Doktora Tezi

Emir ESİM

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

2018

T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DENEYSEL ÇOK ARABALI KREN SİSTEMLERİNİN TASARIMI, GERÇEKLEŞTİRİLMESİ ve DİNAMİK ANALİZİ

Hazırlayan
Emir ESİM

Danışman
Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

Doktora Tezi

Mayıs 2019

T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DENEYSEL ÇOK ARABALI KREN SİSTEMLERİNİN TASARIMI, GERÇEKLEŞTİRİLMESİ ve DİNAMİK ANALİZİ

(Doktora Tezi)

Hazırlayan
Emir ESİM

Danışman
Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

Mayıs 2019
KAYSERİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Emir ESİM

Deneysel Çok Arabalı Kren Sistemlerinin Tasarımı, Gerçekleştirilmesi ve Dinamik Analizi adlı Doktora tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi 'ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Hazırlayan
Emir ESİM

Danışman
Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

Makina Mühendisliği ABD Başkanı
Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Prof. Dr. Şahin YILDIRIM danışmanlığında **Emir ESİM** tarafından hazırlanan **"Deneysel Çok Arabalı Kren Sistemlerinin Tasarımı, Gerçekleştirilmesi ve Dinamik Analizi"** adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında **Doktora** tezi olarak kabul edilmiştir.

04 /05/2019

JÜRİ:

Danışman	: Prof. Dr. Şahin YILDIRIM	.....
Üye	: Prof. Dr. İbrahim UZMAY	.....
Üye	: Doç. Dr. Aytekin BAĞIŞ	.....
Üye	: Dr. Öğr. Üyesi Hacı Ali ERTAŞ	.....
Üye	: Dr. Öğr. Üyesi Davut Erdem ŞAHİN	.....

ONAY:
Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 14/05/2019. tarih ve 2019/30-09 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

14 / 05 / 2019

Prof. Dr. Mustafa AKKURT
Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı programında gerçekleştirdiğim bu doktora tez çalışmasının, kren sistemlerinin tasarımında farklı çalışma şartları altında dinamik etkilerinin dikkate alınmasında katkı sağlamasını ümit ediyorum.

Çalışmalarım boyunca farklı bakış açıları ve bilimsel katkılarıyla beni aydınlatan, yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Prof. Dr. Şahin YILDIRM'a teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmalarım sırasında karşılaştığım zorlukları aşmamda yardımlarından dolayı Arş. Gör. Memduh SUVEREN, Arş. Gör. Şaban Ulus, Arş. Gör. Sertaç SAVAŞ, Arş. Gör. Burak ULU, Dr. Öğr. Üyesi Şaban Murat Ünlü, Öğr. Gör. Erkan Yılmaz'a teşekkür ederim.

Yine deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi için her türlü yardım ve desteği sağlayan Mega Vinç genel müdürü Rasim Özaraslan'a, Yordam Test 'en Levent Bal'a, ESİT Elektronik genel müdürü Ferhat Tigrel'e teşekkür ederim.

Ayrıca; çalışmalarım süresince sabır göstererek beni daima destekleyen eşim Suzan ESİM'e ve aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Emir ESİM

Mayıs 2019, KAYSERİ

DENEYSEL ÇOK ARABALI KREN SİSTEMLERİNİN TASARIMI, GERÇEKLEŞTİRİLMESİ ve DİNAMİK ANALİZİ

Emir ESİM

Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Doktora Tezi, Mayıs 2019
Tez Danışmanı: Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

ÖZET

Bu çalışmada, endüstride kullanılan gerçek çift kirişli köprülü kren sistemi üzerinde çok araba bulunmasına göre tasarım gerçekleştirilmiş ve kurulumu yapılmıştır. Gerçek çalışma şartları altında kiriş sisteminin deneysel dinamik tepkileri incelenmiştir. Buradaki öncelikle kren sistemi üzerinde araba hareketi sonucu oluşan dinamik etkiler deneysel olarak yapılmış ve sistemin titreşimi Yapay Sinir Ağları (YSA) kullanılarak analiz edilmiştir. Yapılan analiz sonucu Radyal esaslı yapay sinir ağının daha iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir. Ayrıca kren sisteminin çalışması esnasında kararlı çalışma durumlarının belirlenebilmesi için harmonik cevap analizi çalışması hem Sonlu elemanlar Metodu (SEM) metodu hem de deneysel olarak yapılmıştır. Bu çalışmada kren sisteminin bütünü dikkate alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Hareketli yük sisteminin analitik çözümü sadece tek kiriş üzerinde mevcuttur ve bu çözümler yükün sabit veya harmonik yükleme şartlarında gerçekleştirilmiştir. Fakat yükün taşınması esnasında kirişin esnek olarak davranması, yükle araba arasındaki halatın yay gibi davranması ve de yükün salınımından dolayı meydana gelen tüm dinamik etkilerden dolayı gelişi güzel ve sürekli değişen bir yükleme söz konusudur. Bu nedenle bu çalışmanın esasını teşkil eden kren sisteminde yükün hareketi esnasındaki farklı araba sayılarına göre kiriş üzerine etki eden kontak kuvvetleri ADAMS programı vasıtasıyla elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar ANSYS programında kullanılarak zamana bağlı olarak analiz edilmiş ve deneysel olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar önerilen çözüm yönteminin, deneysel verileri sağladığı ve kren tasarımlarında etkin bir şekilde kullanılabileceğini göstermiştir. Son olarak çok arabalı krenlerde arabalara gelen kuvvetler deneysel olarak elde edilmiş ve elde edilen bu verilerle kaldırma grubunun dinamik analizleri yapılmıştır.

Anahtar Sözcükler: Kren sistemleri tasarım ve analizi, statik ve hareketli yükler, mekanik titreşim, titreşim analizi ve kontrolü, yapay sinir ağları, mekatronik sistem uygulaması, kaldırma dinamiği

DESIGN, IMPLEMENTATION and DYNAMIC ANALYSIS OF EXPERIMENTAL MULTI CARRIAGE CRANE SYSTEMS

Emir ESİM

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences
Ph. D. Thesis, May 2019
Thesis Supervisor: Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

ABSTRACT

In this study, the design and installation of the real double girder bridge system used in the industry has been realized according to the presence of many cars. The experimental dynamic responses of the beam system under real working conditions were investigated. The dynamic effects of car movement on the crane system were experimentally performed and the vibration of the system was analyzed using Artificial Neural Networks (ANN). As a result of the analysis, it was found that the radial based neural network yielded better results. In addition, in order to determine the stable working conditions during the operation of the crane system, the harmonic response analysis was carried out by both the Finite Element Method (SEM) method and the experimental method. In this study, the whole of the crane system was analyzed. The analytical solution of the moving load system is only available on a single beam and these solutions are performed under constant or harmonic loading conditions of the load. However, there is a randomly and constantly changing loading due to the flexible behavior of the beam during the transportation of the load, the behavior of the rope between the load and carriage as a spring and all dynamic effects caused by the oscillation of the load. Therefore, this work is fundamental to the contact force acting on the crane girder according to the different number of cars during movement of the load in the system have been obtained by ADAMS program. These obtained results were analyzed using the ANSYS program with respect to time and compared with the results obtained experimentally. The results showed that the proposed solution method provides experimental data and can be used effectively in crane designs. Finally, the forces coming to the cars in the multi-car crane were obtained experimentally and the dynamic analysis of the lifting group was performed with these data.

Keywords: Design and analysis of crane systems, static and moving loads, mechanical vibration, vibration analysis and control, artificial neural networks, mechatronic system application, lifting dynamics

İÇİNDEKİLER

DENEYSEL ÇOK ARABALI KREN SİSTEMLERİNİN TASARIMI, GERÇEKLEŞTİRİLMESİ ve DİNAMİK ANALİZİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK ii
KABUL VE ONAY SAYFASI iv
TEŞEKKÜR v
ÖZET vi
ABSTRACT vii
İÇİNDEKİLER viii
KISALTMALAR VE SİMGELER xii
TABLOLAR LİSTESİ xvi
ŞEKİLLER LİSTESİ xviii

GİRİŞ 1

1.BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

1.1.Giriş 4
1.2.Gezer Köprülü Krenler 6
1.3. Literatür Araştırması 9

2. BÖLÜM

KÖPRÜLÜ KREN TASARIMI VE MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

2.1.Giriş 20

2.2.Kren Sisteminin Katı Modellenmesi 20

2.3.Kren Sisteminin Dinamik Modelleri 27

2.3.1. Kren Sisteminin Serbest Titreşim Analizi 27

2.3.2. Ön yükleme Safhası Dinamik Analizi 30

2.3.3 Kaldırma Safhası Dinamik Analiz..... 33

2.3.4. Kren Sisteminin Hareketli Yük Dinamiği 35

3. BÖLÜM

ÇİFT KÖPRÜLÜ KREN SİSTEMİNİN YAPAY SİNİR AĞLARI İLE TİTREŞİM ANALİZİ

3.1.Giriş 42

3.2.Kren Sitemi Üzerinde Hareketli Yük Dinamiği 42

3.3. Yapay Sinir Ağları 46

3.3.1. Geri Yayılım Algoritmalı Yapay Sinir Ağları (GYYSA) 48

3.3.2 Radyal Esaslı Yapay Sinir Ağları (REYSA)..... 48

3.4. Deneysel Sistem ve Titreşim Analizi..... 50

3.5. Deneysel ve Simülasyon Sonuçları..... 53

3.6. Sonuçlar ve İrdeleme 70

4. BÖLÜM

KREN SİSTEMİNİN DENEYSEL VE SONLU ELEMANLAR METODU(SEM) İLE SERBEST VE ZORLANMIŞ TİTREŞİM ANALİZİ

4.1. Giriş 71

4.2. Sonlu Elemanlar Metodu..... 72

4.2.1 Serbest Titreşim Modeli 75

4.2.2. Zorlanmış Titreşim Modeli 77

4.3.Sonlu Elemanlar Serbest Titreşim Analizi (Modal)..... 79

4.4. Sonlu Elemanlar ile Zorlanmış Titreşim Analizi (Harmonik) 120

4.6. Sonuçlar ve İrdeleme 136

5. BÖLÜM

KREN SİSTEMİNİN HAREKETLİ YÜK ETKİSİ ALTINDA DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK DİNAMİK ANALİZİ

5.1. Giriş 139

5.2. Kren Sisteminin Sonlu Elemanlar ile Analizi ve Önerilen Yeni Sayısal Analiz Yaklaşımı 140

5.3. Deneysel Sehim Ölçümü 149

5.4 Sayısal Analiz ve Deneysel Sonuçlar 154

5.4.1. Araba Sayısının Kren Dinamiğine Etkisi 155

5.4.2. Yükün Kren Dinamiğine Etkisi 167

5.4.3. Araba Çalışma Hızının Kren Dinamiğine Etkisi 173

5.4.4. Halat Uzunluğunun Kren Dinamiğine Etkisi 179

5.4.5. Kirişler Üzerinde Meydan Gelen Dinamik Etkiler 185

5.5 Sonuçlar ve İrdeleme 191

6. BÖLÜM

KREN SİSTEMİ KALDIRMA GRUBU DİNAMİK ANALİZİ

6.1. Giriş 193

6.2.Deneysel Kuvvet Ölçümü 194

6.3.Deneysel Kuvvet Analiz Sonuçları 197

6.4.Kaldırma Grubu Dinamik Analizi 205

6.4.1. Kaldırma Grubunun Modellenmesi 207

6.4.2. Kaldırma Grubunun SEM Metodu ile Dinamik Analizi 212

6.5.Kaldırma Grubu Dinamik Gerilme Analiz Sonuçları 214

6.6. Sonuçlar ve Değerlendirme 224

7. BÖLÜM

SONUÇ VE ÖNERİLER

KAYNAKLAR 234

ÖZGEÇMİŞ 241

KISALTMALAR VE SİMGELER

YSA : Yapay Sinir Ağı

SEM : Sonlu Elemanlar Metodu

BDT : Bilgisayar Destekli Tasarım

DIN : Deutsches Institut für Normung

API : American Petroleum Institute

FEM : Federation Europenne de la Manutention

l_b : Kiriş açıklığı

x_{mi} : Kiriş üzerindeki toplu yük ordinatı

ρ : Kirişin yoğunluğu

m_i : Kiriş üzerindeki i. Toplu yük kütlesi

A : Kiriş kesit alanı

E : Kiriş elastiklik modülü

I : Kiriş kesit alanı atalet momenti

m : Yükün kütlesi

m_1 : Birinci araba kütlesi

m_2 : İkinci araba kütlesi

k_1,k_2 : Halatların rijitlik katsayısı

v_0 : Kaldırma Hızı

J_c : Yükün kütle merkezinin polar atalet momenti

θ_c : Yükün kütle merkezinin dönme açısı

S(kx) : Krylov fonksiyonları

T(kx) : Krylov fonksiyonları

U(kx) : Krylov fonksiyonları

W(kx) : Krylov fonksiyonları

$T_b(t)$: Sistemin kinetik enerjisi

$T_c(t)$: Arabaların kinetik enerjisi

$U_b(t)$: Kirişin potansiyel enerjisi

$U_h(t)$: Halatların potansiyel enerjisi

q (t) : Hesaplanmayan katsayılar satır vektörü

y (ξ): : Kütle-yük kirişi öz vektörü

$F_g(t)$: Genelleştirilmiş kuvvet

Λ_w : Doğal frekans çapraz matrisi

x : Kiriş üzerindeki eksen koordinatı

t : Zaman

W_b : Kirişin sönümleme dairesel frekansı

P : Uygulanan dış kuvvet

$\delta(x)$: Dirac delta fonksiyonu

$H(x)$: Heaviside birim fonksiyonu

α : Hız parametresi

β : Sönümleme parametresi

v_{kr} : Kritik çalışma hızı

T_1 : Birinci serbest titreşimin periyodu

f_1 : Birinci serbest titreşimin frekansı

y_0 : Açıklığın orta noktasında meydana getirdiği sehim

$y(x,t)$: Kirişin zamana göre yer değiştirmesi

$[M]$: Tüm yapının kütle matrisi

$[C]$: Tüm yapının sönüm matrisi

$[K]$: Tüm yapının rijitlik matrisi

$\{u\}$: Tüm yapının yer değiştirme vektörü

$\{\dot{u}\}$: Tüm yapının hız vektörü

$\{\ddot{u}\}$: Tüm yapının ivme vektörü

$F_{(t)}$: Dış kuvvet vektörü

N_i : Şekil fonksiyonu

v : Araba hareket hızı

s : Eleman sayısı

x_m : Hareketli kuvvetin, kirişin başlangıcına göre pozisyonu

z_j : Gizli katmanda j. nöronun çıkışı

W_{ij} : Gizli ve giriş katmanı nöronları arasındaki ağırlıklar

b_j : Gizli katmandaki j. nöronun bias değeri

W_{ji} : Gizli ve çıkış katmanı nöronları arasındaki ağırlıklar

b_n : Çıkış katmanındaki n. nöronlar için bias değeri

$g(.)$: Gizli katmanın aktivasyon fonksiyonu

a_m : Ölçülen ivme değeri

a_n : Yapay sinir ağı çıkış ivme değeri

GYYSA : Geri Yayılım Algoritmalı Yapay Sinir Ağları

E_1 : Giriş ve gizli katmanı arasındaki hata

E_2 : Gizli ve çıkış katmanı arasındaki hata

N : İterasyon sayısı

n_H : Gizli katman sayısı

n_I : Giriş katman sayısı

n_O : Çıkış katman sayısı

REYSA : Radyal Esaslı Yapay Sinir Ağları

h_j : Transfer Fonksiyonu

r_j : j. gizli katmanın Radius vektörü

α : Momentum terimi

η : Öğrenme oranı

$[q]$: Düğüm noktalarında bilinmeyen değeler temsil eden vektör

$[F]$: Sisteme uygulanan dış yük vektörü

$[K]$: Gerilme analizi için rijitlik matrisi

$[u]$: Modal matris

Ψ : Modal Koordinatlar

λ : Modal ortogonal(dik) bir matris

$z(s)$: Mekanik empedans matrisi

$H(s)$: Sistemin transfer fonksiyonu

i	: Çevrim oranı
$w_{1,2}$	: Açısal Hız (r/s)
$n_{1,2}$	: Devir Sayısı
$d_{1,2}$	: Bölüm dairesi Çapı
P	Güç
$M_{t1,t2}$	Döndürme momenti
$F_{t1,t2}$	$F_{t1,t2}$: Teğetsel (çevresel) kuvvet
$F_{r1,r2}$	: Radyal kuvvet
$F_{a1,a2}$	: Eksenel kuvvet
α	: Kavrama açısı
m_n	: Modül
z	: Diş sayısı
β	: Helis açısı
b	: Dişli genişliği

