44206
6	1.4447e-003	1.	1.	1.	1.	1.	1.
7	14.318	1.	1.	1.	1.	1.	1.
8	14.553	1.	1.	1.	1.	1.	1.
9	14.846	1.	1.	1.	1.	1.	1.
10	15.178	1.	1.	1.	1.	1.	1.
11	19.105	1.	1.	1.	1.	1.	1.
12	19.395	1.	1.	1.	1.	1.	1.
13	19.602	1.	1.	1.	1.	1.	1.
14	19.665	1.	1.	1.	1.	1.	1.
15	21.276	1.	1.	1.	1.	1.	1.

Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	1.2287e-004	2.838e-002	1.818e-005	0.34813	0.10902	0.62282	6.3694e-003
2	2.4868e-004	0.77166	5.6831e-004	0.20053	6.4464e-002	2.1779e-002	0.15232
3	3.1877e-004	0.1938	9.4571e-004	0.44926	0.12379	0.35481	3.9181e-002
4	5.1757e-004	6.9635e-003	0.99675	1.2286e-003	2.1071e-004	3.1729e-004	2.3687e-004
5	1.2081e-003	2.9611e-003	1.6255e-003	7.1232e-004	0.49127	2.4087e-004	0.24395
6	1.4447e-003	3.1399e-003	9.5788e-005	1.3662e-004	0.21125	3.9735e-005	0.59794
7	14.318	9.175e-019	5.9759e-019	1.834e-019	6.2644e-017	3.2196e-016	3.7686e-018
8	14.553	1.1015e-019	3.7779e-019	6.0537e-018	1.0254e-015	2.1008e-016	1.815e-018
9	14.846	8.8662e-018	6.4378e-022	3.8271e-019	3.9024e-015	1.394e-018	4.9322e-016
10	15.178	9.4322e-019	5.9775e-020	1.4576e-019	7.9987e-017	5.4857e-016	2.4769e-017
11	19.105	9.3335e-020	3.1962e-020	1.1501e-021	4.5075e-019	6.7097e-019	3.2646e-019
12	19.395	2.9437e-020	7.3838e-020	2.4676e-020	6.9705e-019	1.9926e-018	2.0597e-019
13	19.602	1.1604e-019	1.5915e-021	1.841e-018	6.3688e-019	1.9819e-017	3.226e-017
14	19.665	1.3362e-018	6.3211e-024	1.1617e-019	9.7526e-017	7.4653e-021	1.322e-016
15	21.276	6.0527e-020	5.0201e-022	7.0346e-023	1.701e-017	2.5564e-017	2.0018e-018
Sum		1.	1.	1.	1.	1.	1.

EK-2 Uzun mast modal analiz raporu

Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	-1,0885	1,1436	1,6217e-002	-4211,2	3939,2	5,3321
2	0,	0,2234	7,2258e-002	3,0882e-002	5183,	6071,1	215,39
3	0,	-0,24702	1,7212	-2,1184e-002	3766,	-3181,	-489,12
4	0,	1,9387	0,88095	-8,7851e-002	-2417,5	949,17	220,04
5	0,	0,23047	-0,24743	-4,724e-002	-501,77	1219,7	-2539,8
6	2,368e-004	8,2661e-002	3,6031e-002	2,2589	-109,85	-78,773	-52,126
7	17,334	1,8019e-009	1,6765e-009	-7,8992e-010	8,5057e-006	6,9686e-006	2,0503e-006
8	20,536	-2,1352e-009	-2,3805e-009	8,89e-009	-3,4963e-005	-3,6518e-005	7,3857e-007
9	30,199	1,5091e-009	1,6643e-009	-4,5146e-009	-1,7905e-005	-1,0542e-005	5,1091e-006
10	46,806	1,2912e-007	-1,3069e-007	-3,1995e-009	4,8886e-004	-4,5557e-004	1,0169e-007
11	46,833	2,8267e-008	-2,911e-008	-1,606e-009	9,5153e-005	-1,1743e-004	1,9949e-006
12	48,919	2,3448e-009	-2,3058e-009	-3,0005e-009	-2,2973e-005	-4,219e-005	8,6456e-006

Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne mm mm]	Rotation Y [tonne mm mm]	Rotation Z [tonne mm mm]
1	0,	1,1848	1,3078	2,6298e-004	1,7734e+007	1,5517e+007	28,431
2	0,	4,991e-002	5,2212e-003	9,5367e-004	2,6863e+007	3,6898e+007	46393
3	0,	6,102e-002	2,9625	4,4877e-004	1,4182e+007	1,0119e+007	2,3924e+005
4	0,	3,7585	0,77608	7,7179e-003	5,8444e+006	9,0092e+005	48419
5	0,	5,3117e-002	6,1223e-002	2,2316e-003	2,5177e+005	1,4876e+006	6,4506e+006
6	2,368e-004	6,8329e-003	1,2982e-003	5,1026	12068	6205,1	2717,2
7	17,334	3,2469e-018	2,8108e-018	6,2398e-019	7,2348e-011	4,8562e-011	4,2037e-012
8	20,536	4,559e-018	5,6666e-018	7,9031e-017	1,2224e-009	1,3336e-009	5,4549e-013
9	30,199	2,2773e-018	2,7699e-018	2,0382e-017	3,2059e-010	1,1114e-010	2,6103e-011
10	46,806	1,6672e-014	1,7079e-014	1,0237e-017	2,3606e-007	2,0755e-007	1,034e-014
11	46,833	7,9905e-016	8,4739e-016	2,5792e-018	9,054e-009	1,3789e-008	3,9796e-012
12	48,919	5,4979e-018	5,3167e-018	9,003e-018	5,2775e-010	1,78e-009	7,4746e-011
Sum		5,1142	5,1142	5,1142	6,4888e+007	6,4888e+007	6,7874e+006

Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,23167	0,25573	5,1421e-005	0,27331	0,23914	4,1889e-006
2	0,	0,24143	0,25675	2,379e-004	0,6973	0,80715	6,8394e-003
3	0,	0,25336	0,83602	3,2565e-004	0,90587	0,96309	4,2087e-002
4	0,	0,98828	0,98777	1,8348e-003	0,99593	0,97698	4,9221e-002
5	0,	0,99866	0,99975	2,2711e-003	0,99981	0,9999	0,9996
6	2,368e-004	1,	1,	1,	1,	1,	1,
7	17,334	1,	1,	1,	1,	1,	1,
8	20,536	1,	1,	1,	1,	1,	1,
9	30,199	1,	1,	1,	1,	1,	1,
10	46,806	1,	1,	1,	1,	1,	1,
11	46,833	1,	1,	1,	1,	1,	1,
12	48,919	1,	1,	1,	1,	1,	1,

Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,23167	0,25573	5,1421e-005	0,27331	0,23914	4,1889e-006
2	0,	9,7591e-003	1,0209e-003	1,8648e-004	0,41399	0,56802	6,8353e-003
3	0,	1,1931e-002	0,57928	8,775e-005	0,21857	0,15594	3,5247e-002
4	0,	0,73491	0,15175	1,5091e-003	9,0068e-002	1,3884e-002	7,1337e-003
5	0,	1,0386e-002	1,1971e-002	4,3635e-004	3,8801e-003	2,2926e-002	0,95028
6	2,368e-004	1,3361e-003	2,5385e-004	0,99773	1,8598e-004	9,5628e-005	4,0033e-004
7	17,334	6,3488e-019	5,496e-019	1,2201e-019	1,115e-018	7,4839e-019	6,1934e-019
8	20,536	8,9143e-019	1,108e-018	1,5453e-017	1,8839e-017	2,0532e-017	8,0369e-020
9	30,199	4,453e-019	5,4161e-019	3,8854e-018	4,9407e-018	1,7127e-018	3,8458e-018
10	46,806	3,26e-015	3,3395e-015	2,0016e-018	3,6379e-015	3,1985e-015	1,5234e-021
11	46,833	1,5624e-016	1,6569e-016	5,0432e-019	1,3953e-016	2,1251e-016	5,8632e-019
12	48,919	1,075e-018	1,0396e-018	1,7804e-018	8,1332e-018	2,7431e-017	1,1013e-017
Sum		1,	1,	1,	1,	1,	1,