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Kren tasarım parametreleri ve kullanılan motor ve hız parametreleri. 21
Tablo 2.2. Sinüs sonlu integral dönüşüm kuralları 37
Tablo 2.3. Laplace carson integral dönüşüm kuralları 38
Tablo 3.1. Kren çalışma şartları ve incelenen parametreler 53
Tablo 3.2. Yapay sinir ağı yapısal parametreleri 54
Tablo 3.3. RMS hata sonuçları 55
Tablo 4.1. Modal analiz model tipleri ve özellikleri 80
Tablo 4.2. Modal analiz için kullanılan malzeme özellikleri 84
Tablo 4.3. Modellerin ağ yapısını oluşturan eleman sayıları ve nod sayıları 85
Tablo 4.4. Köprü taşıyıcı, köprü, araba, yük ve halatın birlikte değerlendirildiği tüm sistem için doğal frekans sonuçları 87
Tablo 4.5. Köprü taşıyıcı, köprü, araba ve halat-kanca grubu birlikte değerlendirildiği yüksüz sistem için doğal frekans sonuçları 94
Tablo 4.6. Köprü, araba, halat, kanca ve yükten oluşan köprü taşıyıcısı olamayan kren sisteminin doğal frekansları 101
Tablo 4.7. Köprü, araba ve halatın birlikte değerlendirildiği yüksüz sistem için doğal frekans sonuçları 108
Tablo 4.8. Köprü taşıyıcı ve köprüden oluşan yapı için doğal frekanslar 115
Tablo 4.9. Köprü grubu için farklı modlarda elde edilen doğal frekans sonuçları 116
Tablo 4.10. Yapılan Harmonik analiz şartlarını gösteren parametreler 122
Tablo 5.1. Kren sisteminde temas kuvvetlerinin hesaplanması için kullanılan dinamik analiz parametreleri 144
Tablo 5.2. Araba hareket süreleri 145
Tablo 5.3. Kiriş sehim analizi çalışma şartları ve incelenen parametreler 154
Tablo 6.1. Kaldırma indirme süreleri 198
Tablo 6.2. Kaldırma dişli kutusu 1. Kademe dişli tasarım parametreleri 208
Tablo 6.3. Kaldırma dişli kutusu 2. Kademe dişli tasarım parametreleri 208
Tablo 6.4. Kaldırma dişli kutusu 3. Kademe dişli tasarım parametreleri 209
Tablo 6.5. Kullanılan dişli ve tambur malzemelerinin özellikleri 212
Tablo 6.6. Farklı kaldırma hızlarında dişli gruplarında meydana gelen maksimum statik eş değer von-misses gerilme değerleri 214

Tablo 6.7. Farklı kaldırma hızlarında dişli gruplarında meydana gelen eş değer von-misses gerilme değerleri....216
Tablo 6.8. Farklı kaldırma hızlarında moment ve yükün birlikte uygulandığında dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri..216
Tablo 6.9. Yükün bir araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri 217
Tablo 6.10. Yükün iki araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri 219
Tablo 6.11. Yükün üç araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri 220
Tablo 6.12. Yükün bir araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri 221
Tablo 6.13. Yükün iki araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri 222
Tablo 6.14. Yükün üç araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri 224

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Kren çeşitleri ve genel sınıflandırılması 5
Şekil 1.2. Kren kirişlerinde kullanılan farklı konstrüksiyon tipleri a) Dolu kesitli b) Kafes yapılı kiriş[5] 7
Şekil 1.3. Bir kirişli gezer köprülü krenin şematik genel görünümü 8
Şekil 1.4. İki kirişli köprülü kren sisteminin şematik genel görünümü 8
Şekil 2.1. Tasarlanan üç arabadan oluşan kren sisteminin katı modellenmiş görünümü 21
Şekil 2.2. Çift kiriş köprü grubunun katı modellenmiş hali 22
Şekil 2.3. Üzerinde tambur grubu araba yürütme grubu ve yük hücresinin bağlı olduğu araba modeli. 23
Şekil 2.4. Tek ağızlı kanca bloğu ve halat makara modeli 24
Şekil 2.5 Yük çerçevesi 24
Şekil 2.6. 3 arabanında aynı anda kontrol edilmesini sağlayan uzaktan kumanda. 25
Şekil 2.7. Kren sistemi kontrol panosu ve temel elemanları 26
Şekil 2.8. Tek arabalı bir kren sisteminin önden görünümü ve hareket aşamalarının gösterilişi 27
Şekil 2.9. Şematik ön yükleme dinamik model gösterilişi 30
Şekil 2.10. Şematik kaldırma dinamik model gösterilişi 33
Şekil 2.11. Şematik hareketli yük dinamik model gösterilişi 35
Şekil 3.1. (a) Köprülü krenlerde kullanılan basit mesnetli kiriş örneği (b) Basit mesnetli kiriş üzerindeki v hızı ile hareket eden dikey yönde sabit bir (F) kuvveti (c) Hareketli yük altında elemanın eşdeğer düğüm kuvvetleri. 43
Şekil 3.2. Deneysel ve yapay sinir ağı simülasyon akış diyagramı 47
Şekil 3.3. Yapay sinir ağı şematik görünümü 47
Şekil 3.4. Deneysel köprülü kren sisteminin görünümü 51
Şekil 3.5. Titreşim ve gürültü ölçüm ekipmanları (a) 5 kanallı veri toplama ünitesi (b) Tek eksenli ivmeölçer 52
Şekil 3.6. Köprülü kren kirişi üzerinde ivme ölçerlerin bağlandığı pozisyonlar 52
Şekil 3.7. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde bir arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 58

Şekil 3.8. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde iki arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 59
Şekil 3.9. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde üç arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 60
Şekil 3.10. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde bir arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 61
Şekil 3.11. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde iki arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 62
Şekil 3.12. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde üç arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 63
Şekil 3.13. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde bir arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 64
Şekil 3.14. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde iki arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 65
Şekil 3.15. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde üç arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 66
Şekil 3.16. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde bir arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu (b) REYSA sonucu. 67
Şekil 3.17. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde iki arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu (b) REYSA sonucu. 68
Şekil 3.18. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde üç arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu. 69

Şekil 4.1. Sonlu elemanlar metodu işlem akış şeması 74
Şekil 4.2. Üzerinde 3 arabanın ve yükün olduğu model için oluşturulmuş ağ yapısının görünümü. 84
Şekil 4.3. Model 1-12 ve model 25 için başlangıç ve sınır şartlarının uygulanmış görünümü. 86
Şekil 4.4. Model 13-24 ve Model 26 için başlangıç ve sınır şartlarının uygulanmış görünümü. 86
Şekil 4.5. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 3 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 1) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 88
Şekil 4.6. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 3 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 2) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 89
Şekil 4.7. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 2 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 3) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 90
Şekil 4.8. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 2 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 4) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 91
Şekil 4.9. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 1 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 5) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 92
Şekil 4.10. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 1 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model6) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 93
Şekil 4.11 Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 3 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 7) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 95
Şekil 4.12. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 3 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model8) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 96

Şekil 4.13. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 2 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 8) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 97
Şekil 4.14. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 2 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 10) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 98
Şekil 4.15. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 1 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 11) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 99
Şekil 4.16. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 1 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 12) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 100
Şekil 4.17. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 3 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 13) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 102
Şekil 4.18. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 3 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 14) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 103
Şekil 4.19. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 2 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 15) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 104
Şekil 4.20. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 2 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 16) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 105
Şekil 4.21. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde1 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 17) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 106
Şekil 4.22. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 1 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 18) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri. 107
Şekil 4.23. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 3 arabanın köprü başında olması

durumundaki krenin (Model 19) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri 109
Şekil 4.24. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 3 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 20) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri 110
Şekil 4.25. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 2 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 21) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri 111
Şekil 4.26. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 2 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 22) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri 112
Şekil 4.27. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 1 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 23) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri 113
Şekil 4.28. Kren siteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 1 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 24) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri 114
Şekil 4.29. Köprü taşıyıcı ve köprüden oluşan kren sisteminin (Model 25) ilk altı doğal frekansı için mod davranışları 115
Şekil 4.30. Köprü grubunun ilk on doğal frekansına göre mod davranışları 117
Şekil 4.31. Harmonik analiz için oluşturulmuş üzerinde 3 arabanın olduğu krenin ağ yapısının görünümü 121
Şekil 4.32. Kren sisteminin harmonik analizi için başlangıç ve sınır şartları ile uygulanan yüklemenin görünümü 122
Şekil 4.33. Arabaların köprü başında olması ve 430 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (SEM) 124
Şekil 4.34. Arabaların köprü ortasında olması ve 430 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (SEM) 124

Şekil 4.35. Arabaların köprü başında olması ve 1540 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (SEM) 125
Şekil 4.36. Arabaların köprü ortasında olması ve 1540 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (SEM) 126
Şekil 4.37. 1. kiriş üzerinde araba sayılarına göre köprü konumu ve yüklemelere göre meydana gelen frekans cevabı (SEM) 126
Şekil 4.38. 2. kiriş üzerinde araba sayılarına göre köprü konumu ve yüklemelere göre meydana gelen frekans cevabı (SEM). 127
Şekil 4.39. Arabaların köprü başında olması durumunda araba sayıları ve yükleme şartlarına göre kirişlerde meydana gelen frekans cevabı (SEM). 128
Şekil 4.40. Arabaların köprü ortasında olması durumunda araba sayıları ve yükleme şartlarına göre kirişlerde meydana gelen frekans cevabı (SEM). 128
Şekil 4.41. Deneysel kren sistemi 129
Şekil 4.42. Deneysel ölçüm sisteminin blok diyagramı. 130
Şekil 4.43. Arabaların köprü başında olması ve 430 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (Deneysel). 131
Şekil 4.44. Arabaların köprü ortasında olması ve 430 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (Deneysel) 132
Şekil 4.45. Arabaların köprü başında olması ve 1540kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (Deneysel) 132
Şekil 4.46. Arabaların köprü ortasında olması ve 1540kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (Deneysel) 133
Şekil 4.47. 1. kiriş üzerinde araba sayılarına göre köprü konumu ve yüklemelere göre meydana gelen frekans cevabı (Deneysel) 134
Şekil 4.48. 2. Kiriş üzerinde araba sayılarına göre köprü konumu ve yüklemelere göre meydana gelen frekans cevabı (Deneysel) 134
Şekil 4.49. Arabaların köprü başında olması durumunda araba sayıları ve yükleme şartlarına göre kirişlerde meydana gelen frekans cevabı (Deneysel) 135
Şekil 4.50. Arabaların köprü ortasında olması durumunda araba sayıları ve yükleme şartlarına göre kirişlerde meydana gelen frekans cevabı (Deneysel) 136
Şekil 5.1. İki adet hareketli yük etkisinde olan kirişin görünümü. 141
Şekil 5.2. Önerilen birleşik hareketli yük analizini gösteren akış diyagramı 143

Şekil 5.3. Kren sistemin ADAMS ve ANSYS'te kullanılan katı modellerden bir örnek.....144
Şekil 5.4. Araba hareket hızı profilleri.....145
Şekil 5.5. Kren sisteminin ADAMS Modeli ve kirişlerin esnek modellenmesi 146
Şekil 5.6. Bir arabalı 1540kg yükün 0.375m/s hızla taşınması esnasında dört tekerde oluşan temas kuvvetleri.....147
Şekil 5.7. Tekerlek temas kuvvetinin her bir saniye için ortalamasının değişimi.....148
Şekil 5.8. Hareketli toplam yükün kren kirişleri üzerinde görünümü.....148
Şekil 5.9. Tekerlek ve ray temas kuvvetinin kiriş üzerine zamana bağlı olarak uygulanması 149
Şekil 5.10. Deneysel kren sistemi ve LVTD Sensörlerinin bağlantı görünümü 150
Şekil 5.11. Deneysel sehim ölçüm sisteminin blok diyagramı. 151
Şekil 5.12. Sehim ölçme ekipmanları (a) LVDT sensör (b) Veri toplama ünitesi.....152
Şekil 5.13. LVDT sensor yazılım ara yüz görüntüleri a) sensörlerin yazılım bağlantılarının yapıldığı ara yüz b) sensörlerin kalibrasyon yapıldığı ve kaydetme ayarlarının yapıldığı ara yüz c) verilerin anlık olarak değişimini gösteren ara yüz 153
Şekil 5.14. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydan gelen sehim değişimi (Deneysel).....155
Şekil 5.15. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydan gelen sehim değişimi (Nümerik). 156
Şekil 5.16. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel).....157
Şekil 5.17. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik). 157
Şekil 5.18. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel).....158
Şekil 5.19. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik). 159
Şekil 5.20. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel).....160
Şekil 5.21. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik). 160

Şekil 5.22. Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel). 161
Şekil 5.23. Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik). 162
Şekil 5.24. Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel). 163
Şekil 5.25. Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik) 163
Şekil 5.26. Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel). 164
Şekil 5.27. Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik). 165
Şekil 5.28. Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel). 166
Şekil 5.29. Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik). 166
Şekil 5.30. Araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 1. kirişte meydana gelen sehim değişimi. 167
Şekil 5.31. Araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 2. Kirişte meydana gelen sehim değişimi. 168
Şekil 5.32. Araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 1. kirişte meydana gelen sehim değişimi. 169
Şekil 5.33. Araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre2. kirişte meydana gelen sehim değişimi. 169
Şekil 5.34. Araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 1. kirişte meydana gelen sehim değişimi. 170

Şekil 5.35. Araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 2. kirişte meydana gelen sehim değişimi. 171
Şekil 5.36. Araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 1. kirişte meydana gelen sehim değişimi. 172
Şekil 5.37. Araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 2. kirişte meydana gelen sehim değişimi. 172
Şekil 5.38. Taşınan yükün 430kg ve halat uzunluğunu 1m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 173
Şekil 5.39. Taşınan yükün 430kg ve halat uzunluğunun 1m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 174
Şekil 5.40. Taşınan yükün 430kg ve halat uzunluğunun 2m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 175
Şekil 5.41. Taşınan yükün 430kg ve halat uzunluğunun 2m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 2. kirişte meydana gelen sehim değişimi. 175
Şekil 5.42. Taşınan yükün 1540 kg ve halat uzunluğunun 1m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 176
Şekil 5.43. Taşınan yükün 1540 kg ve halat uzunluğunun 1m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 177
Şekil 5.44. Taşınan yükün 1540 kg ve halat uzunluğunun 2m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 178
Şekil 5.45. Taşınan yükün 1540 kg ve halat uzunluğunun 2m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 178

Şekil 5.46. Araba çalışma hızının 0.225m/s, taşınan yükün 430 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 179
Şekil 5.47. Araba çalışma hızının 0.225m/s, taşınan yükün 430 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 180
Şekil 5.48. Araba çalışma hızının 0.375m/s, taşınan yükün 430 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 181
Şekil 5.49. Araba çalışma hızının 0.375m/s, taşınan yükün 430 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 181
Şekil 5.50. Araba çalışma hızının 0.225m/s, taşınan yükün 1540 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 182
Şekil 5.51. Araba çalışma hızının 0.225m/s, taşınan yükün 1540 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 183
Şekil 5.52. Araba çalışma hızının 0.375m/s, taşınan yükün 1540 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 184
Şekil 5.53. Araba çalışma hızının 0.375m/s, taşınan yükün 1540 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi. 184
Şekil 5.54. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi. 185
Şekil 5.55. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi. 186
Şekil 5.56. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat yüksekliğinin 2m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi. 187
Şekil 5.57. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat yüksekliğinin 2m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi. 187

Şekil 5.58. Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi 188
Şekil 5.59. Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi. 189
Şekil 5.60. Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat yüksekliğinin 2m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi. 190
Şekil 5.61. Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat yüksekliğinin 2m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi. 190
Şekil 6.1. Yük hücresinin kren sistemi üzerinde bağlantı şekli ve yük hücresinin bağlantısı için tasarlanan bağlantı aparatının görünümü.....194
Şekil 6.2. Sistemde kuvvet ölçümü için kullanılan (a) SPA 600 Yük hücresi (b) Yük hücresi yükselteci ve dönüştürücüsü LCA D.....195
Şekil 6.3. Kren sistemi üzerinde kaldırma grubunda meydana gelen kuvvet ölçümü için gerçekleştirilen ölçüm sistemi blok diyagramı 196
Şekil 6.4. Bir arabalı kren sisteminde 430kg yükün farklı kaldırma hızlarında halatta meydana gelen kuvvet değişimi.....198
Şekil 6.5. Bir arabalı kren sisteminde 1540kg yükün farklı kaldırma hızlarında halatta meydana gelen kuvvet değişimi.....199
Şekil 6.6. a) İki arabalı b) Üç arabalı kren sisteminde arabaların konumu ve yükün bağlantı şekillerinin görünümü 200
Şekil 6.7. İki arabalı kren sisteminde 430kg yükün farklı kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi.....200
Şekil 6.8. İki arabalı kren sisteminde 1540kg yükün farklı kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi 201
Şekil 6.9. Üç arabalı kren sisteminde 430kg yükün 2m/dak kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi 202
Şekil 6.10. Üç arabalı kren sisteminde 430kg yükün 3.6m/dak kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi 203
Şekil 6.11. Üç arabalı kren sisteminde 1540kg yükün 2m/dak kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi 204
Şekil 6.12. Üç arabalı kren sisteminde 1540kg yükün 3.6m/dak kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi 205
Şekil 6.13. Helisel dişlide meydana gelen kuvvetler 207

Şekil 6.14. Birinci kademe dişli çifti katı modeli.....208
Şekil 6.15. İkinci kademe dişli çifti katı modeli 209
Şekil 6.16. Üçüncü kademe dişli çifti katı modeli 209
Şekil 6.17. Kaldırmada kullanılan tüm bileşenlerle arabanın görünümü.....210
Şekil 6.18. Kaldırma grubunda kullanılan motor ve dişli kutusunun görünümü.....211
Şekil 6.19. Tambur halat ve dişlilerden oluşan kaldırma grubu 211
Şekil 6.20. Yükleme ve sınır şartlarının görünümü (a)Moment uygulandığında(b)Kuvvet uygulandığında (c)Moment ve kuvvet uygulandığında 213
Şekil 6.21. Kaldırma grubu elemanlara bölünmüş görünümü 213
Şekil 6.22. Eş değer von-misses gerilme dağılımı görünümleri a) 1. dişli grubu b) 2.dişli grubu c) 3. dişli grubu 215
Şekil 6.23. Bir araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi 218
Şekil 6.24. İki araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi 219
Şekil 6.25. Üç araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi 220
Şekil 6.26. Bir araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi 221
Şekil 6.27. İki araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi 222
Şekil 6.28. Üç araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi 223

GİRİŞ

Taşıma, amaca uygun olarak, malzemelerin bir konumdan diğerine hareketi, istenilen konuma uygun olarak yerleştirilmesi ve o konumda tutulması işlemlerinin kontrollü olarak gerçekleştirilmesi işlemidir. Krenler, inşaat sektöründen denizcilik sektörüne kadar birçok endüstriyel işletmelerde, limanlarda, depolarda, tarımsal işletmelerde günümüzün bir gereği olarak ağır yüklerin taşınmasında oldukça sık kullanılan ve yüklerin sürekli değiştiği bu sektörler için taşıma, indirme ve kaldırma makineleridir. Endüstriyel süreçlerde krenler verimliliği artırmanın yanı sıra üretim maliyetlerinin düşmesine, iş güvenliğinin artmasına belirli oranda katkı sağlamaktadır. Bundan dolayı farklı amaçlara hizmet eden ve yapısal özellikleri birbirinden farklı taşıyıcı sistemlerden yararlanılmaktadır. Aynı zamanda gelişen teknolojiye uygun olarak tasarım şekillerinin ve uygulama şeklinin de değişimi kaçınılmaz hale gelmiştir. Günümüzdeki krenler genellikle düşük hızlarda çalışmalarından dolayı dinamik etkiler ihmal edilerek, statik etkiler dikkate alınarak tasarımı yapılmaktadır. Bununla birlikte artan teknoloji ile üretim hızları artmış ve ürünlerin bir yerden bir yere taşınması için hızlı hareket eden krenlere olan ihtiyaç giderek artış göstermiştir. Kren kirişlerinin dinamik davranışı hakkında detaylı çalışmanın az olması ve yukarıda belirtilen sebeplerden dolayı kirişe etki eden dinamik etkilerin araştırılıp bu etkilere karşı dinamik davranışının belirlenmesi önemlidir. Ayrıca kren sistemlerinde yükün taşınması esnasında yükün salınımları da kren üzerinde önemli dinamik etkilere sebep olmaktadır. Bu nedenle krenlerde yük salınımının kontrol edilmesi önemli diğer bir dinamik problemdir. Şimdiye kadar yapılan çalışmalarda bu konu hakkında tek arabalı kren sistemleri için analizler mevcut iken üzerinde birçok arabanın olduğu kren sistemleri için yeterli araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmamıştır. Ayrıca bu konu hakkında deneysel çalışmalar yeteri kadar olmayıp, çoklu arabaların bulunduğu kren sistemlerinin salınım kontrolü için de literatürdeki çalışmalar oldukça azdır.

Bu tez çalışmasında; farklı şartlardaki (kaldırma ve arabaların hareketli olması) kren sisteminin dinamik analizi üzerine deneysel çalışma yapılmıştır. Ayrıca bu çalışmada yükün salınım analizi gerçekleştirilerek kren sistemlerinde taşınan yüklerin güvenli ve emniyetli bir şekilde taşınması için gerekli çalışmalar yapılmıştır. Farklı kullanım yerlerine göre özel şekilde tasarlanmış ve üretilmiş olan krenlerin farklı yükleme şartlarına göre titreşim analizi hem simülasyon ortamında hem de deneysel olarak yapılarak krenlerin daha emniyetli ve güvenilir bir şekilde tasarlanması amacıyla bazı veriler elde edilmiştir.

Kren sisteminin analitik çözümlerinde sadece tek kirişler için çözümler bulunmaktadır. Bu çözümlerde ise genellikle yükün sabit olduğu şartlar dikkate alınmıştır. Yükün taşınması esnasında kirişin esnek olarak davranması, yükle araba arasındaki halatın yay gibi davranması ve yükün salınımından dolayı meydana gelen tüm dinamik etkilerden dolayı gelişi güzel ve sürekli değişen bir yükleme söz konusudur. Yapılan literatür araştırmalarında, kren sistemlerinin dinamik analizi konusunda tüm sistemin aynı anda dikkate alındığı ve sistemin esnek olarak modellenerek dinamik analizlerinin yapıldığı duruma yönelik çalışma bulunamamıştır. Ayrıca yapılan çalışmalar incelendiğinde deneysel olarak kren sistemleri üzerinde bir ve birden fazla arabanın olduğu durumlardaki dinamik analiz çalışmalarına da rastlanmamıştır. Bu nedenle bu tez çalışmasında üzerinde bir veya birden çok arabanın olduğu kren sistemlerinin dinamik analizi için kren sistemi üzerine etki eden toplam etkileri hesaplayabilmek amacıyla ADAMS View programı kullanılmış, kiriş üzerine tüm bu etkileri içeren toplam temas kuvvetleri elde edilmiştir. Elde edilen değişken hareketli yüklerin uygulanması için de ANSYS programı kullanılarak nümerik çözüm gerçekleştirilmiştir. Bu ortak simülasyonun etkinliğini araştırmak amacıyla aynı şartlar altında deneysel çalışmalar yapılarak önerilen dinamik analiz yönteminin etkinliği araştırılmıştır. Bununla birlikte kren sisteminin kararlılığının tespit edilebilmesi amacıyla krenin kaldırma esnasında karalılık cevap analizleri hem sonlu elemanlar metodu hem de deneysel olarak incelenmiş ve bu çalışmada ayrı bir bölüm olarak verilmiştir. Yine bu çalışmada kren sisteminin yükün kaldırılması esnasında halata etkiyen kuvvetlerin değişimini tespit etmek amacıyla farklı şartlar altında deneyler gerçekleştirilmiştir. Yük hücresi yardımı ile elde edilen bu dinamik değişim kuvvetleri kren sistemi kaldırma grubunda uygulanarak kaldırma grubu tambur ve redüktör dişli sistemi üzerinde meydana gelen etkiler incelenmiştir.

Bu tez çalışmasında gerçekleştirilen çalışma ve aşamaları bölümler halinde aşağıdaki şekilde verilmiştir.

Birinci bölümde, tez çalışması hakkında genel bilgiler ve ayrıca konu ile ilgili literatür özeti verilmiştir.

İkinci bölümde, endüstride kullanılan kren sistemleri hakkında bilgiler verilerek yapılan çalışmanın teorik alt yapısı sunulmuştur.

Üçüncü bölümde kren sisteminin titreşim analizi hem deneysel hem de YSA kullanılarak gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

Yine deneysel sistem üzerinden frekans cevap analizleri elde edilmiştir. Sistemin aynı zamanda sonlu elemanlar yöntemi ile kararlılık (harmonik) analizi gerçekleştirilmiştir. Sistemin kararlılık analizi ile ilgili bu çalışma da dördüncü bölümde sunulmuştur.

Beşinci bölümde, yükün hareket ettiği durum için karma simülasyon çalışması ve deneysel olarak analizi gerçekleştirilmiş, simülasyon çalışmasının etkinliği araştırılmıştır ve sonuçlar irdelenmiştir.

Altıncı bölümde ise kren sisteminin üzerinde kullanılan kaldırma grubunun üzerine etki eden dinamik etkiler deneysel olarak elde edilmiş ve elde edilen sonuçlar Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) kullanılarak kaldırma grubu dinamik analizi gerçekleştirilmiştir.

Yedinci ve son bölümde, tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçların genel bir değerlendirilmesi yapılarak, bundan sonra yapılabilecek çalışmalar için bazı öneriler verilmiştir.

1.BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

1.1.Giriş

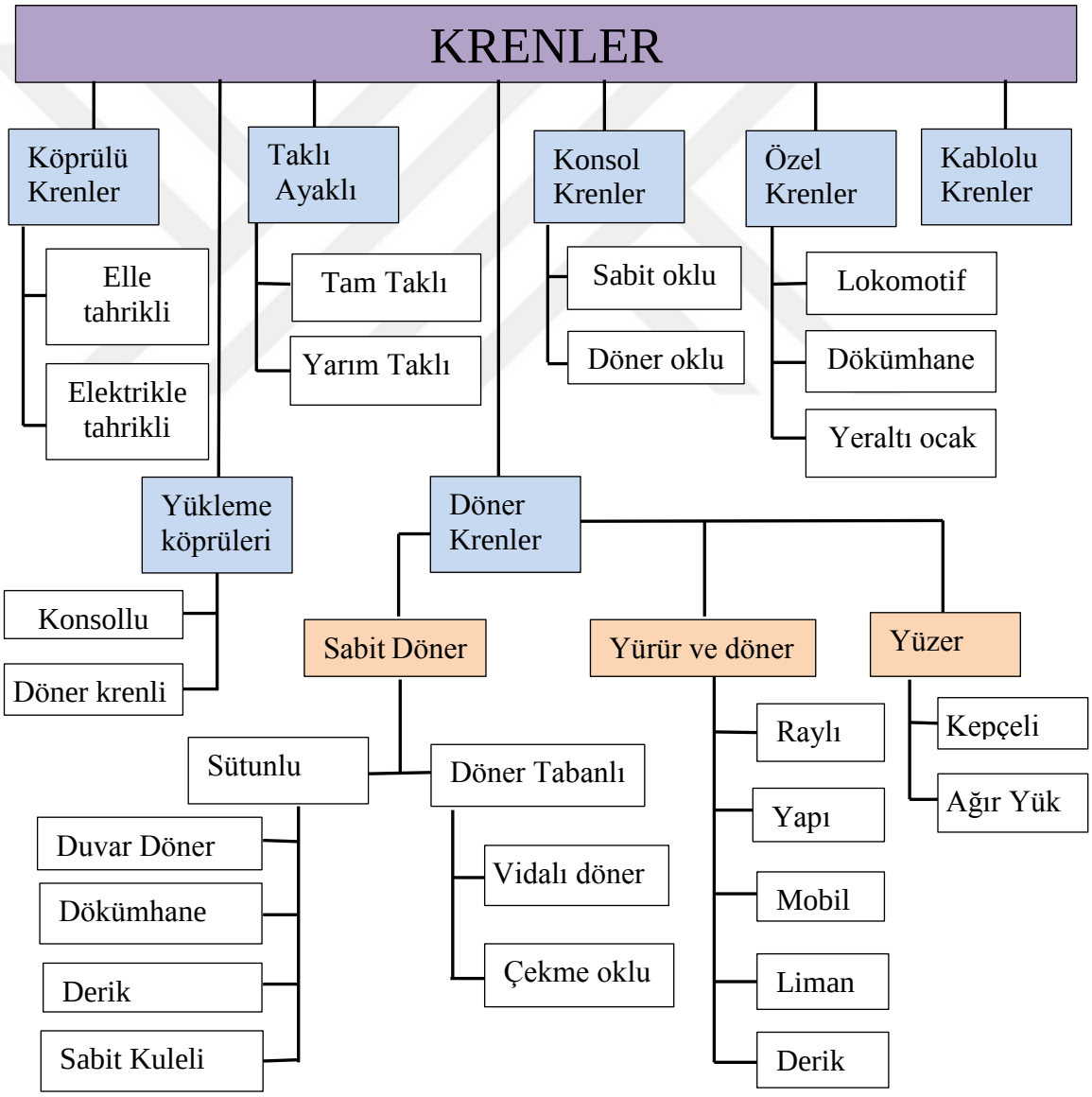
Günümüz endüstrisinde ham, yarı mamul ve mamul olarak üretilen malların taşınması ve depolanması önem arz eden faaliyetlerin başında gelir. Taşınacak olan malların yer değiştirmesi işletme içerisinde olabildiği gibi farklı işletmeler, şehirler arasında veya ülkeler arasında da gerçekleştirilebilir. Taşıma olarak isimlendirilen bu faaliyetler iki gruba ayrılabilir.

- Dış taşıma (birim dışı taşıma)
- İç taşıma (birim içi taşıma)

Dış taşıma kara, deniz ve hava taşıtları ile gerçekleştirilen bir faaliyettir. Dış taşıma araçlarında ürünlerin yüklenmesi ve boşaltılması için kaldırma makinelerine ihtiyaç duyulmaktadır. Ürünlerin hem kaldırılması ve boşaltılması hem de bir yerden bir yere taşınması işlemlerinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. İç taşıma olarak gerçekleşen bu faaliyetlerde kullanılan bu tür sistemlere kaldırma ve taşıma makineleri isimleri verilmektedir. Burada taşıma ve kaldırma makinelerini birbirinden ayıran en önemli özellikler kesikli ve sürekli çalışma şekilleridir. Kaldırma makineleri genellikle aralıklı olarak çalışır ve hareket şekli periyodiktir. Kaldırma makinelerine kriko, palanga ve vinç gibi yapılar örnek olarak verilebilir.

Dilimize İngilizce ‘‘Crane’’ ve Almanca ‘‘Kran’’ kelimelerinden gecen krenler ise yüklerin kaldırılıp indirilmesinin yanında yükün kaldırıldıktan sonra yatay olarak hareket edebilecek şekilde imkân sağlayan kaldırma makineleridir [1]. Bu tip kaldırma makineleri yükün kaldırılması ve iki yönde de hareket edebilmesi sayesinde 3 eksen doğrultusunda

hareket edebilme özelliklerinden dolayı endüstride birçok sektörde en çok tercih edilen etkili ve çok faydalı kaldırma makineleridir. Kren çeşitleri kullanım alanları ve yapısal özelliklerine göre gezer krenler, konsol veya duvar krenleri, ayaklı krenler, kule krenleri, tırmanan krenler, döner krenler, yüzer krenler, araç krenleri, döner diskli krenler şeklinde sıralanabilir[2]. Endüstride üretilen ürünlerin boyutları, cinsi, ağırlıkları vb. gibi birçok özelliklerinin değişmesinden dolayı, taşıma mesafesi ve inşa edildiği ortamlara göre sınıflandırılma yapılaması güçtür. Krenlerin genel olarak sınıflandırılması[3] aşağıda Şekil 1.1'de verilmiştir.



Şekil 1.1. Kren çeşitleri ve genel sınıflandırılması

1.2.Gezer Köprülü Krenler

Krenler DIN 15001'e göre bir taşıma elemanına (genellikle halata) asılı olan yükü kaldıran ve çeşitli yönlerde hareket ettiren kaldırma ve taşıma makineleridir. Kren çeşitleri arasında köprülü krenler, portal krenler, döner krenler ve kablolu krenler sayılabilir [4]. Burada, yukarıda belirtilen kren sistemlerinden bu çalışmada analizi yapılan köprülü krenler ekonomik olarak en çok tercih edilen kren sistemlerinden biridir.

Köprülü krenler, fabrikalarda genellikle tavana yerleştirilmiş yerden yüksekte bulunan üzerinde ray olan iki kren yolu arasında hareket eden bir köprü (kiriş) yapısından ibarettir. Bu nedenle köprülü krenler askı tip kren, tavan vinci gibi bazı isimlerle de isimlendirilmektedir.

Kren sistemi genellikle üç gruptan oluşur. Bunlar; araba yürütme grubu, köprü yürütme grubu ve indirme kaldırma grubu olarak sıralanabilir. Bu gruplar senkronize çalışabildiği gibi, indirme–kaldırma grubu, araba grubu ve köprü grubu gibi farklı sıra ile de çalıştırılabilmektedirler. İlk çalışma şekli birçok dezavantaja sahiptir. Bunlara örnek olarak, ataletten kaynaklanan dinamik dengesizlik ve taşınan ürünün salınım hareketinden dolayı kontrol edilmeyen salınım açısı verilebilir. Bunun yanında kren sisteminde birbiriyle temas halinde çalışan mekanik elemanların sürtünme etkisi ve malzeme esnekliğinin değişiminden kaynaklanan arızalar meydana gelmektedir. Diğer taraftan üretim araç ve gereçlerinin uygunsuzluğu periyodik bakımın yaptırılmadan kren sisteminin hala çalışır olması gibi olumsuz koşullar nedeniyle, pozisyonun, hızın ve titreşimin daha iyi kontrol edildiği üniversal yapıda adaptif kren sistemleri, iş sağlığı ve güvenliği açısından büyük önem arz etmektedir.