EK-3 K1sa mast modal analiz raporu

Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,64675	-0,24505	-0,739	-150,35	51,212	-414,23
2	0,	0,6506	0,75456	0,36892	-206,33	-36,142	-55,746
3	1,6094e-003	-0,46989	0,72236	-0,60296	186,77	-53,212	-205,32
4	3,8324e-003	-3,8932e-002	6,6551e-002	-0,28636	-837,02	47,212	934,19
5	4,1139e-003	7,6443e-002	-5,6027e-002	-5,5528e-002	109,9	-1183,9	154,51
6	4,2981e-003	-0,30192	-4,5954e-002	0,17322	-943,04	-191,21	-769,25
7	19,744	1,6729e-009	-1,9906e-008	1,1908e-009	-9,5086e-007	6,7121e+007	-4,0066e-007
8	24,295	1,5514e-009	-2,8035e-009	1,7126e-009	-1,0092e-006	1,1371e+006	8,9717e-007
9	59,234	4,2083e-010	-2,1319e-009	-2,7307e-010	4,8815e-007	7,2818e-007	-8,8749e-008
10	94,27	2,562e-010	-2,0723e-010	9,6689e-010	1,0804e-006	1,6841e-007	-2,0584e-007
11	94,29	1,0309e-009	2,286e-010	2,2769e-010	3,3139e-007	-6,0557e-008	-3,4875e-007
12	94,466	-1,2847e-010	-1,3038e-010	2,4585e-010	-5,8157e-008	3,3273e-007	-2,4553e-008

Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne mm mm]	Rotation Y [tonne mm mm]	Rotation Z [tonne mm mm]
1	0,	0,41829	6,005e-002	0,54613	25713	2622,7	1,7158e+005
2	0,	0,42329	0,56936	0,1361	42572	1306,2	3107,7
3	1,6094e-003	0,2208	0,5218	0,36357	34883	2831,6	42154
4	3,8324e-003	1,5157e-003	4,4291e-003	8,2003e-002	7,0061e+005	2228,9	8,7271e+005
5	4,1139e-003	5,8435e-003	3,1391e-003	3,0834e-003	12078	1,4016e+006	23873
6	4,2981e-003	9,1156e-002	2,1118e-002	3,0005e-002	8,8932e+005	36561	5,9175e+005
7	19,744	2,7985e-018	3,9623e-016	1,4179e-018	9,0413e-013	4,5053e-013	1,6053e-013
8	24,295	2,4068e-018	7,8596e-018	2,9331e-018	1,0185e-012	1,2931e-012	8,0492e-013
9	59,234	1,771e-019	4,5499e-018	7,4567e-020	2,3829e-013	5,3024e-013	7,8753e-015
10	94,27	6,5638e-020	4,2944e-020	9,3487e-019	1,1673e-012	2,8362e-014	4,237e-014
11	94,29	1,0628e-018	5,2259e-020	5,1841e-020	1,0982e-013	3,6672e-015	1,2363e-013
12	94,466	1,6504e-020	1,7e-020	6,0442e-020	3,3822e-015	1,1071e-013	6,0286e-016
Sum		1,1609	1,1609	1,1609	1,7052e+006	1,4471e+006	1,7052e+006

Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,36032	5,1728e-002	0,47044	1,5079e-002	1,8123e-003	0,10062
2	0,	0,72464	0,54218	0,58758	4,0046e-002	2,715e-003	0,10245
3	1,6094e-003	0,91514	0,99166	0,90086	6,0503e-002	4,6716e-003	0,12717
4	3,8324e-003	0,91644	0,99548	0,9715	0,47137	6,2118e-003	0,63897
5	4,1139e-003	0,92148	0,99818	0,97415	0,47846	0,97474	0,65297
6	4,2981e-003	1,	1,	1,	1,	1,	1,
7	19,744	1,	1,	1,	1,	1,	1,
8	24,295	1,	1,	1,	1,	1,	1,
9	59,234	1,	1,	1,	1,	1,	1,
10	94,27	1,	1,	1,	1,	1,	1,
11	94,29	1,	1,	1,	1,	1,	1,
12	94,466	1,	1,	1,	1,	1,	1,

Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,36032	5,1728e-002	0,47044	1,5079e-002	1,8123e-003	0,10062
2	0,	0,36462	0,49045	0,11724	2,4967e-002	9,0263e-004	1,8225e-003
3	1,6094e-003	0,1902	0,44949	0,31318	2,0457e-002	1,9566e-003	2,4721e-002
4	3,8324e-003	1,3057e-003	3,8152e-003	7,0639e-002	0,41087	1,5402e-003	0,5119
5	4,1139e-003	5,0336e-003	2,704e-003	2,6561e-003	7,0829e-003	0,98552	1,4e-002
6	4,2981e-003	7,8522e-002	1,8191e-003	2,5847e-002	0,52154	2,5264e-002	0,34703
7	19,744	2,4107e-018	3,4132e-016	1,2214e-018	5,3022e-019	3,1132e-019	9,414e-020
8	24,295	2,0732e-018	6,7703e-018	2,5266e-018	5,9731e-019	8,9353e-019	4,7204e-019
9	59,234	1,5255e-019	3,915e-018	6,4233e-020	1,3975e-019	3,6641e-019	4,6185e-021
10	94,27	5,6541e-020	3,6923e-020	8,0531e-019	6,8457e-019	1,9598e-020	2,4848e-020
11	94,29	9,1548e-019	4,5017e-020	4,4656e-020	6,4402e-020	2,5341e-021	7,1328e-020
12	94,466	1,4217e-020	1,4644e-020	5,2066e-020	1,9835e-021	7,6504e-020	3,5355e-022
Sum		1,	1,	1,	1,	1,	1,

EK-4 Bom01 modal analiz raporu

Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	-4,2335e-002	-0,21572	1,3053	-2540,7	-240,8	243,3
2	0,	1,6954	-5,3236e-002	-1,749e-002	-40,95	-508,52	1755,3
3	4,1007e-004	4,42e-002	0,24695	-4,1642e-002	77,028	-375,75	5837,7
4	5,9448e-004	-0,15308	-0,15239	-0,10369	261,76	-5677,4	-452,04
5	6,302e-004	2,7738e-002	1,6651	0,15791	-318,69	-512,84	-1094,3
6	8,4029e-004	6,1625e-002	1,1305e-002	1,0791	119,63	221,21	76,109
7	16,796	-4,8672e-009	-1,8432e-010	4,8665e-009	-1,792e-007	-3,1663e-005	-1,8456e-005
8	24,841	1,2096e-008	2,06e-009	-1,1837e-008	-1,4436e-006	3,5988e-006	4,7401e-005
9	36,651	2,9251e-009	-2,301e-009	1,8045e-009	2,6963e-007	-9,5427e-006	2,7206e-006
10	38,454	4,4709e-009	1,287e-009	-2,5396e-009	-2,6003e-007	5,9212e-006	1,9383e-005
11	49,155	-8,3255e-010	-3,0562e-009	4,9802e-009	-1,1968e-006	-1,3623e-005	-1,2621e-005
12	53,132	7,1545e-010	-8,9808e-009	4,5064e-008	-8,2148e-005	-1,8387e-005	1,1037e-005

Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne mm mm]	Rotation Y [tonne mm mm]	Rotation Z [tonne mm mm]
1	0,	1,7923e-003	4,6535e-002	1,7039	6,455e+006	57985	59195
2	0,	2,8745	2,8341e-003	3,059e-004	1676,0	2,5895e+005	3,0812e+005
3	4,1007e-004	1,9536e-003	6,0986e-002	1,734e-003	5933,3	1,4119e+005	3,4079e+007
4	5,9448e-004	2,3432e-002	2,3223e-002	1,0752e-002	68521	3,2233e+007	2,0434e+005
5	6,302e-004	7,694e-004	2,7725	2,4937e-002	1,0156e+005	2,63e+005	1,1975e+006
6	8,4029e-004	3,7977e-003	1,2781e-004	1,1646	14310	48933	5792,7
7	16,796	2,369e-017	3,3974e-020	2,3683e-017	3,2114e-014	1,0025e-009	3,4062e-010
8	24,841	1,4631e-016	4,2438e-018	1,4012e-016	2,0841e-012	1,2951e-011	2,2499e-009
9	36,651	8,5564e-018	5,2944e-018	3,2564e-018	7,27e-014	9,1064e-011	7,4018e-012
10	38,454	1,9989e-017	1,6563e-018	6,4445e-018	6,7617e-014	3,906e-011	3,7571e-010
11	49,155	6,9313e-019	9,3407e-018	2,4802e-017	1,4324e-012	1,8559e-010	1,593e-010
12	53,132	5,1187e-019	8,0654e-017	2,0307e-015	6,7483e-009	3,3809e-010	1,2181e-010
Sum		2,9062	2,9062	2,9062	6,647e+006	3,3003e+007	3,8627e+007

Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	6,167e-004	1,6012e-002	0,5863	0,97111	1,757e-003	1,5325e-003
2	0,	0,98969	1,6987e-002	0,58641	0,97137	9,5925e-003	8,1302e-002
3	4,1007e-004	0,99037	3,7972e-002	0,58701	0,97226	1,3871e-002	0,96356
4	5,9448e-004	0,99843	4,5963e-002	0,59071	0,98257	0,99055	0,96885
5	6,302e-004	0,99869	0,99996	0,59929	0,99785	0,99852	0,99985
6	8,4029e-004	1,	1,	1,	1,	1,	1,
7	16,796	1,	1,	1,	1,	1,	1,
8	24,841	1,	1,	1,	1,	1,	1,
9	36,651	1,	1,	1,	1,	1,	1,
10	38,454	1,	1,	1,	1,	1,	1,
11	49,155	1,	1,	1,	1,	1,	1,
12	53,132	1,	1,	1,	1,	1,	1,

Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	6,167e-004	1,6012e-002	0,5863	0,97111	1,757e-003	1,5325e-003
2	0,	0,98908	9,752e-004	1,0526e-004	2,5227e-004	7,8356e-003	7,9269e-002
3	4,1007e-004	6,7223e-004	2,0985e-002	5,9666e-004	8,9263e-004	4,278e-003	0,83226
4	5,9448e-004	8,0628e-003	7,9909e-003	3,6997e-003	1,0308e-002	0,97668	5,2902e-003
5	6,302e-004	2,6474e-004	0,95399	8,5805e-003	1,5279e-002	7,9651e-003	3,1002e-002
6	8,4029e-004	1,3067e-003	4,3979e-005	0,40071	2,1529e-003	1,4827e-003	1,4996e-004
7	16,796	8,1514e-018	1,169e-020	8,149e-018	4,8313e-021	3,0377e-017	8,8181e-018
8	24,841	5,0343e-017	1,4603e-018	4,8215e-017	3,1354e-019	3,9243e-019	5,8169e-017
9	36,651	2,9442e-018	1,8218e-018	1,1205e-018	1,0937e-020	2,7593e-018	1,9162e-019
10	38,454	6,8781e-018	5,6992e-019	2,2175e-018	1,0172e-020	1,0623e-018	9,7267e-018
11	49,155	2,385e-019	3,214e-018	8,5342e-018	2,1549e-019	5,6233e-018	4,124e-018
12	53,132	1,7613e-019	2,7752e-017	6,9876e-016	1,0152e-015	1,0244e-017	3,1535e-018
Sum		1,	1,	1,	1,	1,	1,

EK-5 Bom02 modal analiz raporu

Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0	-22.129	-21.699	40.217	30,867	-216.66	-99.994
2	1.5756e-004	-35.309	36.485	0.25711	0,1986	-1.3819	223.73
3	1.2815e-003	29.008	27.855	30.991	23,814	-168.06	127.39
4	9.3311e-003	0,18549	0,17798	0,16424	0,54714	170,88	0,56003
5	1.7218e-002	-7.4777e-002	-7.2888e-002	-8.9718e-002	-0,14714	0,2349	-176,48
6	3.287e-002	-1.6975e-002	-1.378e-002	-2.1564e-002	50,438	4.0423e-002	-0,38019
7	17.758	7.0617e-008	5.7747e-008	6.791e-008	-2.6629e-005	6.7816e-005	3.8103e-006
8	26.684	-1.4685e-008	1.7297e-008	2.8929e-008	6.2261e-005	-2.4606e-007	-1.7062e-007
9	36.2	2.902e-007	2.6354e-007	3.3583e-007	2.6536e-006	-6.8348e-006	5.6064e-006
10	39.99	9.4058e-008	8.5938e-008	1.1483e-007	-2.1516e-005	4.8962e-005	3.2855e-006
11	46.117	3.3292e-007	-9.8971e-007	9.6006e-008	-2.7477e-006	1.0702e-006	2.6127e-005
12	46.578	-3.3382e-007	3.0163e-007	-3.335e-007	-7.7489e-005	3.9479e-006	7.9299e-007

Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [kg]	Y Direction [kg]	Z Direction [kg]	Rotation X [kg m m]	Rotation Y [kg m m]	Rotation Z [kg m m]
1	0	489.68	470.86	1617.4	952.75	46942	9998.9
2	1.5756e-004	1246.7	1331.1	6.6105e-002	3.9443e-002	1.9095	50057
3	1.2815e-003	841.47	775.91	960.44	567.1	28245	16229
4	9.3311e-003	3.4406e-002	3.1678e-002	2.6976e-002	0.29936	29200	0.31363
5	1.7218e-002	5.5916e-003	5.3127e-003	8.0493e-003	2.1651e-002	5.5178e-002	311.46
6	3.287e-002	2.8815e-004	1.899e-004	4.65e-004	2544	1.634e-003	0.14544
7	17.758	4.9867e-015	3.3347e-015	4.6118e-015	7.0911e-010	4.5991e-009	1.4519e-011
8	26.684	2.1565e-016	2.9917e-016	8.3687e-016	3.8764e-009	6.0545e-014	2.911e-014
9	36.2	8.4217e-014	6.9456e-014	1.1278e-013	7.0417e-012	4.6714e-011	3.1432e-011
10	39.99	8.8468e-015	7.3853e-015	1.3187e-014	4.6295e-010	2.3973e-009	1.0814e-011
11	46.117	1.1083e-013	9.7952e-013	9.2172e-015	7.5501e-012	1.1454e-012	6.826e-010
12	46.578	1.1144e-013	9.0979e-014	1.1122e-013	6.0046e-009	1.5586e-011	6.2884e-013
Sum		2577.9	2577.9	2577.9	4064.2	1.0439e+005	1.0743e+005

Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0	0.18995	0.18265	0.6274	0.23442	0.44969	9.3072e-002
2	1.5756e-004	0.67357	0.699	0.62742	0.23443	0.4497	0.55902
3	1.2815e-003	0.99998	0.99999	0.99999	0.37397	0.72028	0.71008
4	9.3311e-003	1	1	1	0.37404	1	0.71008
5	1.7218e-002	1	1	1	0.37405	1	1
6	3.287e-002	1	1	1	1	1	1
7	17.758	1	1	1	1	1	1
8	26.684	1	1	1	1	1	1
9	36.2	1	1	1	1	1	1
10	39.99	1	1	1	1	1	1
11	46.117	1	1	1	1	1	1
12	46.578	1	1	1	1	1	1

Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0	0.18995	0.18265	0.6274	0.23442	0.44969	9.3072e-002
2	1.5756e-004	0.48362	0.51635	2.5642e-005	9.705e-006	1.8292e-005	0.46955
3	1.2815e-003	0.32641	0.30098	0.37256	0.13954	0.27057	0.15106
4	9.3311e-003	1.3346e-005	1.2288e-005	1.0464e-005	7.3658e-005	0.27972	2.9194e-006
5	1.7218e-002	2.169e-006	2.0608e-006	3.1224e-006	5.3272e-006	5.2857e-007	0.28992
6	3.287e-002	1.1177e-007	7.3662e-008	1.8038e-007	0.62595	1.5653e-008	1.5454e-006
7	17.758	1.9244e-018	1.2936e-018	1.7889e-018	1.7448e-013	4.4057e-014	1.3514e-016
8	26.684	8.3654e-020	1.1605e-019	3.2463e-019	9.5378e-013	5.7999e-019	2.7097e-019
9	36.2	3.2668e-017	2.6942e-017	4.375e-017	1.7338e-015	4.475e-016	2.5258e-016
10	39.99	3.4317e-018	2.8648e-018	5.1152e-018	1.1391e-013	2.2965e-014	1.0066e-016
11	46.117	4.2993e-017	3.7996e-016	3.5754e-018	1.8577e-015	1.0972e-017	6.3539e-015
12	46.578	4.3228e-017	3.5291e-017	4.3145e-017	1.4774e-012	1.493e-016	5.8534e-018
Sum		1	1	1	1	1	1

EK-6 Bom03 modal analiz raporu

Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0	7,4547e-002	0,77002	-0,15595	-254,72	310,1	980,29
2	0	-1,9728e-002	-0,43336	0,6813	-363,63	-2814,9	-2340,4
3	0	-0,10482	0,94419	8,585e-002	-199,18	-229,91	8354,9
4	0	4,8399e-002	0,46917	0,45174	103,56	-6168,4	909,27
5	0	5,9683e-002	0,11161	1,097	1583,4	-4454,	583,13
6	5,6096e-004	1,3718	2,6596e-003	-3,8831e-002	-79,146	185,94	-640,85
7	18,173	2,2082e-008	1,3139e-008	3,2364e-008	4,3348e-005	-9,8108e-005	1,2211e-004
8	25,466	6,0292e-009	-8,8746e-009	-2,8275e-009	-5,8301e-006	-2,2853e-006	-8,2632e-005
9	34,229	-6,3498e-009	9,1087e-009	-6,619e-009	-1,2179e-005	2,9392e-005	8,5292e-005
10	37,835	2,0672e-009	-6,7408e-009	2,7203e-009	4,8101e-006	-1,2473e-005	-6,3633e-005
11	42,842	4,2026e-008	4,3331e-007	-8,4891e-008	-1,4624e-004	1,7872e-003	4,737e-004
12	43,277	1,1467e-007	1,1035e-006	-2,2866e-007	-3,7569e-004	4,516e-003	1,4053e-003

Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne mm mm]	Rotation Y [tonne mm mm]	Rotation Z [tonne mm mm]
1	0	5,5572e-003	0,59293	2,432e-002	64891	9,6164e+006	9,6097e+005
2	0	3,8918e-004	0,1878	0,46417	1,3223e+005	7,9238e+006	5,4777e+006
3	0	1,0987e-002	0,89149	7,3701e-003	39672	52861	6,9805e+007
4	0	2,3425e-003	0,22012	0,20407	10725	3,8049e+007	6,5493e+005
5	0	3,562e-003	1,2457e-002	1,2034	2,5071e+006	1,9838e+007	3,4004e+005
6	5,6096e-004	1,882	7,0735e-006	1,5079e-003	6264,1	34574	4,1696e+005
7	18,173	4,8761e-016	1,7262e-016	1,0474e-015	1,879e-009	9,6252e-009	1,491e-008
8	25,466	3,6351e-017	7,8758e-017	7,9947e-018	3,399e-011	5,2225e-012	6,8281e-009
9	34,229	4,032e-017	8,2968e-017	4,3811e-017	1,4834e-010	8,6392e-010	7,2748e-009
10	37,835	4,2731e-018	4,5439e-017	7,4001e-018	2,3137e-011	1,5556e-010	4,0491e-009
11	42,842	1,7662e-015	1,8776e-013	7,2064e-015	2,1386e-008	3,1942e-006	2,2439e-007
12	43,277	1,3149e-014	1,2177e-012	5,2287e-014	1,4111e-007	2,0394e-005	1,9749e-006
Sum		1,9048	1,9048	1,9048	2,7609e+006	7,5514e+007	7,7649e+007

Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0	2,9175e-003	0,31128	1,2768e-002	2,35e-002	0,12734	1,2376e-002
2	0	3,1218e-003	0,40987	0,25645	7,1393e-002	0,23228	8,2919e-002
3	0	8,8899e-003	0,87789	0,26032	8,5762e-002	0,23298	0,9819
4	0	1,012e-002	0,99346	0,36745	8,9647e-002	0,73684	0,99033
5	0	1,199e-002	1,	0,99921	0,99773	0,99954	0,99471
6	5,6096e-004	1,	1,	1,	1,	1,	1,
7	18,173	1,	1,	1,	1,	1,	1,
8	25,466	1,	1,	1,	1,	1,	1,
9	34,229	1,	1,	1,	1,	1,	1,
10	37,835	1,	1,	1,	1,	1,	1,
11	42,842	1,	1,	1,	1,	1,	1,
12	43,277	1,	1,	1,	1,	1,	1,

Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0	2,9175e-003	0,31128	1,2768e-002	2,35e-002	0,12734	1,2376e-002
2	0	2,0432e-004	9,8594e-002	0,24368	4,7893e-002	0,10483	7,0544e-002
3	0	5,7681e-003	0,46802	3,8692e-003	1,4358e-002	7,0001e-004	0,88998
4	0	1,2298e-003	0,11556	0,10713	3,8947e-003	0,50386	8,4344e-003
5	0	1,87e-003	6,5397e-003	0,63176	0,90908	0,26271	4,3791e-003
6	5,6096e-004	0,98801	3,7135e-006	7,915e-004	2,2689e-003	4,5785e-004	5,2891e-003
7	18,173	2,5599e-016	9,0624e-017	5,4989e-016	6,8058e-016	1,2746e-016	1,9202e-016
8	25,466	1,9084e-017	4,1347e-017	4,1971e-018	1,2311e-017	6,915e-020	8,7935e-017
9	34,229	2,1167e-017	4,3557e-017	2,3e-017	5,3727e-017	1,144e-017	9,3687e-017
10	37,835	2,2433e-018	2,3855e-017	3,8849e-018	8,3804e-018	2,0601e-018	5,2146e-017
11	42,842	9,2721e-016	9,8569e-014	3,7833e-015	7,746e-015	4,2299e-014	2,8898e-015
12	43,277	6,9029e-015	6,3926e-013	2,745e-014	5,1122e-014	2,7007e-013	2,5433e-014
Sum		1,	1,	1,	1,	1,	1,

## EK-7 Bom04 modal analiz raporu

## Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,50993	0,42658	-0,2093	201,72	474,64	1212,
2	0,	-2,768e-002	0,13056	0,35556	411,28	-1698,	-830,19
3	1,0068e-003	0,12831	0,36886	0,39751	121,74	-13,868	769,54
4	2,4139e-003	-0,13408	0,36849	-0,5587	-618,69	1623,6	430,22
5	2,8033e-003	0,31726	0,15647	0,2252	-272,52	-1506,5	621,56
6	4,9203e-003	-0,56204	0,46522	0,14375	184,32	-726,99	2388,5
7	33,667	-1,3334e-009	5,3189e-010	-1,0461e-009	4,1309e-006	5,3388e-006	-6,0968e-006
8	54,003	-3,075e-010	-3,3322e-010	-5,9917e-011	-1,6589e-006	1,2111e-006	1,1457e-006
9	59,915	-5,9914e-010	3,1319e-012	1,199e-010	-1,7972e-007	-3,3853e-006	1,7671e-007
10	62,085	-8,2644e-010	-2,0118e-010	2,3077e-010	4,9969e-007	-2,7962e-006	2,7453e-007
11	63,238	-1,0972e-009	-1,67e-010	-7,7468e-011	7,8725e-007	1,6932e-007	5,4324e-007
12	64,494	-7,3917e-010	-3,6671e-010	1,3342e-010	8,4872e-007	-1,0965e-006	-2,4531e-006

## Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne mm mm]	Rotation Y [tonne mm mm]	Rotation Z [tonne mm mm]
1	0,	0,26003	0,18197	4,3808e-002	40692	2,2528e+005	1,4689e+006
2	0,	7,6619e-004	1,7047e-002	0,12643	1,6915e+005	2,8832e+006	6,8922e+005
3	1,0068e-003	1,6464e-002	0,13606	0,15802	14820	192,32	5,922e+005
4	2,4139e-003	1,7978e-002	0,13579	0,31215	3,8277e+005	2,6359e+006	1,8509e+005
5	2,8033e-003	0,10065	2,4484e-002	5,0715e-002	74267	2,2695e+006	3,8634e+005
6	4,9203e-003	0,31589	0,21643	2,0663e-002	33974	5,2852e+005	5,705e+006
7	33,667	1,7778e-018	2,825e-019	1,0945e-018	1,7065e-011	2,8502e-011	3,7171e-011
8	54,003	9,4556e-020	1,1104e-019	3,59e-021	2,7519e-012	1,4667e-012	1,3127e-012
9	59,915	3,5897e-019	9,809e-024	1,4376e-020	3,23e-014	1,146e-011	3,1226e-014
10	62,085	6,83e-019	4,0472e-020	5,3255e-020	2,4969e-013	7,8189e-012	7,5366e-014
11	63,238	1,2039e-018	2,7888e-020	6,0014e-021	6,1976e-013	2,8668e-014	2,9511e-013
12	64,494	5,4639e-019	1,3448e-019	1,7801e-020	7,2032e-013	1,2024e-012	6,0179e-012
Sum		0,71178	0,71178	0,71178	7,1568e+005	8,5425e+006	9,0268e+006

## Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,36532	0,25566	6,1547e-002	5,6857e-002	2,6372e-002	0,16273
2	0,	0,36639	0,2796	0,23917	0,29321	0,36388	0,23908
3	1,0068e-003	0,38953	0,47076	0,46117	0,31392	0,3639	0,30469
4	2,4139e-003	0,41478	0,66153	0,89972	0,84876	0,67246	0,32519
5	2,8033e-003	0,55619	0,69593	0,97097	0,95253	0,93813	0,36799
6	4,9203e-003	1,	1,	1,	1,	1,	1,
7	33,667	1,	1,	1,	1,	1,	1,
8	54,003	1,	1,	1,	1,	1,	1,
9	59,915	1,	1,	1,	1,	1,	1,
10	62,085	1,	1,	1,	1,	1,	1,
11	63,238	1,	1,	1,	1,	1,	1,
12	64,494	1,	1,	1,	1,	1,	1,

## Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,36532	0,25566	6,1547e-002	5,6857e-002	2,6372e-002	0,16273
2	0,	1,0764e-003	2,395e-002	0,17662	0,23635	0,3375	7,6353e-002
3	1,0068e-003	2,313e-002	0,19116	0,222	2,0708e-002	2,2514e-005	6,5605e-002
4	2,4139e-003	2,5258e-002	0,19077	0,43855	0,53484	0,30856	2,0504e-002
5	2,8033e-003	0,14141	3,4398e-002	7,1251e-002	0,10377	0,26567	4,2799e-002
6	4,9203e-003	0,44381	0,30407	2,903e-002	4,7471e-002	6,1869e-002	0,63201
7	33,667	2,4977e-018	3,9746e-019	1,5374e-018	2,3844e-017	3,3365e-018	4,1178e-018
8	54,003	1,3284e-019	1,56e-019	5,0437e-021	3,8451e-018	1,7169e-019	1,4542e-019
9	59,915	5,0432e-019	1,3781e-023	2,0197e-020	4,5132e-020	3,1416e-018	3,4593e-021
10	62,085	9,5958e-019	5,6861e-020	7,4819e-020	3,4889e-019	9,1529e-019	8,3491e-021
11	63,238	1,6914e-018	3,918e-020	8,4315e-021	8,6597e-019	3,3599e-021	3,2692e-020
12	64,494	7,6762e-019	1,8893e-019	2,5009e-020	1,0065e-018	1,4075e-019	6,6667e-019
Sum		1,	1,	1,	1,	1,	1,

EK-8 Bom05 modal analiz raporu

Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0	0,20691	-0,54066	0,4829	534,62	-142,1	-1734,6
2	0	-0,16834	-4,6286e-002	0,12296	-71,335	676,1	1058,9
3	0	0,38904	9,6418e-002	0,29895	-252,24	-133,1	129,96
4	1,9931e-003	0,57249	0,14975	-0,26326	53,478	778,93	841,69
5	4,0359e-003	-0,30641	-9,5467e-002	7,2957e-003	27,804	-1149,6	878,28
6	5,6818e-003	-8,6092e-002	0,56236	0,49447	541,21	-1484,9	1787,3
7	35,113	-2,9743e-009	-1,8941e-009	9,5827e-011	-4,7479e-006	2,7921e-006	-2,1374e-005
8	52,367	-1,4496e-009	2,2259e-009	-1,4113e-010	-2,3852e-006	3,165e-007	8,017e-006
9	57,256	9,0445e-010	-2,1109e-009	2,1875e-011	2,7694e-006	4,3704e-007	-8,7432e-006
10	58,318	-7,0432e-011	3,9639e-010	9,1554e-010	-3,8939e-007	-2,7483e-006	-1,7292e-006
11	59,339	4,7839e-010	-1,6169e-009	1,5362e-010	-1,2236e-006	5,0333e-008	-5,0391e-006
12	60,837	-3,6286e-010	3,1166e-010	-4,6446e-010	-1,3157e-006	1,9974e-006	-3,8063e-006

Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne mm mm]	Rotation Y [tonne mm mm]	Rotation Z [tonne mm mm]
1	0	4,2812e-002	0,29231	0,23319	2,8581e+005	2,0192e+006	3,0088e+006
2	0	2,834e-002	2,1424e-003	1,5119e-002	5088,7	4,5711e+005	1,1212e+006
3	0	0,15135	9,2964e-003	8,937e-002	63623	1,7716e+006	16889
4	1,9931e-003	0,32774	2,2424e-002	6,9307e-002	2859,9	6,0674e+005	7,0845e+005
5	4,0359e-003	9,3884e-002	9,1139e-003	5,3227e-005	773,06	1,3215e+006	7,7138e+005
6	5,6818e-003	7,4119e-003	0,31625	0,2445	2,9291e+005	2,2048e+006	3,1944e+006
7	35,113	8,8465e-018	3,5877e-018	9,1829e-021	2,2542e-011	7,796e-012	4,5685e-010
8	52,367	2,1013e-018	4,9545e-018	1,9917e-020	5,6892e-012	1,0017e-013	6,4272e-011
9	57,256	8,1804e-019	4,455e-018	4,7851e-022	7,6698e-012	1,9101e-013	7,6443e-011
10	58,318	4,9607e-021	1,5713e-019	8,3822e-019	1,5162e-013	7,5531e-012	2,9901e-012
11	59,339	2,2896e-019	2,6144e-018	2,36e-020	1,4971e-012	2,5334e-015	3,647e-011
12	60,837	1,3167e-019	9,7133e-020	2,1572e-019	1,7311e-012	3,9896e-012	1,4488e-011
Sum		0,65154	0,65154	0,65154	6,5106e+005	8,3809e+006	8,8211e+006

Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0	6,5709e-002	0,44865	0,35791	0,439	0,24093	0,34109
2	0	0,10921	0,45193	0,38111	0,44681	0,29547	0,46819
3	0	0,3415	0,4662	0,51828	0,54453	0,50685	0,47011
4	1,9931e-003	0,84453	0,50062	0,62466	0,54893	0,57924	0,55042
5	4,0359e-003	0,98862	0,51461	0,62474	0,55011	0,73693	0,63787
6	5,6818e-003	1,	1,	1,	1,	1,	1,
7	35,113	1,	1,	1,	1,	1,	1,
8	52,367	1,	1,	1,	1,	1,	1,
9	57,256	1,	1,	1,	1,	1,	1,
10	58,318	1,	1,	1,	1,	1,	1,
11	59,339	1,	1,	1,	1,	1,	1,
12	60,837	1,	1,	1,	1,	1,	1,

Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0	6,5709e-002	0,44865	0,35791	0,439	0,24093	0,34109
2	0	4,3497e-002	3,2883e-003	2,3205e-002	7,8159e-003	5,4541e-002	0,12711
3	0	0,2323	1,4268e-002	0,13717	9,7721e-002	0,21138	1,9146e-003
4	1,9931e-003	0,50302	3,4418e-002	0,10637	4,3927e-003	7,2395e-002	8,0313e-002
5	4,0359e-003	0,1441	1,3988e-002	8,1695e-005	1,1874e-003	0,15768	8,7448e-002
6	5,6818e-003	1,1376e-002	0,46539	0,37526	0,44899	0,28307	0,36215
7	35,113	1,3578e-017	5,5065e-018	1,4094e-020	3,4624e-017	9,303e-019	5,1791e-017
8	52,367	3,2252e-018	7,6042e-018	3,057e-020	8,7382e-018	1,1952e-020	7,2862e-018
9	57,256	1,2555e-018	6,8392e-018	7,3443e-022	1,178e-017	2,2791e-020	8,666e-018
10	58,318	7,6138e-021	2,4116e-019	1,2865e-018	2,3289e-019	9,0122e-019	3,3897e-019
11	59,339	3,5126e-019	4,0126e-018	3,6221e-020	2,2995e-018	3,0228e-022	4,1344e-018
12	60,837	2,0209e-019	1,4908e-019	3,311e-019	2,6588e-018	4,7603e-019	1,6424e-018
Sum		1,	1,	1,	1,	1,	1,



EK-10 Bom07 Modal analiz raporu

Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,22774	0,3927	0,19135	279,8	-387,17	524,15
2	0,	0,28543	-7,947e-003	0,17978	-78,711	-964,87	192,78
3	0,	0,10207	-5,0986e-002	0,19333	-155,62	56,37	-541,93
4	3,3761e-003	-0,21499	-2,4885e-002	0,39054	299,21	-659,61	570,94
5	4,5068e-003	-0,16992	-0,17044	0,24493	182,34	-1037,9	-891,59
6	6,449e-003	-0,31828	0,36528	-3,3925e-002	-219,36	-126,11	1025,2
7	34,807	8,8608e-010	-5,9537e-010	-1,0171e-010	-1,2011e-005	-1,9754e-006	-4,6796e-006
8	38,357	3,9015e-010	-6,9362e-010	-6,5812e-011	4,5803e-007	3,2552e-006	-1,7611e-006
9	39,156	3,4137e-012	1,5927e-009	-8,588e-010	3,9385e-007	4,9955e-006	5,9469e-006
10	39,529	-1,1023e-009	-6,2805e-010	1,0809e-010	1,3164e-008	1,3498e-006	2,2114e-006
11	40,74	1,4943e-009	-1,2212e-010	1,6861e-011	4,1229e-007	-4,7705e-007	-2,1066e-006
12	41,037	1,7908e-009	6,3372e-010	1,0112e-009	2,512e-006	-1,7923e-006	2,9259e-007

Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne mm]	Rotation Y [tonne mm]	Rotation Z [tonne mm]
1	0,	5,1864e-002	0,15422	3,6614e-002	78285	1,499e+005	2,7473e+005
2	0,	8,1468e-002	6,3162e-005	3,2322e-002	6195,4	9,3097e+005	37166
3	0,	1,0418e-002	2,5996e-003	3,7378e-002	24216	3177,6	2,9369e+005
4	3,3761e-003	4,6049e-002	6,1926e-004	0,15252	89528	4,3509e+005	3,2598e+005
5	4,5068e-003	2,8871e-002	2,9051e-002	5,999e-002	33247	1,0772e+006	7,9493e+005
6	6,449e-003	0,10131	0,13343	1,1509e-003	48121	15903	1,0511e+006
7	34,807	7,8513e-019	3,5447e-019	1,0345e-020	1,4425e-012	3,9023e-012	2,1861e-011
8	38,357	1,5222e-019	4,8111e-019	4,3312e-021	2,0979e-013	1,0596e-011	3,1016e-012
9	39,156	1,1653e-023	2,5366e-018	7,3754e-019	1,5512e-013	2,4955e-011	3,5365e-011
10	39,529	1,2152e-018	3,945e-019	1,1685e-020	1,7318e-016	1,822e-012	4,8905e-012
11	40,74	2,2328e-018	1,4914e-020	2,843e-022	1,6998e-013	2,2758e-013	4,4379e-012
12	41,037	3,2071e-018	4,016e-019	1,0224e-018	6,3103e-012	3,2125e-012	8,5609e-014
Sum		0,31998	0,31998	0,31998	2,7959e+005	2,6122e+006	2,7776e+006

Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,16209	0,48196	0,11443	0,28	5,7384e-002	9,891e-002
2	0,	0,41669	0,48216	0,21544	0,30216	0,41378	0,11229
3	0,	0,44925	0,49028	0,33226	0,38877	0,41499	0,21803
4	3,3761e-003	0,55317	0,49222	0,80892	0,70898	0,58155	0,33539
5	4,5068e-003	0,6834	0,58301	0,9964	0,82789	0,99391	0,62158
6	6,449e-003	1,	1,	1,	1,	1,	1,
7	34,807	1,	1,	1,	1,	1,	1,
8	38,357	1,	1,	1,	1,	1,	1,
9	39,156	1,	1,	1,	1,	1,	1,
10	39,529	1,	1,	1,	1,	1,	1,
11	40,74	1,	1,	1,	1,	1,	1,
12	41,037	1,	1,	1,	1,	1,	1,

Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	0,16209	0,48196	0,11443	0,28	5,7384e-002	9,891e-002
2	0,	0,25461	1,974e-004	0,10101	2,2159e-002	0,35639	1,3381e-002
3	0,	3,2558e-002	8,1245e-003	0,11682	8,6613e-002	1,2164e-003	0,10574
4	3,3761e-003	0,14391	1,9353e-003	0,47666	0,32021	0,16696	0,11736
5	4,5068e-003	9,023e-002	9,0792e-002	0,18748	0,11891	0,41236	0,2862
6	6,449e-003	0,3166	0,41699	3,5969e-003	0,17211	6,088e-003	0,37842
7	34,807	2,4537e-018	1,1078e-018	3,2331e-020	5,1594e-018	1,4939e-018	7,8705e-018
8	38,357	4,7574e-019	1,5036e-018	1,3536e-020	7,5034e-019	4,0564e-018	1,1169e-018
9	39,156	3,6415e-023	7,9272e-018	2,305e-018	5,548e-019	9,5533e-018	1,2732e-017
10	39,529	3,7976e-018	1,2329e-018	3,6517e-020	6,194e-022	6,9753e-019	1,7607e-018
11	40,74	6,978e-018	4,661e-020	8,8852e-022	6,0795e-019	8,7123e-020	1,5979e-018
12	41,037	1,0023e-017	1,2551e-018	3,1953e-018	2,2569e-017	1,2298e-018	3,0821e-020
Sum		1,	1,	1,	1,	1,	1,

## EK-11 Bom08 Modal analiz raporu

### Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	9,4102e-002	0,33156	-8,1131e-002	251,88	307,95	429,5
2	0,	-0,33483	1,1707e-003	0,18983	137,2	-1063,3	-9,8394
3	0,	9,2783e-002	7,0115e-002	0,3883	82,628	-677,1	-430,17
4	0,	-0,28666	9,4175e-002	0,19509	203,85	89,345	814,37
5	4,9953e-003	0,24849	0,24729	0,20869	32,266	-856,55	996,72
6	5,5827e-003	-0,19991	0,35884	-0,19654	-325,39	418,06	830,
7	32,41	-2,5474e-010	-2,2562e-010	5,5045e-010	-2,5066e-006	-5,0095e-006	-1,712e-007
8	36,265	1,4901e-009	-1,1589e-009	1,1527e-009	9,7891e-006	1,9765e-006	-6,1884e-006
9	36,306	3,9222e-010	6,3316e-010	1,4887e-009	1,2737e-006	-2,9784e-006	1,3051e-006
10	37,169	-1,7746e-009	-3,4329e-010	8,6019e-010	4,9702e-006	-4,5973e-006	-1,4002e-006
11	37,681	-3,6911e-010	-6,7452e-011	2,0058e-011	-4,5917e-006	7,5604e-007	3,3037e-006
12	38,265	-4,4091e-010	1,0926e-009	-2,2796e-010	-1,7945e-006	-2,0193e-006	1,3972e-005

### Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne mm mm]	Rotation Y [tonne mm mm]	Rotation Z [tonne mm mm]
1	0,	8,8551e-003	0,10993	6,5822e-003	63443	94834	1,8447e+005
2	0,	0,11211	1,3706e-006	3,6036e-002	18824	1,1306e+006	96,814
3	0,	8,6088e-003	4,9161e-003	0,15078	6827,4	4,5846e+005	1,8505e+005
4	0,	8,2347e-002	8,8689e-003	3,8058e-002	41554	7982,5	6,6319e+005
5	4,9953e-003	6,1747e-002	6,1151e-002	4,3553e-002	1041,1	7,3368e+005	9,934e+005
6	5,5827e-003	3,9966e-002	0,12877	3,8629e-002	1,0588e+005	1,7477e+005	6,889e+005
7	32,41	6,4894e-020	5,0902e-020	3,03e-019	6,2828e-012	2,5095e-011	2,9308e-014
8	36,265	2,2204e-018	1,3432e-018	1,3288e-018	9,5826e-011	3,9067e-012	3,8297e-011
9	36,306	1,5384e-019	4,0089e-019	2,2161e-018	1,6224e-012	8,871e-012	1,7033e-012
10	37,169	3,1491e-018	1,1829e-019	7,3992e-019	2,4703e-011	2,1135e-011	1,9606e-012
11	37,681	1,3624e-019	4,5551e-021	4,0231e-022	2,1084e-011	5,716e-013	1,0914e-011
12	38,265	1,9448e-019	1,1938e-018	5,1967e-020	3,2201e-012	4,0775e-012	1,9522e-010
Sum		0,31364	0,31364	0,31364	2,3756e+005	2,6003e+006	2,7152e+006

### Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	2,8234e-002	0,35051	2,0987e-002	0,26706	3,647e-002	6,7942e-002
2	0,	0,38569	0,35051	0,13588	0,34629	0,47126	6,7978e-002
3	0,	0,41314	0,36618	0,61662	0,37503	0,64757	0,13613
4	0,	0,6757	0,39446	0,73797	0,54995	0,65064	0,38039
5	4,9953e-003	0,87257	0,58944	0,87683	0,55433	0,93279	0,74628
6	5,5827e-003	1,	1,	1,	1,	1,	1,
7	32,41	1,	1,	1,	1,	1,	1,
8	36,265	1,	1,	1,	1,	1,	1,
9	36,306	1,	1,	1,	1,	1,	1,
10	37,169	1,	1,	1,	1,	1,	1,
11	37,681	1,	1,	1,	1,	1,	1,
12	38,265	1,	1,	1,	1,	1,	1,

### Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	2,8234e-002	0,35051	2,0987e-002	0,26706	3,647e-002	6,7942e-002
2	0,	0,35746	4,37e-006	0,1149	7,9237e-002	0,43478	3,5657e-005
3	0,	2,7448e-002	1,5675e-002	0,48074	2,8739e-002	0,17631	6,8154e-002
4	0,	0,26256	2,8278e-002	0,12135	0,17492	3,0698e-003	0,24426
5	4,9953e-003	0,19687	0,19497	0,13887	4,3823e-003	0,28215	0,36589
6	5,5827e-003	0,12743	0,41056	0,12317	0,44567	6,7212e-002	0,25372
7	32,41	2,0691e-019	1,623e-019	9,6609e-019	2,6447e-017	9,651e-018	1,0794e-020
8	36,265	7,0794e-018	4,2825e-018	4,2367e-018	4,0337e-016	1,5024e-018	1,4105e-017
9	36,306	4,9049e-019	1,2782e-018	7,0659e-018	6,8292e-018	3,4115e-018	6,2735e-019
10	37,169	1,004e-017	3,7712e-019	2,3592e-018	1,0399e-016	8,1279e-018	7,2209e-019
11	37,681	4,3439e-019	1,4524e-020	1,2827e-021	8,8751e-017	2,1982e-019	4,0197e-018
12	38,265	6,1983e-019	3,8065e-018	1,6569e-019	1,3555e-017	1,5681e-018	7,19e-017
Sum		1,	1,	1,	1,	1,	1,

## EK-12 Kuyruk Modal analiz raporu

### Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0.	67,813	-7,9179e-002	-0,76746	-1,5034	685,74	-54,65
2	0.	-0,55958	65,195	1,6078	-680,23	0,23114	-2,9588
3	1,5267e-004	39,903	1,6893	3,1495	-8,612	30,89	-53,402
4	3,4569e-004	-0,22657	43,877	-5,3976	-77,565	2,3922	-0,5627
5	4,0521e-004	-0,95466	1,6316	78,482	85,781	5,5156	1,8974
6	6,9546e-004	3,0914	-4,5477	0,31318	41,816	27,908	-66,063
7	0,64096	4,0465e-007	-2,1358e-005	-2,4122e-006	6,7457e-005	1,4744e-006	-1,1264e-006
8	1,6508	-1,1079e-006	-5,6759e-007	-8,4188e-008	3,1179e-006	-5,0424e-006	-5,2251e-006
9	3,884	9,4006e-009	2,1721e-007	1,4022e-007	5,1323e-006	2,3485e-008	-5,0018e-008
10	4,3676	-2,1037e-008	1,8717e-008	6,7986e-010	1,5716e-006	3,0698e-007	7,8643e-007
11	6,8205	7,2148e-009	4,8749e-008	2,4709e-008	-6,6941e-007	3,5873e-007	1,0477e-006
12	7,9367	-3,0465e-009	1,5835e-008	-4,0095e-008	5,4354e-008	-3,2175e-008	6,3879e-008

### Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [kg]	Y Direction [kg]	Z Direction [kg]	Rotation X [kg m m]	Rotation Y [kg m m]	Rotation Z [kg m m]
1	0.	4598,7	6,2693e-003	0,589	2,2603	4,7024e+005	2986,7
2	0.	0,31313	4250,4	2,5851	4,6271e+005	5,3428e-002	8,7545
3	1,5267e-004	1592,2	2,8538	9,9197	74,166	954,17	2860,3
4	3,4569e-004	5,1336e-002	1925,2	29,134	6016,3	5,7226	0,31664
5	4,0521e-004	0,91137	2,662	6159,4	7358,4	30,421	3,6001
6	6,9546e-004	9,557	20,682	9,8083e-002	1748,5	778,86	4364,3
7	0,64096	1,6374e-013	4,5617e-010	5,8187e-012	4,5504e-009	2,174e-012	1,2689e-012
8	1,6508	1,2275e-012	3,2215e-013	7,0877e-015	9,7213e-012	2,5425e-011	2,7302e-011
9	3,884	8,8372e-017	4,7179e-014	1,9661e-014	2,6341e-011	5,5154e-016	2,5018e-015
10	4,3676	4,4255e-016	3,5031e-016	4,622e-019	2,4698e-012	9,4235e-014	6,1848e-013
11	6,8205	5,2053e-017	2,3765e-015	6,1053e-016	4,4811e-013	1,2869e-013	1,0978e-012
12	7,9367	9,2814e-018	2,5076e-016	1,6076e-015	2,9544e-015	1,0352e-015	4,0806e-015
Sum		6201,7	6201,7	6201,7	4,7791e+005	4,7201e+005	10224

### Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0.	0,74151	1,0109e-006	9,4973e-005	4,7295e-006	0,99625	0,29212
2	0.	0,74156	0,68535	5,1181e-004	0,9682	0,99625	0,29298
3	1,5267e-004	0,9983	0,68581	2,1113e-003	0,96836	0,99827	0,57275
4	3,4569e-004	0,99831	0,99624	6,809e-003	0,98094	0,99829	0,57278
5	4,0521e-004	0,99846	0,99667	0,99998	0,99624	0,99835	0,57313
6	6,9546e-004	1.	1.	1.	1.	1.	1.
7	0,64096	1.	1.	1.	1.	1.	1.
8	1,6508	1.	1.	1.	1.	1.	1.
9	3,884	1.	1.	1.	1.	1.	1.
10	4,3676	1.	1.	1.	1.	1.	1.
11	6,8205	1.	1.	1.	1.	1.	1.
12	7,9367	1.	1.	1.	1.	1.	1.

### Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0.	0,74151	1,0109e-006	9,4973e-005	4,7295e-006	0,99625	0,29212
2	0.	5,0491e-005	0,68535	4,1684e-004	0,9682	1,1319e-007	8,5627e-004
3	1,5267e-004	0,25674	4,6016e-004	1,5995e-003	1,5519e-004	2,0215e-003	0,27977
4	3,4569e-004	8,2775e-006	0,31042	4,6977e-003	1,2589e-002	1,2124e-005	3,097e-005
5	4,0521e-004	1,4695e-004	4,2924e-004	0,99318	1,5397e-002	6,4451e-005	3,5212e-004
6	6,9546e-004	1,541e-003	3,3348e-003	1,5815e-005	3,6587e-003	1,6501e-003	0,49687
7	0,64096	2,6402e-017	7,3356e-014	9,3824e-016	9,5214e-015	4,6058e-018	1,2411e-016
8	1,6508	1,9793e-016	5,1946e-017	1,1429e-018	2,0341e-017	5,3866e-017	2,6704e-015
9	3,884	1,425e-020	7,6074e-018	3,1702e-018	5,5116e-017	1,1685e-021	2,447e-019
10	4,3676	7,1359e-020	5,6486e-020	7,4528e-023	5,1679e-018	1,9965e-019	6,0483e-017
11	6,8205	8,3933e-021	3,832e-019	9,8445e-020	9,3765e-019	2,7264e-019	1,0737e-016
12	7,9367	1,4966e-021	4,0434e-020	2,5922e-019	6,1818e-021	2,1932e-021	3,9912e-019
Sum		1.	1.	1.	1.	1.	1.

## EK-13 Rulet-Kule Modal analiz raporu

## Participation Factor

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	3,3939	77,416	3,2276	4,1209	0,32667	-5,156
2	0,	-0,19438	-2,9402	74,866	121,24	1,0889	-0,61028
3	2,2374e-004	76,806	-3,4203	-0,41012	1,9025	7,2492	-95,754
4	5,0332e-004	3,0328	-1,5345	19,845	-58,84	-6,8252	-3,2582
5	5,5215e-004	-8,6701	-0,59323	1,9185	-1,5564	36,438	79,244
6	5,6099e-004	4,6089	-0,23918	-1,834	6,1655	-57,901	35,068
7	34,497	-2,5407e-010	-1,5717e-010	-8,3425e-010	-3,7824e-008	1,0199e-009	5,9905e-008
8	34,765	-1,0914e-009	-6,3325e-010	6,2314e-010	-9,0673e-008	5,0503e-009	-1,1521e-007
9	34,822	-4,1467e-011	-3,2953e-010	-1,9071e-010	-6,1426e-008	1,9537e-008	-6,2001e-008
10	34,836	6,1792e-010	-2,227e-010	-1,4265e-010	4,9165e-008	-2,7409e-009	1,3927e-007
11	55,197	1,1858e-010	-5,1519e-010	-3,7571e-010	-1,2203e-007	2,8741e-009	1,0523e-007
12	61,566	-4,5301e-009	-4,341e-009	3,7242e-009	5,341e-007	8,0354e-009	-3,8709e-007

## Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [kg]	Y Direction [kg]	Z Direction [kg]	Rotation X [kg m m]	Rotation Y [kg m m]	Rotation Z [kg m m]
1	0,	11,518	5993,5	10,417	16,982	0,10671	26,594
2	0,	3,7782e-002	8,6446	5604,9	14699	1,1856	0,37244
3	2,2374e-004	5899,2	11,698	0,1682	3,6193	52,551	9168,9
4	5,0332e-004	9,1979	2,3546	393,81	3462,2	46,583	10,616
5	5,5215e-004	75,171	0,35192	3,6808	2,4225	1327,7	6279,7
6	5,6099e-004	21,242	5,7208e-002	3,3637	38,014	3352,5	1229,8
7	34,497	6,4549e-020	-3,8877e-020	6,9597e-019	1,4307e-015	1,0401e-018	3,5886e-015
8	34,765	1,1911e-018	4,01e-019	3,883e-019	8,2216e-015	2,5506e-017	1,3273e-014
9	34,822	1,7195e-021	1,0859e-019	3,6371e-020	3,7731e-015	3,8169e-016	3,8442e-015
10	34,836	3,8182e-019	4,9597e-020	2,0349e-020	2,4172e-015	7,5126e-018	1,9397e-014
11	55,197	1,4061e-020	2,6542e-019	1,4115e-019	1,4891e-014	8,2603e-018	1,1074e-014
12	61,566	2,0522e-017	1,8844e-017	1,3944e-017	2,8526e-013	6,4568e-017	1,4984e-013
Sum		6016,4	6016,4	6016,4	18222	4780,6	15716

## Cumulative Effective Mass Fraction

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	1,9145e-003	0,99616	1,7315e-003	9,3195e-004	2,2322e-005	1,5904e-003
2	0,	1,9208e-003	0,9976	0,93334	0,80758	2,7032e-004	1,6126e-003
3	2,2374e-004	0,98245	0,99954	0,93337	0,80778	1,1263e-002	0,55013
4	5,0332e-004	0,98397	0,99993	0,99883	0,99778	2,1007e-002	0,55076
5	5,5215e-004	0,99647	0,99999	0,99944	0,99791	0,29873	0,92643
6	5,6099e-004	1,	1,	1,	1,	1,	1,
7	34,497	1,	1,	1,	1,	1,	1,
8	34,765	1,	1,	1,	1,	1,	1,
9	34,822	1,	1,	1,	1,	1,	1,
10	34,836	1,	1,	1,	1,	1,	1,
11	55,197	1,	1,	1,	1,	1,	1,
12	61,566	1,	1,	1,	1,	1,	1,

## Ratio of Effective Mass to Total Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	0,	1,9145e-003	0,99616	1,7315e-003	9,3195e-004	2,2322e-005	1,5904e-003
2	0,	6,2798e-006	1,4368e-003	0,93161	0,80665	2,48e-004	2,2281e-005
3	2,2374e-004	0,98053	1,9444e-003	2,7957e-005	1,9862e-004	1,0992e-002	0,54851
4	5,0332e-004	1,5288e-003	3,9137e-004	6,5457e-002	0,19	9,7442e-003	6,3507e-004
5	5,5215e-004	1,2494e-002	5,8494e-005	6,118e-004	1,3294e-004	0,27772	0,37567
6	5,6099e-004	3,5306e-003	9,5086e-006	5,5909e-004	2,0861e-003	0,70127	7,357e-002
7	34,497	1,0729e-023	6,4619e-024	1,1568e-022	7,8513e-020	2,1757e-022	2,1468e-019
8	34,765	1,9798e-022	6,6652e-023	6,4541e-023	4,5119e-019	5,3352e-021	7,9406e-019
9	34,822	2,8581e-025	1,8049e-023	6,0453e-024	2,0706e-019	7,9841e-020	2,2997e-019
10	34,836	6,3464e-023	8,2436e-024	3,3822e-024	1,3265e-019	1,5715e-021	1,1604e-018
11	55,197	2,3371e-024	4,4117e-023	2,3462e-023	8,172e-019	1,7279e-021	6,6246e-019
12	61,566	3,4111e-021	3,1322e-021	2,3178e-021	1,5655e-017	1,3506e-020	8,9638e-018
Sum		1,	1,	1,	1,	1,	1,