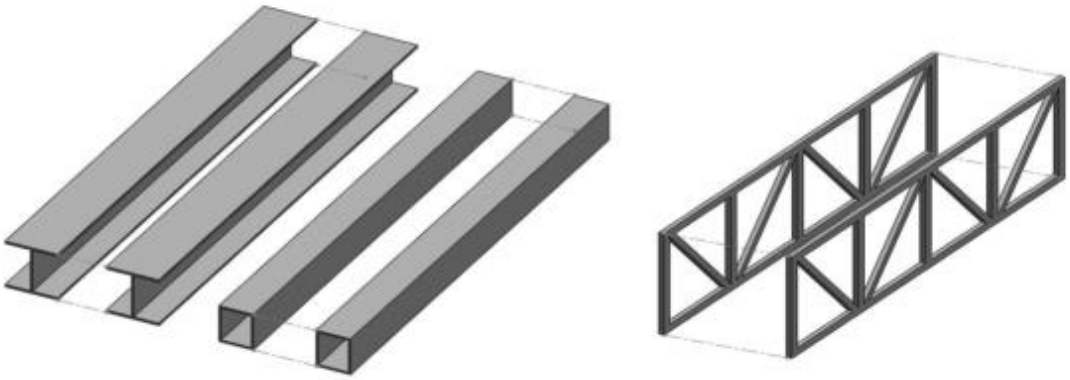
Gezer köprülü krenlerde kaldırma grubu araba yürütme mekanizması ve köprü yürütme mekanizmalarında işletmeye her an hazır olması nedeni ile elektrik motorları tahrik elemanı olarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte kaldırma kapasitesine göre tambur, redüktör, halat, tekerlek gibi yapılar işletme şartlarına ve kullanım hızlarına göre tasarımı yapılaması gereken kısımlardır. Krenin temel yapı elamanları olan bu parçaların tasarımı için standart eleman seçimleri ile imalat süreleri ve maliyetleri büyük oranda azaltılmaktadır. Kren tasarımları genellikle yukarıda belirtilen standart elemanların kullanılması ile kren sistemini meydana getiren kanca grubu, tahrik motor ve redüktör grubu, halat ve tambur grubu, tekerlek ve raylar gibi alt gruplar oluşturularak

gerçekleştirilir. Daha sonra bu alt grupların birleştirilmesi ile nihai kren sistemi elde edilir.

Bununla birlikte işletmelerin şartlarına göre yine köprü kren kirişleri de ayrı tasarımı yapılması gereken bir diğer kısımdır.

Buradaki kiriş konstrüksiyonu genellikle kutu şeklinde farklı boyutlardaki ve kalınlıklardaki sac levhaların kaynakla birleşmesinden meydana gelmektedir. Bununla birlikte dolu kesitli veya kafes yapılı kirşlerde farklı işletme şartlarına göre tercih edilebilmektedir[5]. Farklı yapılardaki kiriş konstrüksiyon şekilleri aşağıdaki gibi verilebilir.

a) (b)



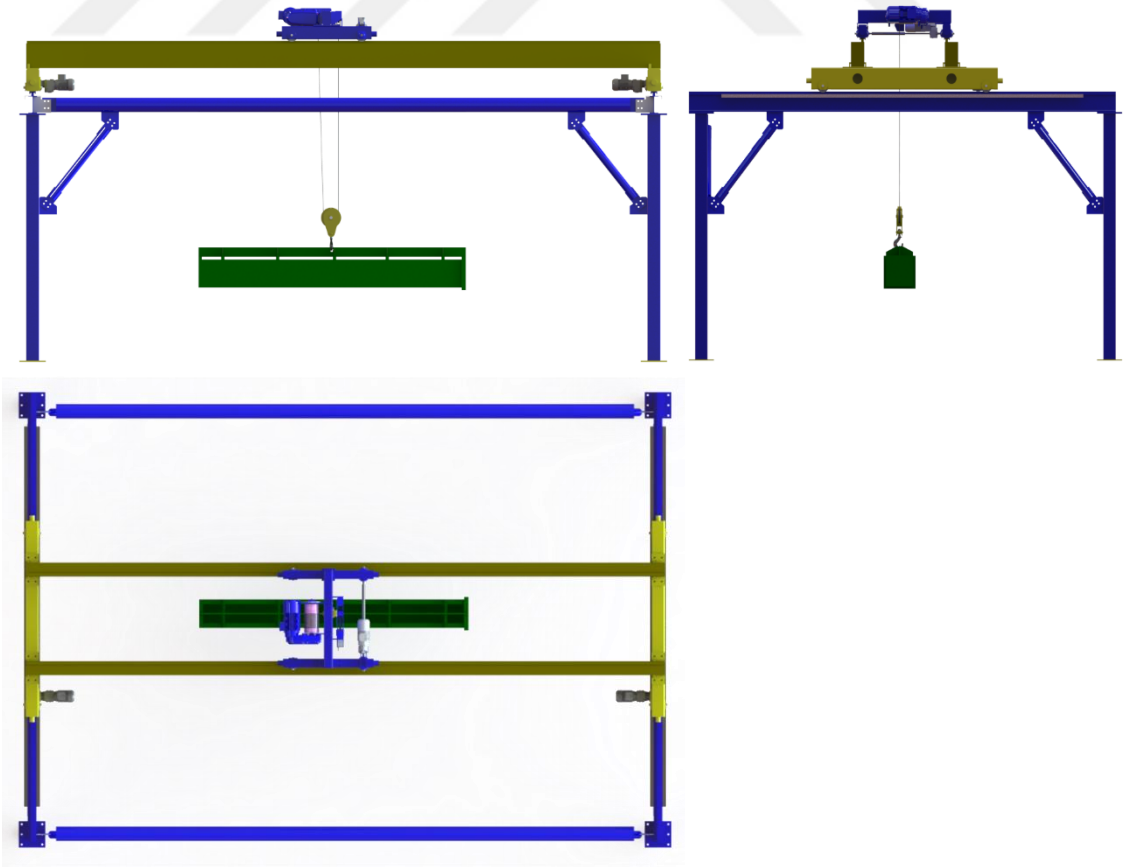
Şekil 1.2. Kren kirişlerinde kullanılan farklı konstrüksiyon tipleri a) Dolu kesitli b) Kafes yapılı kiriş[5]

Gezer köprülü krenlerin önemli avantajlarından birisi de işletmelerde yerdeki kullanım sahasının üzerinde olmasından dolayı kullanım alanın üzerinde çalışarak yer kaybına neden olmamasıdır. Gezer köprülü krenlerin, üzerindeki kiriş sayılarına göre tek kirişli köprülü kren ve çift kirişli köprülü kren olmak üzere iki çeşidi bulunmaktadır.

Tek kirişli köprülü krenlerde küçük açıklıklarda I profil tercih edilirken daha büyük açıklıklar için kutu profil yapıları tercih edilmektedir. Aşağıdaki Şekil 1.3'te tek kirişli olarak kullanılan köprülü bir kren örneği verilmiştir.

Çift kirişli gezer köprülü kren bir örneği aşağıdaki Şekil 1.4'te verilmiş ve burada arabanın tekerleri iki kirişe temas edecek şekilde üzerinde çift kiriş bulunmaktadır.

*Şekil 1.3.*Bir kirişli gezer köprülü krenin şematik genel görünümü



*Şekil 1.4.*İki kirişli köprülü kren sisteminin şematik genel görünümü

Köprülü krenlerin en önemli karakteristik özellikleri; kaldırılacak ve taşınacak olan yükün maksimum değeri ve köprü kirişlerinin kiriş yürütme yolları arasındaki mesafe (köprü açıklığı) ile ifade edilmektedir. Çift kirişli köprülü krenler genellikle yüksek kaldırma kapasitesine ihtiyaç olan yerlerde daha çok tercih edilmektedir. Krenlerin tasarımında önemli olan diğer parametreler ise işletmenin durumuna göre aşağıdaki etmenler de dikkate alınarak gerçekleştirilmektedir. Bu parametreler krenin dinamiğine ayrı ayrı etkisi olan parametrelerdir ve şu şekilde sıralanabilir;

- Kaldırma hızı
- Araba hızı
- Köprü hızı
- Kaldırma yüksekliği
- Köprünün hareket aralığı

Bu tez konusunda askı tip kren sistemlerinin dinamik etkilere karşı davranışı üzerinde yoğunlaşıldığı için diğer kren çeşitleri hakkında detaylı bilgilere değinilmemiştir.

1.3. Literatür Araştırması

Mühendislik sistemlerinde sisteme etki eden yüklerin zamanla değiştiği durumlarda sistem üzerinde konumlarının da değişmesinden dolayı sistemler dinamik zorlanmaya maruz kalmaktadırlar. Sisteme etki eden bu tip yüklemelerde, yükün konumu ve genliklerinde değişimlerden dolayı değişen şartlara göre sistemde dinamik bir tepki oluşmaktadır. Kren sistemlerinde etki eden dinamik etkilerden bir tanesin de yükün hareketli olduğu durumla beraber yükün kaldırılması ve indirilmesi esnasında da meydana gelmektedir. Kren sistemi dinamiği, günümüze kadar birçok araştırmacı tarafından teorik ve deneysel çalışmalarla incelenmiştir ve bu konu ile alakalı yapılan çalışmalar aşağıdaki gibi sunulmuştur;

Kren kirişleri üzerinde teorik olarak en kapsamlı çalışmayı kren üzerinde hareket eden yüklerin etkisi ile yapı ve katıların titreşimi üzerinde incelemelerle Fryba tarafından gerçekleştirilmiştir [6].

Mercan yapmış olduğu çalışmada köprülü krenlerdeki köprü üzerinde meydana gelen gerilme dağılımını bir kirişi dikkate alarak numerik ve deneysel olarak incelemiştir Buradaki çalışmasında yükün sabit olarak uygulandığı köprü başında veya ortasında

kaldırılması durumunda meydana gelen gerilmeleri incelemiştir. Ayrıca bu çalışmada köprü başlarının yapısal olarak açılı veya düz olması durumunda meydana gelen gerilme değişimleri de incelemiştir.[7].

Çorbacı, köprülü kren tasarımını CAD programı vasıtasıyla köprülü kreni meydana getiren yapıların boyutsal tasarımını sağlayabilmek için bilgisayar programlama dili kullanmıştır. CAD programı ile beraber çalışan ve tasarımı kısa sürede tamamlayabilecek, kren tasarımında dikkate alınan katalog, standart ve farklı referansların tasarıma dahil edilebildiği bir program geliştirmiştir [8].

Hügül, hareketli tekil bir yükün kiriş ve kafes yapının üzerine etki etmesi durumunda sistemin dinamik davranışı üzerine sonlu elemanlar yöntemini ve aynı zamanda Newmark nümerik integrasyon yöntemini kullanarak mühendislik yapılarının titreşim analizi üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir [9]. Özkan tarafından yapılmış bir diğer çalışmada kafes kirişli krenin sonlu elamanlar yöntemi yardımı ile bağlantı noktalarında meydana gelen gerilmeler incelenmiştir [10].

Kara, köprülü krenler için I profile sahip cam takviyeli plastik (CTP) kompozit malzemelerin köprü kirişi olarak kullanılabilirliğini araştırmıştır. Bu çalışmada iki farklı geometrik profile sahip CTP profilinin dinamik davranışının farklı yükler altında deneysel ve nümerik olarak incelemiş ve bu tür malzemelerin köprü kirişi olarak bazı şartlarda kullanılabilirliğini ortaya koymuştur [11]. Bacaksız tarafından gerçekleştirilen bir diğer çalışmada CTP malzemelerinin kafes yapılı köprü kirişi olarak tasarımı gerçekleştirilmiş, bu tür çerçevelerde meydana gelen statik ve dinamik etkileri deneysel ve nümerik olarak incelenmiş ve bu tür malzemelerinde ana ve baş kiriş olarak kullanılabileceği gösterilmiştir[12].

Artan teknoloji ve bilgisayar sistemlerindeki gelişmelerle bilgisayarların hızlı işlem kapasitesi sayesinde birçok mühendislik problemi sonlu elamanlar yöntemi ile kolaylıkla çözülebilmektedir. Sonlu elamanlar yönteminin etkin çözümler gerçekleştirebilmesinden dolayı Akgün tarafından 2 x400 tonluk portal krenin tasarımı ve sonlu elamanlar yöntemi ile analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada portal kren üzerindeki ana kiriş kutu profil olarak tasarlanmıştır ve krenin üzerinde meydana gelen sehim hem analitik hem de sayısal olarak hesaplanarak karşılaştırılmıştır [13]. 2x400 tonlu krenin tasarım ve analizi konusunda benzer bir çalışma da kren ana kirişi kafes

yapı olarak tasarlanmış ve kiriş üzerinde meydana gelen gerilme değerleri hem analitik hem de sonlu elamanlar yöntemi ile analiz edilmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır[14]. Şahin tarafından 2x400 ton kapasiteli portal krenin düzlem titreşim analizi hem matematiksel hem de sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçları karşılaştırmıştır [15]. Erken tarafından portal bir krenin ana kirişi olarak kafes sistemli kirişin tasarımı ve analizi için DIN normu ve Abaqus/CAE paket programı ile sonlu elamalar analizi yapılarak kiriş üzerinde meydana gelen sehim ve gerilmeler incelenmiştir[16].

Kren sistemlerinde portal krenlerle oklu döner krenlerin karışımı olan krenlere JIB krenler ismi verilmektedir. Bu konu hakkında JIB kreni oluşturan parçalar bilgisayar destekli tasarım programı olan AUTOCAD ile modellenmiş ve üzerine etkiyen yüklerin etkilerini inceleyebilmek amacıyla ABAQUS programı kullanılmıştır [17]. Taşdemir tarafından DIN normlarına göre tasarımı yapılmış bir krenin ANSYS sonlu elamanlar paket programında sınır şartları ve dış yükler tanımlanarak analizi yapılmıştır. JIB kren gibi benzer teknik yapıların tasarım ve geliştirilmesinde maliyet açısından optimum tasarıma ulaşabilmek için en pratik ve güvenilir yolun SEM metodu olduğunu göstermiştir [18]. Yine bir diğer çalışmada JİB krenin tasarımı ve analizi konusunda API standartları dikkate alınarak imal edilmiş bir portal krenin üzerinden deneysel ve sonlu elamanlar analizi gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılarak SEM metodundan elde edilen sonuçların deneysel verilere oldukça yaklaşıldığı tespit edilmiştir[3].

Karamolla, kule vinçlerde değişken yüklere karşı oluşan titretişim ve deplasman analizi için sonlu elamanlar yöntemini kullanmıştır ve kule vinçi oluşturun çubuk elamanların düğüm noktalarındaki yer değiştirmeleri ve sistemin bütünü içinde doğal frekanslara karşı gelen modal analizini gerçekleştirmiştir[19]. Şahin tarafından da kule bir vincin tasarımı gerçekleştirilmiş ve kren üzerinde meydana gelen etkiler hem analitik hem de sonlu elamanlar yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Bununla birlikte tasarımı gerçekleştirilen kule vinçin dinamik analizleri için Simmechanics kullanılmıştır. Salınım açısına halat uzunluğu, araba ağırlığı ve yükün oluşturduğu etkiler incelenmiştir[20].

Esen, köprülü kren kirişler üzerinde yükün hareketi esnasında meydana getirdiği dinamik davranışları incelemiştir. Bu nedenle kutu profile sahip çift kirişli köprü analizi

için SAP2000 programını kullanmış ve kaldırılacak yükün miktarı ve araba hızının dikkate alındığı kiriş hesaplamalarının daha emniyetli olacağını göstermiştir [21, 22].

Gül, tez çalışmasında kren kirişlerinin zarar görmesine neden olabilecek aşırı yükleme, aşırı ısı ve tasarım hataları gibi etkileri dikkate alarak kren sistemlerinde yorulmaya bağlı hasarları incelemiştir. Kren sisteminde yapılan güçlendirme sonrası sonlu elamanlar programı vasıtasıyla güçlendirme öncesi ve sonrası statik, termal ve yorulama analizleri gerçekleştirmiştir [23]. Korkamaz krenlerin kullanıldığı sanayi yapılarında depreme dayanıklı tasarımın gerçekleştirilmesi amacıyla örnek bir krenin sismik tasarımı üzerine çalışmalar yapmıştır [24]. Yine depremde kren sistemlerinin zarar görmesini önlemek amacı ile Azeloğlu tarafından çok serbestlik dereceli bir kren sisteminin deprem etkisi altındaki dinamik davranışını modelleyen bir matematiksel model geliştirilmiştir. Kren yapısında oluşan titreşimlerin azaltılması için aktif kontrol yöntemleri ile çalışmalar yapmıştır [25].

Low tarafından yapılan çalışmada çoklu kütle taşıyan kirişler için öz fonksiyonlar kullanılarak titreşim analizi yapılmış, polinom yaklaşımlı mod analizi hem analitik hem de deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Karşılaştırma sonuçları önerilen modeller için geçerli sonuçlar vermiştir [26].

Low bir diğer çalışmasında ise Euler Bernoilli kirişinin yoğunlaşmış kütle ve herhangi bir noktasındaki kütle taşıması durumunda doğal frekanslarının karşılaştırma çalışması yapmıştır [27].

Cha, yapmış olduğu çalışmalarda farklı noktalarda toplu kütle taşıyan lineer elastik yapıların serbest titreşimleri ile alakalı yaygın olarak kullanılan analiz yaklaşımlarının sınıflandırılması, yaklaşık ve tam analizler hakkında çalışmaları genelleyerek özetlemiştir (örneğin Lagrange yaklaşımı, Dinamik Green fonksiyon yaklaşımı, Laplace transformu, analitik ve nümerik çözüm metotları) [28] [29] [30].

Gürgöze tarafından yapılan bir çalışmada kiriş boyunca birkaç yay ve kütle sistemi eklenmiş Euler Bernoilli kirişinin frekans denklemi için alternatif formülasyon geliştirilmiş [31]ve yine Gürgöze v. Erol tarafından yapılan diğer bir çalışmada viskoz sönüm ve yaydan oluşan sistemin eklenmesi durumunda kirişin titreşim analizini incelemişlerdir [32].

Oguamanamand ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada; basit mafsallınmış düzgün Euler-Bernoulli kirişi ve yükten oluşan bir kren modellenmiştir. Kren taşıyıcısı ve yük bağlantısı kütlesiz bir çubukla asılmış olarak modellenmiştir, yerçekimi kuvvetine maruz ve kiriş doğrultusu boyunca hareket edecek şekilde sınır şartları belirlenmiştir. Hamilton prensibi kullanılarak kren hareketi için iki çift integro-diferansiyel denklem türetilmiştir. Kiriş-kren sistemi için titreşimlerin doğal frekansları tespit edilmiş ve her bir durum için analitik frekans denklemleri türetilmiştir. Nümerik çalışmalar araba yürüme hızına, faydalı yük kütlesine, araba kütlesine, asılı faydalı yük boyuna bağlı olarak yapılmıştır. araba ataletinden dolayı kiriş üzerindeki maksimum çökme yüksek hızlarda kiriş sonunda, yavaş hızlarda ise kiriş ortasında meydana geldiği tespit edilmiştir [33, 34].

Wu ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada; hareketli yükler altındaki yapıların dinamik davranışları analitik yöntemlerle ve sonlu elemanlar metoduyla incelenmiştir. Önceki çalışmalarda atalet etkileri göz önüne alınmaksızın hareketli kütleler hareket yükleri olarak kabul edilmiştir. Bu genellikle doğru bir yöntem değildir, burada atalet etkileri analiz sonuçlarını etkilemektedir. Öncelikle tekil kütlenin basit mafsallı kiriş üzerindeki hareketi modellenmiş ve bir metodoloji geliştirilmiştir. Geliştirilen metodoloji gezer köprülü portal kren sistemi üzerine uygulanmış ve deneysel olarak sistemin dinamik davranışları incelenmiştir [35].

Wu ve arkadaşları tarafından yapılan bir diğer çalışmada zamana bağlı olarak hareket eden yükler altındaki yapıların dinamik davranışlarının tespiti standart paket analiz programları ile gerçekleştirilmiştir. Öncelikle analizler tek kiriş üzerinde hareket eden tekil kütle için gerçekleştirilerek örneklendirilmiş ve daha sonra aynı metodoloji iki boyutta hareket edebilen mobil portal kren için tekrarlanmıştır [36].

Yang ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada; bir kule kren modeli ele alınırken, sistem dönebilen ve aynı zamanda hareket eden taşıyıcı ile serbest olarak mafsallanmış kiriş üzerinde sarkaç hareketi ile taşınan küresel şekilde gösterilmiş faydalı yük dikkate alınarak modellemesi yapılmıştır. Serbest mafsallanmış ve dönebilen kiriş Euler-Bernoulli kiriş teorisine göre matematiksel modeli oluşturulmuştur. Faydalı yük noktasal kütle olarak modellenerek, kütlesiz elastik kablo ile dönebilen serbest mafsallı kirişe bağlanmıştır. Hamilton prensibine göre hareket yükleri kiriş düzlemi içinde ve dışında ele alınarak hareket denklemleri çıkarılmıştır [37].

Abu Hilal, Euler Bernoulli kirişlerinin zorlanmış titreşimini Green fonksiyonlarına dayalı dinamiği üzerine çalışmalar yapmıştır[38].

Wu, 3 boyutlu portal vincin sonlu elemanlar modeli ve deneysel model analizini yaparak dinamik analizini gerçekleştirmiştir [39].

Malagaca ve arkadaşları dinamik şekil değiştirme ölçümü askı tip krene uygulamışlar ve kiriş için SEM modeli ile deneysel gerilme değerlerini karşılaştırmışlardır [40].

Liu ve arkadaşları, iki eksenli askı tip krenin adaptif kayan kipli bulanık kontrolü üzerine çalışmalar yapmışlardır [41]. Aynı şekilde gemiye dönme esaslı montajlı kren için sarkaç kontrol sistemi üzerinde çalışmalar yapılmıştır [42] .

Taşkın, yapmış olduğu çalışmada portal bir krenin tasarımı için FEM ve DIN normlarına göre kreni oluşturan bileşenlerin tasarımını gerçekleştirmiştir. Burada Kafes kirişli kren kirişi tercih ederek daha sonra bilgisayar destekli tasarım programı Autocad ve Solidworks programlarını kullanarak tasarlamış olduğu kren sisteminin katı modelini oluşturmuştur. Daha sonra sonlu elemanlar paket programı olan Abaqus ile gerileme ve sehim analizi gerçekleştirilmiş ve teorik olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırarak doğruluğunu araştırmıştır [43].

Non-lineer kren yüklerinin salınımlarının kontrolü üzerine başka bir çalışmada mekanik bir filtre konsepti geliştirilerek salınımlar kontrol edilmeye çalışılmıştır[44]. F. Ju ve arkadaşları yükün sarkaç hareketi ile tetiklenen kule vincin dinamik cevabını incelemişlerdir [45] .

Abdel Rahman ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada literatürdeki kren modellerini ve kren kontrol stratejilerini incelemiş, sonuçta krenlerle ilgili uygun model ve kontrol kriterlerini ortaya koymuşlardır [46].

Zirnic ve arkadaşları portal vinç üzerinde elastik olarak bağlanmış hareket eden bir cismin etkilerini analitik ve sonlu elamanlar yöntemi ile açıklamaya çalışmışlardır. Hareketli cismin atalet etkileri sistemin diferansiyel denklemi elde edilirken sisteme dahil edilmiş, yine aynı şekilde sistemim sönümü de dahil edilerek sistemde hızın, ivmenin ve süspansiyon karakteristiklerinin etkileri çalışılmıştır. Elde edilen sonuçların

önerilen yöntemin kren tasarımında kullanılabilir bir yaklaşım olduğunu göstermişlerdir [47].

Gasic ve arkadaşları hareketli bir yüke maruz bırakılan uç kütlesi ile esnek bir L-şekilli yapının dinamik tepkisinin yaklaşık olarak belirlenmesi için bir toplu kütle yaklaşımı üzerinde çalışmışlardır. Burada L şekilli çerçevenin üst kirişi boyunca sabit bir hızla hareket eden sabit büyüklükte bir kuvvet formundaki yük dikkate alınmıştır. Karmaşık analitik ifadelerin ve sonlu eleman formülasyonlarının önlenmesini sağlayan iki serbestlik derecesi modeli dikkate alınmıştır [48].

Ouyang hareketli yükler altında yapıların dinamik etkileri üzerine bir tarama yaparak bu konuda yapılan çalışmaları özetlemiştir. Basit mesnetli bir kirişin üzerinde hareket eden bir kütle hareketli yük problemine özgü çeşitli temel kavramlar tanıtılarak gerekli matematiksel ifadeler sunulmuştur. Okuyucuların hareketli yük problemine hızla girip anlayabilmesi amacıyla yayınlanmış bazı makalelere ve kitapların taramasını gerçekleştirmiştir. Bu çalışmayla araştırmacılar bu konuda hangi yöntemlerin mevcut olduğunu ve ne tür araştırmaların yapıldığını kolaylıkla kavrayabilirler [49].

Şimşek, fonksiyonel olarak kademelendirilmiş basit mesnetli bir kirişin Euler Bernoilli ve Timoshenko kiriş teorilerine göre titreşimini incelemiştir. Kirişin karakteristik özellikleri, iş kanununa göre kalınlık yönünde sürekli olarak değişmektedir. Hareket denklem sistemi, Lagrange denklemleri kullanılarak elde edilmiştir. Enine, eksenel sapmaları ve kiriş kesitlerinin dönüşünü gösteren deneme fonksiyonları polinom formlarında ifade edilmiştir. Desteklerin kısıtlama koşulları Lagrange çarpanları kullanılarak dikkate alınmıştır. Bu çalışmada, kayma deformasyonu, çeşitli malzeme dağılımları, hareketli kütlenin hızı, eylemsizlik, Coriolis ve hareketli kütlenin dinamik yer değiştirmeler üzerindeki merkezcil etkileri ve kiriş gerilimleri ayrıntılı olarak ele alınmıştır [50].

Kıral ve arkadaşları, farklı serileştirilmiş dizilerle bir simetrik lamine kompozit kirişin serbest ve zorlanmış titreşimlerinin deneysel analizi üzerine bir çalışma yapmışlardır. İlk deplasmanlardan kaynaklanan serbest titreşimler, iki lazer yer değiştirme sensörü tarafından kaydedilir. Farklı kat oryantasyonları için sönümleme oranları serbest titreşim tepkilerinde ardışık pikler ve karşılık gelen zarf eğrileri arasındaki oranlar kullanılarak belirlenmiştir. Kirişin sabit hız ile hareketli bir yüke dinamik tepkisi de araştırılmıştır.

Yükü oluşturmak için basınçlı hava kirişin üzerine üflenir ve yükün hareketi bir endüstriyel robot manipülatörüyle sağlanmıştır. Serbest ve hareketli yük cevapları da sonlu elemanlar yöntemi ile incelenip ,sayısal analizler için ticari sonlu elemanlar paketi ANSYS kullanılmıştır [51].

Azeloğlu ve arkadaşları, kren kirişlerinin hareketli yük altında teorik ve deneysel deformasyon analizi üzerinde çalışmışlarıdır. Burada kiriş olarak içi dolu profil dikkate alınmış ve kiriş üzerinde meydana gelen dinamik etkilerin çözümü için numerik çözüm yöntemlerinin geliştirilmesine katkı sağlamak amaçlanmıştır. Nümerik çözümle deneysel elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak kiriş modelleri için nümerik çözüm yaklaşımlarının etkinliği gösterilmeye çalışılmıştır [52].

Pesterev ve arkadaşları, üzerinde birçok hareketli salınım yapan elastik kirişlerin dinamik cevabı hakkında çalışmalar yapmış ve sistem titreşimleri üzerinde salınım yapan osilatörlerin sistemin titreşim dinamiğini daha da karmaşık hale getirdiğini göstermişlerdir [53].

Pesterev ve Bergman yine kiriş üzerinde hareketli osilatör olan sistem için yeni bir çözüm metodu geliştirmişler ve etkinliğini nümerik çözümlerle göstermişlerdir [54].

Gasic ve arkadaşları yine osilatör taşıyan farklı yay katsayıları ve farklı hızlara göre kirişin dinamik cevabı üzerine çalışmalar yaparak sistem üzerine etkilerini incelemişlerdir [55].

Kıral ve arkadaşları, bir ankastre kiriş üzerine hareketli yük olarak hava kullanmışlar ve kirişin farklı noktalarındaki dinamik yer değiştirme cevabını lazer yer değiştirme algılayıcıları ile ölçülerek deneysel bir çalışma yapmışlardır [56].

Esen, kiriş üzerinde ivmeli hareket eden bir kütlenin sonlu elemanlar yaklaşımı ile dinamik cevabının elde edilmesi üzerine çalışmalar yapmış ve metodun etkinliğini göstermiştir [57].

Zhang ve arkadaşları, uzay çatı sistemlerinin analizini ANSYS ve ADAMS programı vasıtasıyla gerçekleştirmişlerdir [58]. Yine diğer bir çalışmada yapı mühendisliğinde ANSYS ve ADAMS'ın sistem analizlerinde birlikte nasıl kullanılacağı hakkında çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmada esnek yapıların simülasyonunu gerçekleştirirken

ANSYS esnek yapıların tanımlanmasını sağlamakta, ADAMS ise ANSYS için karmaşık sınır şartlarının uygulanmasını sağlamaktadır. Böylece ADAMS ve ANSYS ara yüz işlemleri sayesinde esnek yapıların daha doğru dinamik analiz sonuçları elde edilebilmektedir [59].

Rijit elemanlı sistemlerin dinamik analizi rijit sistem kabulüne göre kolayca yapılabilmesine rağmen bu tür sistemlerde yüksek atalet momentlerinden dolayı güç ihtiyacı, çalışma emniyeti, imalat maliyeti ve hassasiyet açısından önemli dezavantajlar ortaya çıkmaktadır. Bu sebeplerle düşük atalet momentine sahip elamanlardan oluşan sistemlerin kullanılması giderek yaygınlaşmaktadır. Bu tür sistemlerin tercihi elastik sistem kabulüne göre sistem elemanların dinamik davranışlarının bilinmesini ve kontrol edilmesini zorunlu kılmaktadır. Bu konuyla alakalı son uzvu kayar mafsala sahip elastik kol olan robot manipülatörlerin dinamik modellenmesi yapılmıştır [60].

Luo ve arkadaşları, rijit ve esnek bağlantılı 3 kollu paralel robotların ADAMS ve ANSYS'e dayalı dinamik simülasyonu gerçekleştirmişlerdir [61].

Luo ve arkadaşları, bir ark kaynak robotunun rijit ve esnek bağlantılı dinamik analizini geçekleştirmişlerdir [62].

Xinggguo ve arkadaşları, esnek krank milli çok uzuvlu dinamik sistem simülasyonu hakkında çalışmalar yapmıştır [63].

Lida Zhu ve arkadaşları, bir torna tezgâhı iş milinin rijit esnek bağlantılı eş simülasyonu hakkında çalışmalar yapmışlardır [64].

Chunxia Zhu ve arkadaşları, esnek paralel robotların dinamiği üzerine simülasyon çalışmaları yapmışlardır [65].

Yıldırım ve Esim tarafından yapılan çalışmada; köprülü krenlerde üzerinde farklı araba sayılarının dikkate alındığı ve aynı yükün taşınmasında köprünün bir kiriş ve ya çift kiriş olması durumunda farklı çalışma hızlarına göre kirişin orta noktalarında meydana gelen dinamik etkileri sonlu elamanlar yöntemi kullanarak incelemişlerdir.[66].

Yukarıda kren sistemleri ile alakalı verilen literatür araştırmalarından anlaşılacağı üzere kren sistemlerinin farklı tipleri için teorik ve sayısal modellemeye dayalı olarak bazı

çalışmalar sunulmuştur. Buradaki çalışmaların çoğunda yükün sabit olarak yüklendiği durumlar dikkate alınarak çözümler gerçekleştirilmiştir. Yükün sürekli değiştiği ve hareket ettiği durumlarda, atalet etkilerinin ihmal edilmesiyle geçekleştirilen çözümler hatalı olabilmektedir. Bu tezde yapılan çalışmanın temel özgünlüğü yukarıda belirtilen atalet etkilerinin dikkate alınması olup, bu çalışmanın özgünlüğünün ve literatüre katkısının neler olduğu aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

i. Özellikle çift kirişli kren sistemi üzerinde kiriş yapısının simetrik olmasından dolayı yapılan analizler veya çözümler tek kiriş etrafında yoğunlaşmış ve simetri kabul edilerek çözümler gerçekleştirilmiştir. Ancak kiriş üzerinde genellikle kaldırma grubunun yapısal olarak simetrik olmaması, yükün bağlanması esnasında yükün yapısal özelliklerinden kaynaklı olarak ağırlık merkezinin simetrik olmamasından dolayı kren kirişleri üzerine etki eden kuvvetlerde de değişkenlik durumu olmaktadır. Bu nedenle kiriş üzerine etki eden kuvvetlerin hesaplanmamasında; ağırlık merkezi simetrik olamayan, yükün arabaya halatla bağlandığı ve beraber hareket etmesinden kaynaklanan atalet etkilerinin dikkate alınarak hesaplanması daha doğru bir yaklaşım olacaktır. Tezde bu durum dikkate alınarak çözüm gerçekleştirildiği için tez bu alanda temel bir kaynak işlevi görecektir.
ii. Krenlerin dinamik davranışlarının incelenmesinde en doğru yöntem sistemin deneysel olarak test edilmesidir. Bunun için de bir kren modeli hazırlanması ve üzerinde deneylerin laboratuvar ortamında yapılması hem test süreci bakımından hem de test ekipmanlarının pahalı olması gibi durumlardan dolayı kapsamlı ve pahalı bir süreçtir. Geliştirilen sayısal çözüm yöntemi; deneysel çalışmaları ortadan kaldırarak, sistemi kurmadan önce dinamik etkilerin neler olacağını benzetim çalışmasıyla daha kolay bir şekilde ortaya koyacaktır.
iii. Son yıllarda işletmelerde özellikle büyük ve ağır yüklerin taşınmasında ağırlık merkezi simetrik olamayan yapılarla karşılaşmak mümkündür. Örneğin beyaz eşya üretiminde kullanılan kalıpların üretilmesinde bu durumla karşılaşılabilmektedir. Bu durumlarda kalıbın taşınması esnasında zarar görmesini önlemek amacıyla salınımın azaltılması gerekmektedir. Salınımın azaltılması yükün sürekli değiştiği durumlarda sistemin dinamiğini değiştirdiğinden her durum için farklı kontrol hesaplamaları gerekecektir. Bu ise

oldukça zor ve pahalı bir yöntem olabilmektedir. Bu nedenle son yıllarda köprü üzerinde salınımı azaltabilmek amacıyla limanlarda ve bu gibi işletmelerde köprü üzerinde birden çok arabanın olduğu kren sistemleri kullanılmaya başlanmıştır. Kren üzerinde farklı araba sayılarının da olması literatürde az rastlanan bir durum olduğundan bu yönüyle de temel bir kaynak olacaktır.

iv. Bu tez çalışmasında kren sistemi üzerinde tambur, redüktör ve halat sistemi ayrı bir dinamik model olarak incelenmiştir. Normal olarak kren sistemi üzerinde salınım ve yükün sürekli değiştiği durumlarla karşılaşıldığı için kaldırma grubuna gelen dinamik etkiler deneysel olarak belirlenmiştir. Farklı çalışma hızlarında ve yüklerde yükün hareketi esnasında halata gelen değişken yükler yük hücreleri vasıtasıyla dinamik olarak ölçülmüştür. Dinamik olarak elde edilen bu kuvvetler sisteme sabit bir tork olarak değil de halat üzerinde gelen bir yük olarak uygulanmıştır. Bu yönüyle literatüre gerçekçi ve daha doğru bir analiz yöntemi sunmaktadır.

v. Gelişen teknoloji ve yazılımlar sayesinde karmaşık geometrili yapıların çözülmesi artık kolaylaşmıştır. Problemin çözümlerinde genellikle basitleştirilerek çözümler yapılmaktadır. Ya da deneyler gerçekleştirilirken belirli oranlarda küçültülmüş modeller kullanılmaktadır. Özellikle ağır ve büyük yapılar için küçültülmüş yapıdan elde edilen sonuçlar tam olarak istenilen hassasiyeti sağlamamaktadır. Buradaki çalışmanın bir diğer özelliği de gerçek ölçülerde bir kren sisteminin dikkate alınması ve gerçekleştirilen analizlerde gerçek sistemin dikkate alınmasıdır.

2. BÖLÜM

KÖPRÜLÜ KREN TASARIMI VE MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

2.1.Giriş

Kren sistemlerinin tasarımı gerçekleştirilirken sadece mekanik yapıdan oluşmayan üzerinde elektronik sistemler bulunan ve aynı zamanda yazılım ile kontrol edilebilen mekatronik yapıya sahip şekilde tasarımları gerçekleştirilmektedir. Birkaç mühendislik alanlarının uygulaması ile disiplinler arası bir yaklaşım olan mekatronik yapıya örnek olacak bir kren sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmasının bu bölümünde, çalışmada kullanılan kren sistemi üzerinde çoklu arabanın kullanıldığı mekanik, elektronik ve yazılım sistemlerinin detaylı bir açıklaması yapılacaktır.

2.2.Kren Sisteminin Katı Modellenmesi

Bu uygulamalı tez çalışmasında deneysel çalışmalar yapabilmek amacıyla çift köprülü kren sistemi tasarımı yapılmıştır. Kren sistemi kurulurken köprü taşıyıcı olmadığından dolayı laboratuvar boyutlarına göre köprü taşıyıcı sistem tasarımı da yapılmıştır. Kren sisteminin laboratuvar ortamında deneysel çalışmaların yapılabilmesi amacıyla boyutsal parametreler laboratuvarın şartlarına göre belirlenerek tasarım gerçekleştirilmiştir.

Kren tasarımları gerçekleştirilirken referans olarak kren sisteminin kaldırma kapasitesi, kaldırma yüksekliği, köprü açıklığı ve köprü hareket uzunluğu gibi tasarım parametrelerin bilinmesi gerekmektedir. Genel olarak laboratuvar şartlarında deneysel olarak kaldırılacak büyük yüklere ihtiyaç olmadığından kren kapasitesi oldukça düşük tutulmuştur. Kaldırılacak yük kapasitesi olarak 1600kg seçilmiştir. Kren sisteminin kurulacağı fiziksel şartlara göre belirlenen tasarım parametreleri, bu parametrelere göre belirlenen motor özellikleri ve çalışma hızları Tablo 2.1'de verilmiştir. Ayrıca kren

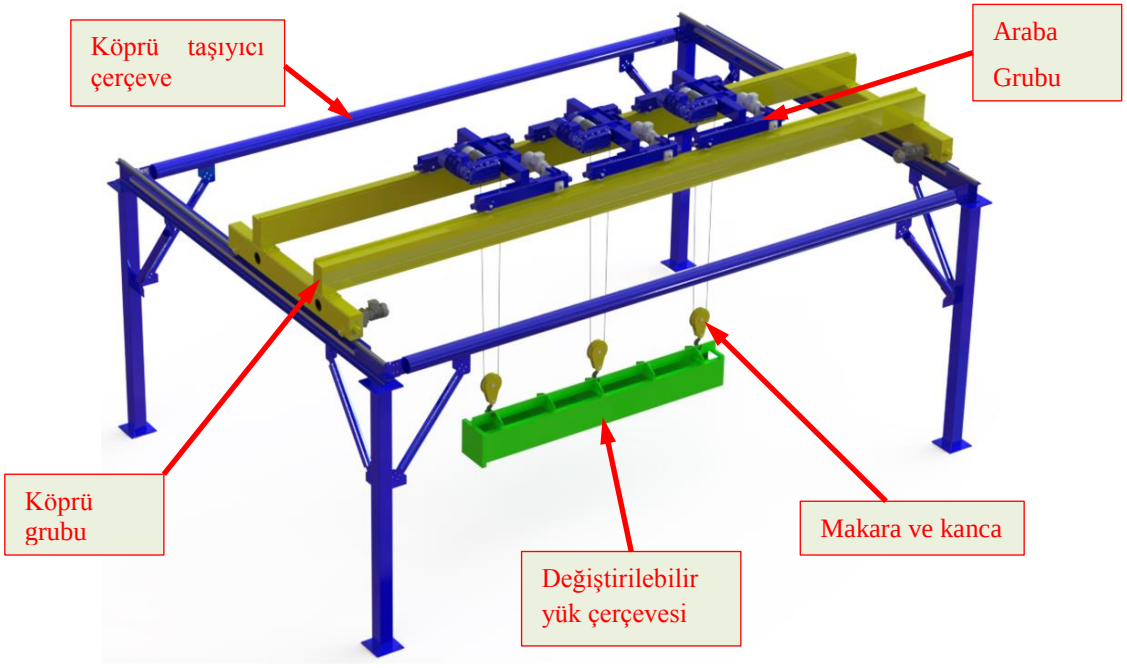
siteminde kullanılan kanca ve kaldırma ve indirmede kullanılan çelik halat özellikleri de bu tabloda sunulmuştur.

Tablo 2.1. Kren tasarım parametreleri ve kullanılan motor ve hız parametreleri.

Parametreler	Değer
Köprü Açıklığı	7 m
Kaldırma Yüksekliği	4 m
Maksimum Yük	1600kg
Kaldırma Hızı	4 m/min
Kaldırma Motor Gücü	2,5 Kw
Köprü Hareket Uzunluğu	5 m
Köprü Hareket Açısal Hızı	147,7 rpm
Köprü Hareket Motor Gücü	0,37Kw
Araba Hareket Açısal Hızı	16 rpm
Araba Hareket Motor Gücü	0,25 Kw
Çelik Halat (6*19 Fiber Core)	8 mm
Kanca	DIN15401
Malzeme	St 37

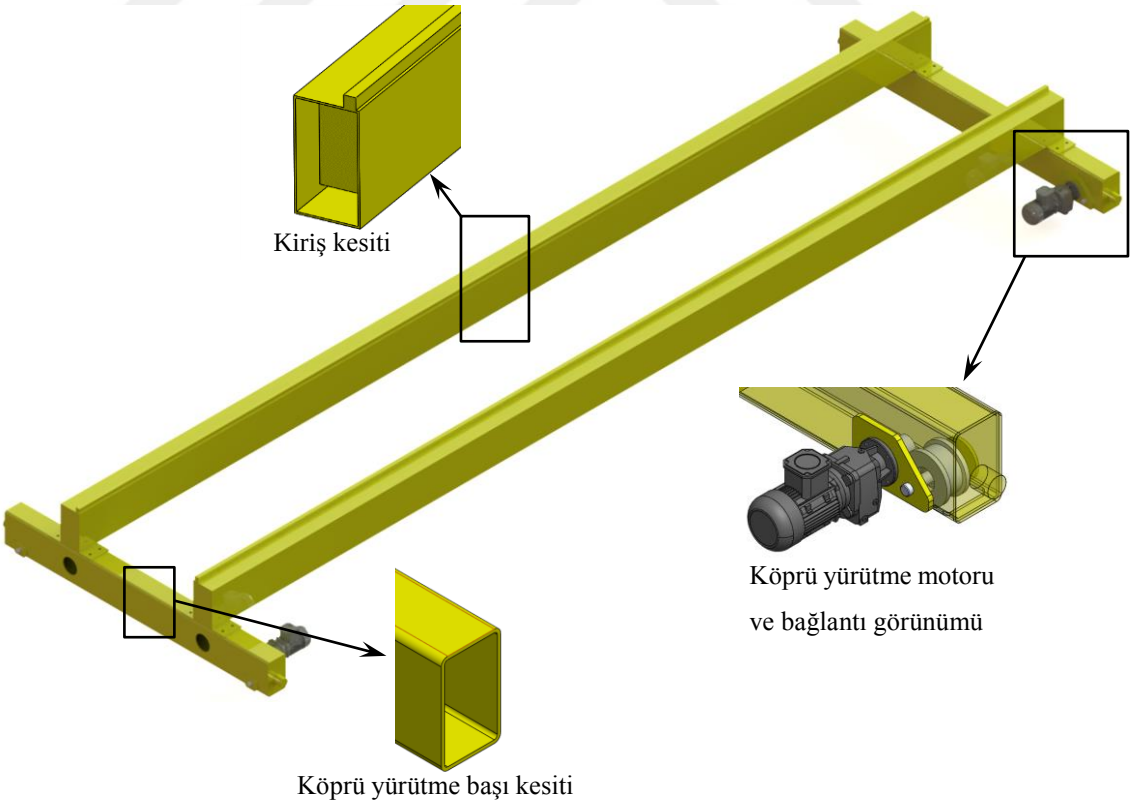
Kren konstrüksiyonun birçok elemanı farklı kutu profiller tercih edilmiş ve malzeme olarak St 37 malzeme tercih edilmiştir.

Kren köprü taşıyıcı, köprü grubu ve üzerinde yük kaldırma indirme grubunun olduğu arabaların içinde yer aldığı kren sisteminin katı tasarımı yapılmış hali Şekil 2.1'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi deneysel çalışmalarda çok arabalı durumlar düşünüldüğü için, üç arabalı olarak tasarım görülmektedir.



*Şekil 2.1.*Tasarlanan üç arabadan oluşan kren sisteminin katı modellenmiş görünümü

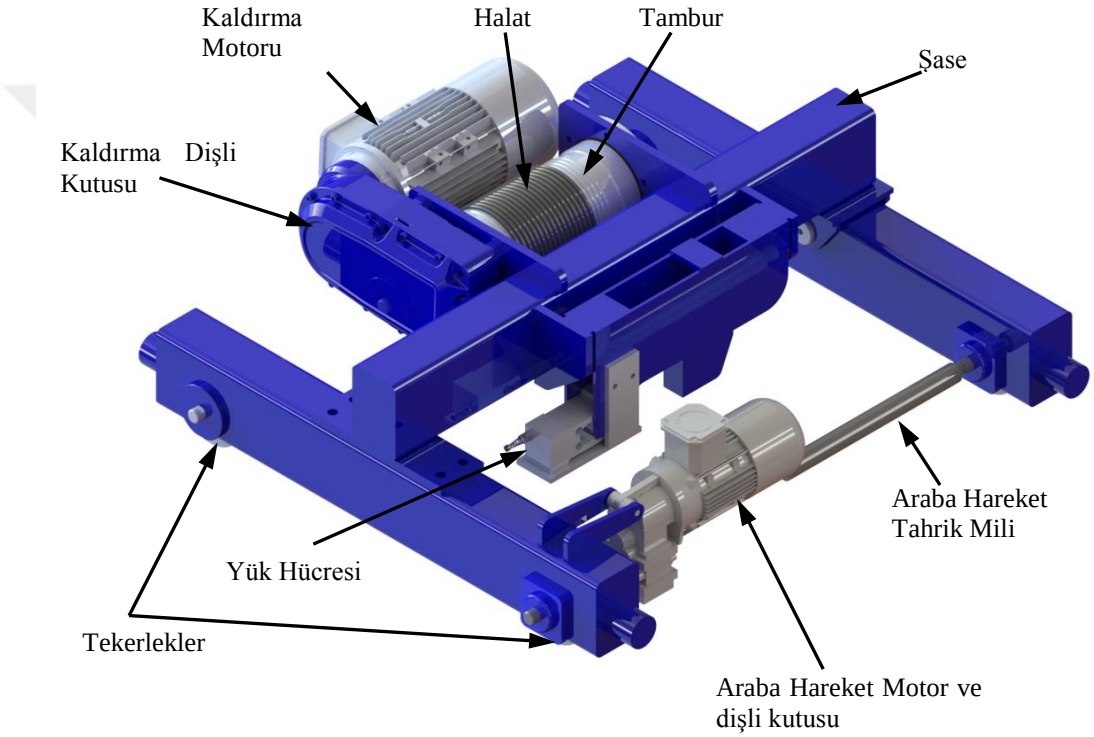
Kren sisteminde krenin hareket edebilmesi için gerçekleştirilen köprü taşıyıcı üzerinde kren yolu için I profile sahip ve üzerinde 40x40 kare malzeme kullanılarak kren köprü hareket yolu tasarlanmıştır. Kren sisteminde çift kirişten oluşan köprü grubunun modeli Şekil 2.2' de verilmiştir. Kirişler 5mm St37 saçtan 160X275 boyutlarında dikdörtgen kutu şeklinde tasarlanmıştır. Şekilde görüldüğü gibi kirişin gerekli yüke göre dayanımını artırmak amacıyla 1m aralıklarla 5mm destek parçaları ile desteklenmiştir. Köprü yürütme başları ise 242x142x8mm kutu profil kullanılmış ve şekil üzerinde kesiti görünümü verilmiştir. Köprünün hareket etmesi için 2 adet 0.37kw'lık motor ve redüktör kullanılmış ve köprü tekerlerinden dişli ile tahrik edebilecek şekilde tasarlanmıştır. Köprü açıklığı fazla olduğundan dolayı tek motorla grubun tahrik edilmesinde kasıntı meydana gelmesinden dolayı köprü hareketi için genellikle çift motorla tahrik edilmektedir. Bu iki motorun farklı çalışma hızlarından kaynaklanacak farlılıklardan dolayı da kasıntı gelmemesi için aynı anda tek bir sürücü ile sürülerek eş zamanlı çalıştırılması sağlanmıştır. Bu motor ve tekerlek bağlantısının görünümü de şekilde verilmiştir.



*Şekil 2.2.*Çift kiriş köprü grubunun katı modellenmiş hali

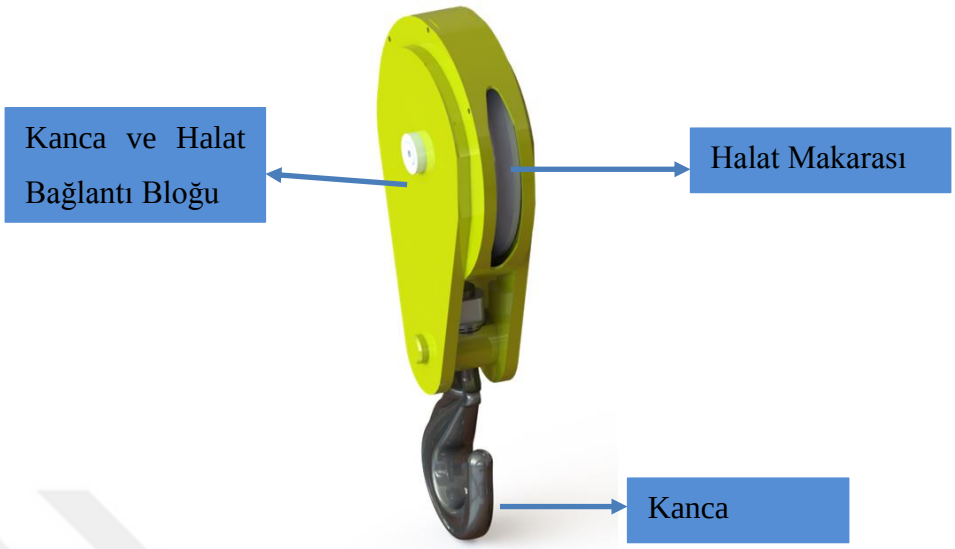
Benzer şekilde kren sisteminde yükün kaldırılması, indirilmesi ve taşınmasını gerçekleştirilen, araba grubunun(kedi) modelinin görünüşü de Şekil 2.3' de verilmiştir.

Araba grubunda kaldırma indirme için kullanılacak motor 2.5kw, araba hareket motoru ise 0.25kw gücünde seçilmiştir. Araba üzerinde gerekli çalışma hızlarının ve moment değerlerininim elde edilmesi amacıyla dişli kutuları (redüktörler) kullanılmıştır. Araba üzerinde ayrıca deneysel olarak meydana gelen kuvvet değişimlerinin tespit edilmesi amacıyla yük hücresi kullanılmıştır. Araba üzerinde kaldırma indirme işlemenin gerçekleştirilmesi halat ve tambur mekanizması ile gerçekleştirilmektedir. Araba grubunu oluşturan tüm bu bileşenlerin tasarlanmış ve montaj edilmiş hali bu şekil üzerinde görülmektedir.



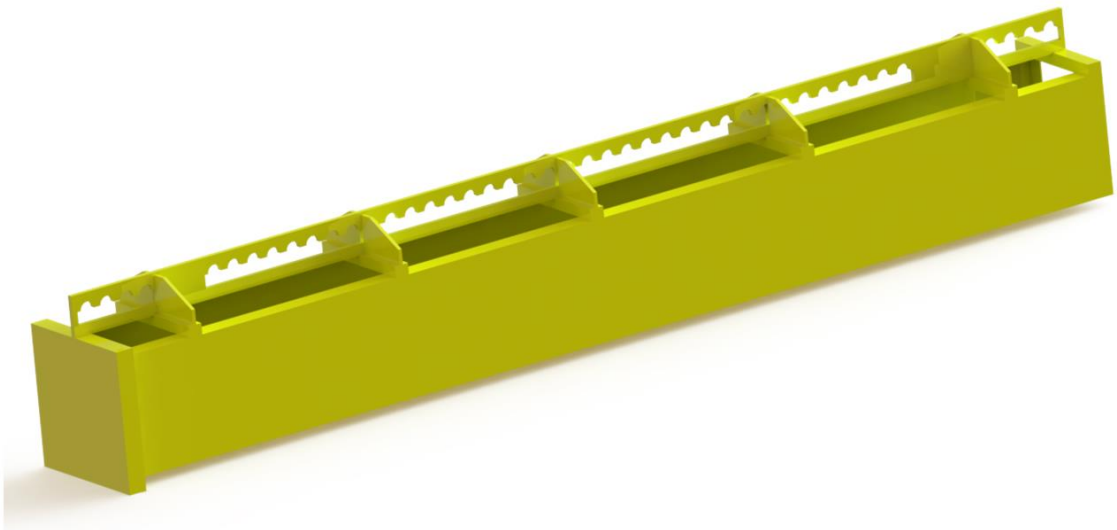
*Şekil 2.3.*Üzerinde tambur grubu araba yürütme grubu ve yük hücresinin bağlı olduğu araba modeli.

Şekilde görüldüğü gibi araba tahrik edilmesi sırasında yükün tek tekere binmemesi, daha dengeli bir hareket sağlanması ve hareket esnasında arabanın kasıntı yapmaması amacıyla iki tekerlek aynı anda tahrik edilmiştir. Burada tasarımı yapılan tambur çapı 170mm ve kullanılan halat çapı 8mm'dir. Yükün bağlanması ve kaldırılması için kullanılan kanca DIN15401 standartlarına göre basit tek ağızlı kanca bloğu olup modeli Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4. Tek ağızlı kanca bloğu ve halat makara modeli.

Benzer şekilde farklı ağırlıklardaki yüklemenin etkilerini görebilmek amacıyla kren sistemi üzerinde ağırlığı 70kg'dan oluşan 2950x220x10mm ebatlarında 20 adet levhaları içerisine alabilen ve yüksüz ağırlığı 155kg olan yük çerçevesi tasarımı gerçekleştirilmiştir. İçerisine farklı sayılarda levhalar konarak değişken yük elde edilmesini sağlayan yük çerçevesinin görünüşü Şekil 2.5'te verilmiştir.



Şekil 2.5 Yük çerçevesi

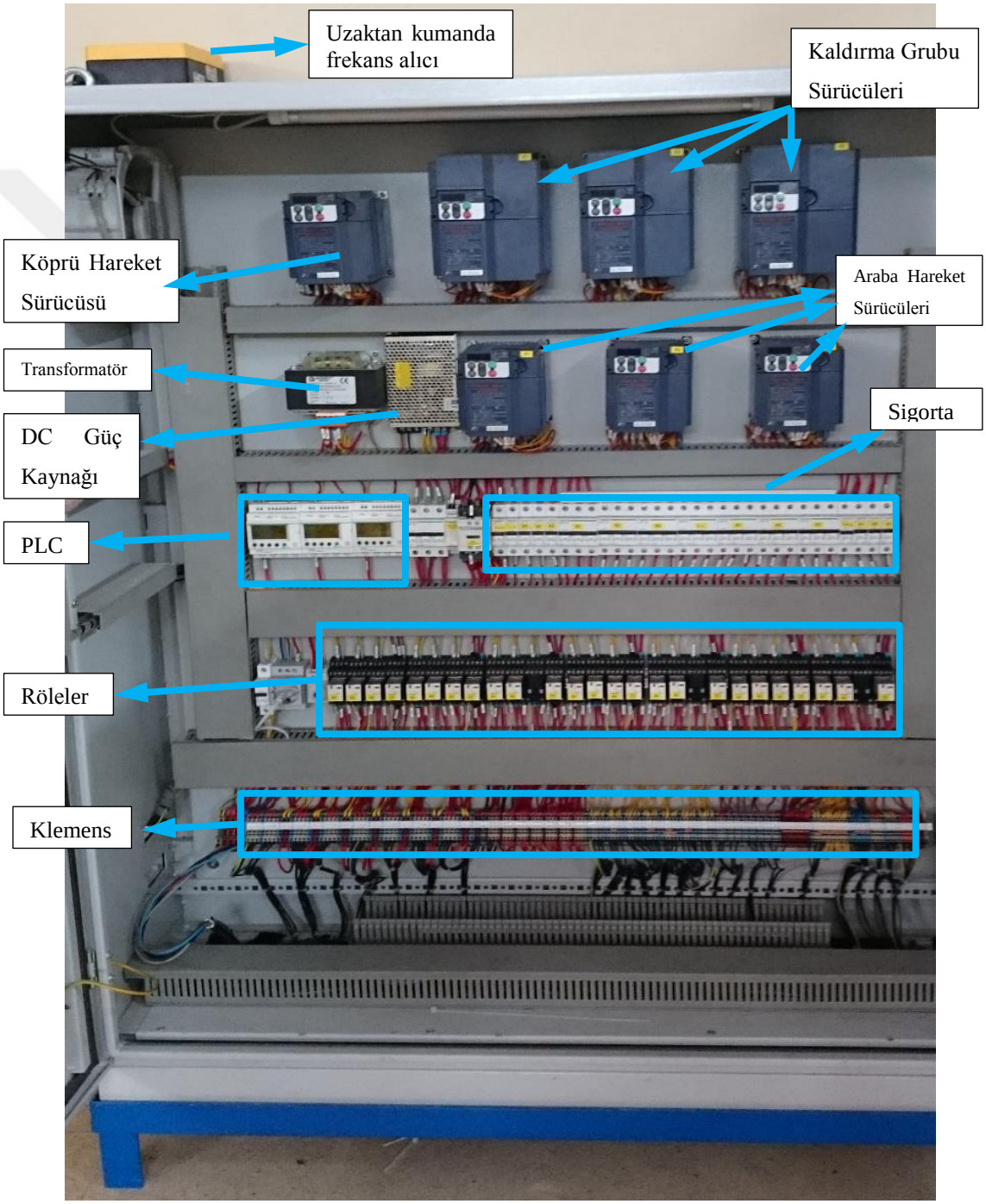
Kullanım durumuna göre kren sistemi üzerinde hareket eden araba sayıları değiştirilebilmektedir. Kren sistemi üzerinde arabaların yükü kaldırma ve taşıma esnasında senkronize hareket (aynı anda harekete başlama, aynı anda kaldırma, taşıma ve durma) edebilmesi PLC'ler ile sağlanmıştır. Kren sistemini aynı zamanda kontrolü gerçekleştirilirken her bir arabaya ayrı bir kablolu kumanda olması ve aynı anda 3 arabanında kaldırma indirme ve taşıma yapılabilmesi için 3 kumandanın kullanılmasındaki zorluklardan dolayı Şekil 2.6' da verilen radyo frekansı ile çalışabilen uzaktan kumandalı tüm sistemi tek bir kumanda ile kontrol edebilmeyi sağlayan sistem kontrol sistemi ile birlikte kullanılmıştır. Bu kumanda ile farklı arabaların aynı anda çalıştırılması sağlanmıştır. Ayrıca sistem üzerinde farklı kaldırma hızı ve araba hareket hızlarında hareket edebilmesi amacıyla çift kademeli çalışabilen frekans inventörü bulunmaktadır. Kren sisteminin farklı hızlarda ve aynı anda çalışmasını sağlayan üzerinde PLC bulunan kontrol panosunun bir görünümü de Şekil 2.7 de verilmiştir.

Şekil 2.6. 3 arabanında aynı anda kontrol edilmesini sağlayan uzaktan kumanda.

Kren sisteminde 3 araba olmasından dolayı 3 adet kaldırma için frekans inventörü, 3 adet araba yürütme için frekans inventörü ve 1 adet köprü hareketi için frekans inventörü kullanılmıştır. Ayrıca kren sitemi üzerinden farklı kademelerde çalışmayı sağlayan her bir hareket için çift kademeyi sağlayan röleler, 3 farklı arabanında çalıştırılması ve kontrol edilebilmesi için 3 adet PLC ve kontaktörlerden oluşan bir endüstriyel tarzda pano kullanılmıştır. Bu bahsedilen elektriksel donanımlar elektrik panosu üzerinde gösterilmiştir.

Kren sisteminde ayrıca güvenli ve emniyetli şartlarda çalışılabilmesi amacıyla farklı çeşitlerde sensörler kullanılmıştır. Arabanını köprü üzerinde köprü başında ve sonunda düşmesini ve emniyetli mesafede durabilmesini sağlamak amacıyla limit sensörleri kullanılmıştır. Aynı şekilde köprü gurubunda güvenli ve emniyetli şartlarda durabilmesi amacıyla bu sensörden kullanılmıştır. Aynı şekilde arabaların da birbiri ile çarpışmasını

engellemek amacıyla fotoselli yaklaşım sensörleri kullanılmıştır. Kaldırma yüksekliğinin otomatik olarak sınırlandırılması için tambur çıkışlarına enkoder bağlanarak devir sayısına göre bir sınırlandırma yapılmış ve böylece kaldırılan yükün köprü ve araba grubuna çarpışma engellenmesi sağlanmıştır. Kren sisteminde yukarıda belirtilen mekanik yapılar ve elektriksel donanımların birlikte kullanılarak ve PLC ile programlı hale getirilmesiyle mekatronik yapıya sahip deneysel bir kren sitemi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.7. Kren sistemi kontrol panosu ve temel elemanları

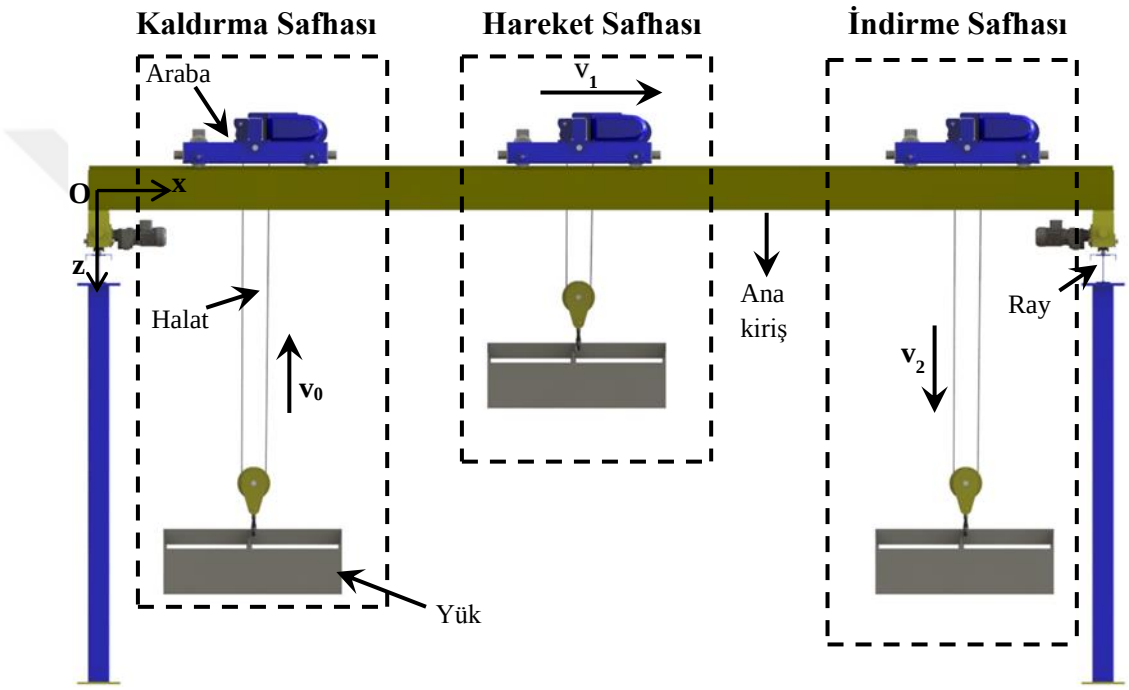
2.3.Kren Sisteminin Dinamik Modelleri

Köprülü kren tarafından gerçekleştirilmesi gereken hareketler şunlardır [67]:

a) OZ ekseni boyunca düşey hareket, yani kaldırma ve indirme hareketi,

b) OY ekseni boyunca yatay hareket, köprünün öteleme hareketi(ileri-geri),

c) OX ekseni boyunca yatay hareket, arabanın köprü üzerinde yaptığı öteleme hareketi(sağa-sola)



Şekil 2.8. Tek arabalı bir kren sisteminin önden görünümü ve hareket aşamalarının gösterilişi

Kren sistemi üzerinde yukarıdaki hareket safhalarının her bir kren dinamiği üzerinde etkisi bulunmaktadır ve buradaki bu safhalarda oluşan dinamik etkiler üzerinde tezin diğer bölümlerinde bu safhalar dikkate alınarak çalışmalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar ilgili bölümlerde verilmiştir.

2.3.1. Kren Sisteminin Serbest Titreşim Analizi

Kütle ve yük taşıyan kren sisteminin analizlerinde uniform Euler Bernoulli kirişi ve üzerinde toplu yük taşıyan sistemler olarak modellenebilir ve eğilme serbest titreşim analizi için kiriş titreşim denklemi Eşitlik 2.1'deki gibi açıklanabilir. Buradaki analizlerde arabanın ikili olarak kullanıldığı durum dikkate alınmıştır.

$$\rho.A\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}+\sum_{i=1}^{N} m_i\delta(x-x_{mi})\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}+EI\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4}=0 \qquad (2.1)$$

Bu dördüncü dereceden kısmi diferansiyel denklem seperasyon metoduna göre çözülebilir. Çözümde kolaylık için önce Eşitlik 2.1'deki boyutsuz parametreler tanımlanabilir.

$$\xi=\frac{x}{l_b},\qquad \xi_i=\frac{x_{mi}}{l_b},\qquad M_i=\frac{m_i}{\rho.A.l_b} \qquad (2.2)$$

Burada,

l_b : Kiriş açıklığı

x_{mi} : Kiriş üzerindeki toplu yük ordinatı

ρ : Kirişin yoğunluğu

m_i : Kiriş üzerindeki i. Toplu yük kütlesi

A : Kiriş kesit alanı

E : Kiriş elastiklik modülü

I : Kiriş kesit alanı atalet momentidir.

Yukarda tanımlanan parametreler denklemde yerine yazılırsa analitik denklemin çözümü Eşitlik 2.3'teki gibi olur.

$$y(x,t)=Y(\xi).q(t) \qquad (2.3)$$

Burada Y(ξ) yüklü kirişin mod şekli olup kabullerinde yerine yazılmasıyla Y(ξ) denklemi aşağıdaki adi diferansiyel denklemine dönüşür.

$$Y^4(\xi)-\beta^4 Y(\xi)=\beta^4\sum_{i=1}^{N} M_i Y(\xi)\delta(\xi-\xi_i) \qquad (2.4)$$

Burada,

$$\beta^4=\frac{\rho A l_b^4 w^2}{EI} \qquad (2.5)$$

Eşitlik 2.4'te Laplace dönüşümü uygulanmasıyla,

$$L[Y(\xi)]=\frac{s^3Y(0)+s^2Y'(0)+sY''(0)+y'''(0)}{s^4-\beta^4}+\beta^4\sum_{i=1}^{N} M_i Y(\xi_i)\frac{e^{-s\xi_i}}{s^4-\beta^4} \qquad (2.6)$$

Ters Laplace işlemini uygulanmasıyla Y(ξ) Eşitlik 2.7 gibi bulunur.

$$Y(\xi) = Y(0)S(\beta\xi) + Y'(0)T(\beta\xi) + Y''(0)U(\beta\xi) + Y'''(0)V(\beta\xi) + \beta^4 \sum_{i=1}^{N} M_i Y(\xi_i) V[\beta(\xi - \xi_i)] u(\xi - \xi_i) \tag{2.7}$$

Eşitlik 2.7'de mod şekil fonksiyonun açılım detayı şu şekildedir. Burada S(kx), T(kx), U(kx) ve V(kx) Krylov fonksiyonlarıdır ve şu şekilde tariflenir.

$$S(\beta\xi) = \frac{1}{2}(ch\beta\xi + \cos\beta\xi),$$
$$T(\beta\xi) = \frac{1}{2\beta}(sh\beta\xi + \sin\beta\xi)$$
$$U(\beta\xi) = \frac{1}{2\beta^2}(ch\beta\xi - \cos\beta\xi),$$
$$V(\beta\xi) = \frac{1}{2\beta^3}(sh\beta\xi - \sin\beta\xi) \tag{2.8}$$

Bu fonksiyonların bazı kullanışlı karakteristikleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$S'(\beta\xi) = \beta^4 V(\beta\xi), \qquad T'(\beta\xi) = S(\beta\xi),$$
$$U'(\beta\xi) = T(\beta\xi), \qquad V'(\beta\xi) = U(\beta\xi) \tag{2.9}$$

Eşitlik 2.8 ve 2.9 kullanılarak Eşitlik 2.7 aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$Y(\xi) = Y(0)\left\{S(\beta\xi) + \sum_{i=1}^{N} V[\beta(\xi - \xi_i)] u(\xi - \xi_i) W_1^{(i)}(\beta)\right\}$$
$$+ Y'(0)\left\{T(\beta\xi) + \sum_{i=1}^{N} V[\beta(\xi - \xi_i)] u(\xi - \xi_i) W_2^{(i)}(\beta)\right\}$$
$$+ Y''(0)\left\{U(\beta\xi) + \sum_{i=1}^{N} V[\beta(\xi - \xi_i)] u(\xi - \xi_i) W_3^{(i)}(\beta)\right\}$$
$$+ Y'''(0)\left\{V(\beta\xi) + \sum_{i=1}^{N} V[\beta(\xi - \xi_i)] u(\xi - \xi_i) W_4^{(i)}(\beta)\right\} \tag{2.10}$$

Burada,

$$W_1^{(i)}(\beta) = \left\{S(\beta\xi_i) + \sum_{j=1}^{i-1} V[\beta(\xi_{J+1} - \xi_j)] W_1^{(j)}(\beta)\right\}$$
$$W_2^{(i)}(\beta) = \left\{T(\beta\xi_i) + \sum_{j=1}^{i-1} V[\beta(\xi_{J+1} - \xi_j)] W_2^{(j)}(\beta)\right\}$$
$$W_3^{(i)}(\beta) = \left\{S(\beta\xi_i) + \sum_{j=1}^{i-1} V[\beta(\xi_{J+1} - \xi_j)] W_3^{(j)}(\beta)\right\}$$
$$W_4^{(i)}(\beta) = \left\{S(\beta\xi_i) + \sum_{j=1}^{i-1} V[\beta(\xi_{J+1} - \xi_j)] W_4^{(j)}(\beta)\right\} \tag{2.11}$$

Basit mesnetli kiriş için sınır şartları şu şekilde yazılabilir.

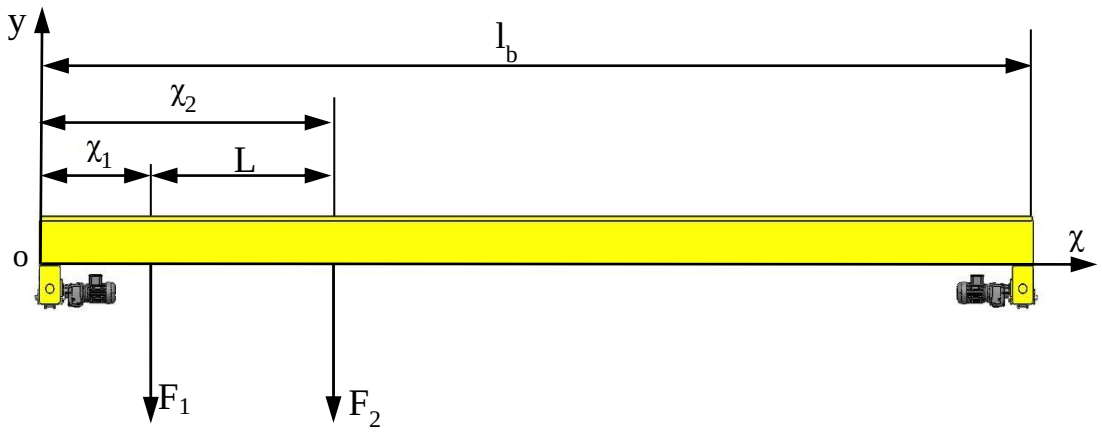
$$Y(0) = Y''(0) = 0 \qquad Y(1) = Y''(1) = 0$$

Sınır şartları 10 nolu denklemde yerine yazılır ve ilgili determinant katsayıları sıfır olarak ayarlanırsa kütle yük kirişinin frekans denklemi aşağıdaki gibi olur.

$$\begin{bmatrix} T(\beta) + \sum_{i=1}^{N} V[\beta(1-\xi_i)] W_2^{(i)}(\beta) \\ V(\beta) + \sum_{i=1}^{N} V[\beta(1-\xi_i)] W_4^{(i)}(\beta) \\ \beta^4 V(\beta) + \sum_{i=1}^{N} V[\beta(1-\xi_i)] W_2^{(i)}(\beta) \\ T(\beta) + \sum_{i=1}^{N} V[\beta(1-\xi_i)] W_4^{(i)}(\beta) \end{bmatrix} = 0 \tag{2.12}$$

2.3.2. Ön yükleme Safhası Dinamik Analizi

Şekil 2.9'da ön yükleme durumunun modeli gösterilmiştir, bu modelde basit şekilde mesnetlenmiş Euler-Bernoilli kirişi olup arabalar ise iki toplu kütle olarak kirişe eklenmiştir. Kütle-Yük kirişine halatın elastikliğinden türetilmiş iki eksenel yük eklenmiştir.



*Şekil 2.9.*Şematik ön yükleme dinamik model gösterilişi

Sistemin kinetik enerjisi kiriş $T_b(t)$ ve arabaların $T_c(t)$ katkısıyla meydana gelir ve toplam kinetik enerji Eşitlik 2.13 ve 2.14'teki gibi ifade edilebilir.

$$T_b(t) = \int_0^{l_b} \frac{1}{2} \rho A [\dot{y}(x,t)]^2 dx \tag{2.13}$$

$$T_c(t) = \frac{1}{2} m_1 \dot{y}^2(x_1,t) + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}^2(x_2,t) \tag{2.14}$$

Burada,

m_1: Birinci araba kütlesi

m_2: İkinci araba kütlesi

ρ : Kirişin yoğunluğu

A : Kiriş kesit alanı

Sistemin potansiyel enerjisi kirişin $U_b(t)$ katkısından meydana gelir ve Eşitlik 2.15 ile ifade edilebilir.

$$U_b(t) = \int_0^{l_b} \frac{1}{2} EI \left[\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right]^2 dx \tag{2.15}$$

Boyutsuz eksen ξ kullanılarak kirişin elastik çökmesi y (x, t) Eşitlik 2.16 ile açıklanabilir.

$$y(x,t) = l_b Y(\xi)^T .q(t) \tag{2.16}$$

Burada,

q (t): Hesaplanmayan katsayılar satır vektörü

y (ξ): Basit mesnetli kiriş sınır şartlarından kütle-yük kirişi öz vektörü temel satır fonksiyonudur.

$$q(t) = \begin{bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ \vdots \\ q_n(t) \end{bmatrix} \qquad Y(\xi) = \begin{bmatrix} Y_1(\xi) \\ Y_2(\xi) \\ \vdots \\ Y_n(\xi) \end{bmatrix} \tag{2.17}$$

Birim boylu öz vektör Y(ξ) sınır şartları ve 11 nolu denklemle hesaplanır. Ayrıca diklik aşağıdaki gibi çıkarılabilir.

$$\int_0^1 Y(\xi)Y(\xi)^T d\xi + M_1 Y(\xi_1)Y(\xi_1)^T + M_2 Y(\xi_2)Y(\xi_2)^T = I \tag{2.18}$$

$$\int_0^1 Y''(\xi)Y''(\xi)^T d\xi = \Lambda_\beta^4 = diag(\beta_1^4, \beta_2^4, ..., \beta_n^4) \tag{2.19}$$

Burada $\Lambda_\beta = diag(\beta_1, \beta_2, ..., \beta_n) \rightarrow \beta_i \ (i = 1,2,...,n)$ çapraz matristir.

Sanal iş prensibi kullanılarak genelleştirilmiş kuvvet sistemi Eşitlik 2.13'le tanımlanır.

$$F_g(t) = \begin{bmatrix} F_{g1}(t) \\ F_{g2}(t) \\ \vdots \\ F_{gn}(t) \end{bmatrix} \tag{2.20}$$

Hareket süreci özellikle aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\delta W(t) = F_1(t)\delta y(x_1,t) + F_2(t)\delta y(x_2,t) = \delta q^T(t)\left[F_1(t)l_b Y(\xi_1) + F_2(t)l_b Y(\xi_2)\right] \tag{2.21}$$

Böylece genelleştirilmiş kuvvet aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$F_g(t) = F_1(t)l_b Y(\xi_1) + F_2(t)l_b Y(\xi_2) \tag{2.22}$$

Burada $F_1(t)$ ve $F_2(t)$ x_1 ve x_2 noktalarındaki eksenel yükler olup aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$F_1(t) = -k_1 v_0 t \qquad F_2(t) = -k_2 v_0 t \tag{2.23}$$

Burada,

k_1,k_2: Halatların rijitlik katsayısı

v_0 : Kaldırma Hızı

Bazı ölçü oranları ve boyutsuz parametreler aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$K_1 = \frac{k_1}{\rho A l_b}, \qquad K_2 = \frac{k_2}{\rho A l_b}, \qquad V_0 = \frac{v_0}{l_b}, \qquad \Omega^2 = \frac{g}{l_b}, \qquad M = \frac{m}{\rho A l_b} \tag{2.24}$$

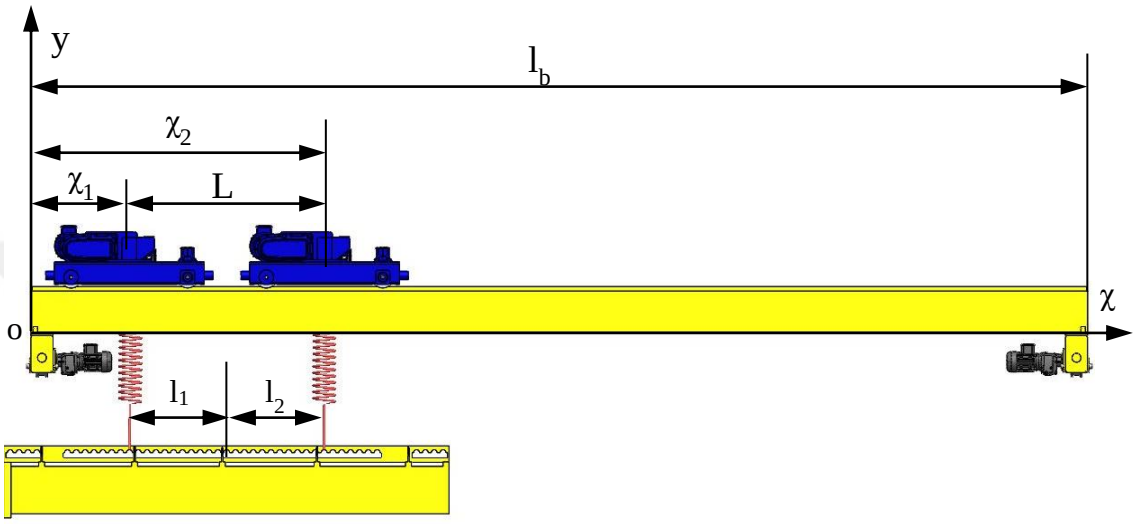
Denklem 12,13,14 ve 19 Lagrange denkleminde yerine yazılırsa kaldırma safhasındaki sistemin dinamik denklemi şu şekilde düzenlenebilir.

$$\ddot{q}(t) + \Lambda_w^2 q(t) + \left[K_1 V_0 Y(\xi_1) + K_2 V_0 Y(\xi_2)\right]t = 0 \tag{2.25}$$

Burada $\Lambda_w = diag(w_1, w_2, ..., w_n) \rightarrow w_i \ (i = 1,2,...,n)$ doğal frekans çapraz matrisidir. Kaldırma safhasında başlangıç şartları sıfır alınarak Denklem 2.21 nümerik yöntemlerle çözülebilir.

2.3.3 Kaldırma Safhası Dinamik Analiz

Kaldırma safhasında tüm bileşenler titreşime katılır. Kren sisteminin eşdeğer dinamik modeli Şekil 2.10'daki gibi gösterilebilir. Ana kiriş ve arabalar ön yükleme safhasında olduğu gibi Euler Bernoulli kirişi ve toplu kütle olarak kabul edilir. Tel halatlar yay olarak yük ise rijit cisim olarak farz edilir.



*Şekil 2.10.*Şematik kaldırma dinamik model gösterilişi

Bu safhada kinetik enerji kiriş $T_b(t)$, araba $T_c(t)$, yükün $T_p(t)$ bileşiminden oluşur. $T_b(t)$, $T_c(t)$ daha önce aşağıdaki gibi tanımlanmıştı.

$$T_b(t) = \int_0^{l_b} \frac{1}{2}\rho A\left[\dot{y}(x,t)\right]^2 dx \tag{2.26}$$

$$T_c(t) = \frac{1}{2}m_1\dot{y}^2(x_1,t) + \frac{1}{2}m_2\dot{y}^2(x_2,t) \tag{2.27}$$

Yükün kütle merkezinin yer değiştirmesi y(t) Eşitlik 2.28 ile tanımlanabilir.

$$y(t) = y_c(t) - y_{c0} \tag{2.28}$$

$y_c(t)$:t zaman sonra yükün kütle merkezinin koordinatı

y_{c0} : başlangıç zamanı yükün kütle merkezinin koordinatı

Böylece yükün kinetik enerjisi $T_p(t)$ Eşitlik 2.29 ile tanımlanabilir.

$$T_p(t) = \frac{1}{2}m\dot{y}^2(t) + \frac{1}{2}J_c\ddot{\theta}_c^2(t) \tag{2.29}$$

m: yükün kütlesi

J_c: yükün kütle merkezinin polar atalet momenti

θ_c : yükün kütle merkezinin dönme açısı

Bu safhada potansiyel enerji kiriş $U_b(t)$ ve halatın $U_h(t)$ potansiyel enerji bileşiminden oluşur. $U_b(t)$ aşağıdaki gibi daha önceden tanımlanmıştı.

$$U_b(t) = \int_0^{l_b} \frac{1}{2} EI \left[\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right]^2 dx \tag{2.30}$$

Tel halatların potansiyel enerjisi $U_h(t)$ şu şekilde tanımlanabilir

$$U_h(t) = \frac{1}{2} k_1 \{ y(x_1,t) - [y(t) + \theta_c(t) l_1 - v_0 t] \} + \frac{1}{2} k_2 \{ y(x_2,t) - [y(t) + \theta_c(t) l_2 - v_0 t] \} \tag{2.31}$$

Formüllerin düzenlenmesinden önce Aşağıdaki uygun vektör ve matrisler tanımlanmaktadır.

$$\alpha_1 = \begin{bmatrix} 1 \\ -l_1 \end{bmatrix}, \quad \alpha_2 = \begin{bmatrix} 1 \\ l_2 \end{bmatrix}, \quad \alpha_3 = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{2.32}$$

$$Y_D^T(t) = \left[\frac{y(t)}{l_b}, \frac{\theta_c(t)}{l_b} \right], \quad M_D = diag\left(\frac{m}{\rho A l_b}, \frac{J_c}{\rho A l_b} \right) \tag{2.33}$$

Enerji denkleminde genelleştirilmiş bağımsız değişkenlere göre $\left[q^T(t) Y_D^T(t) \right]^T$ açıklanabilir. Böylece kaldırma safhasının diferansiyel denklemi 26, 27, 29, 30 ve 31 denklemlerin Lagrange denkleminde yerine yazılmasıyla elde edilir.

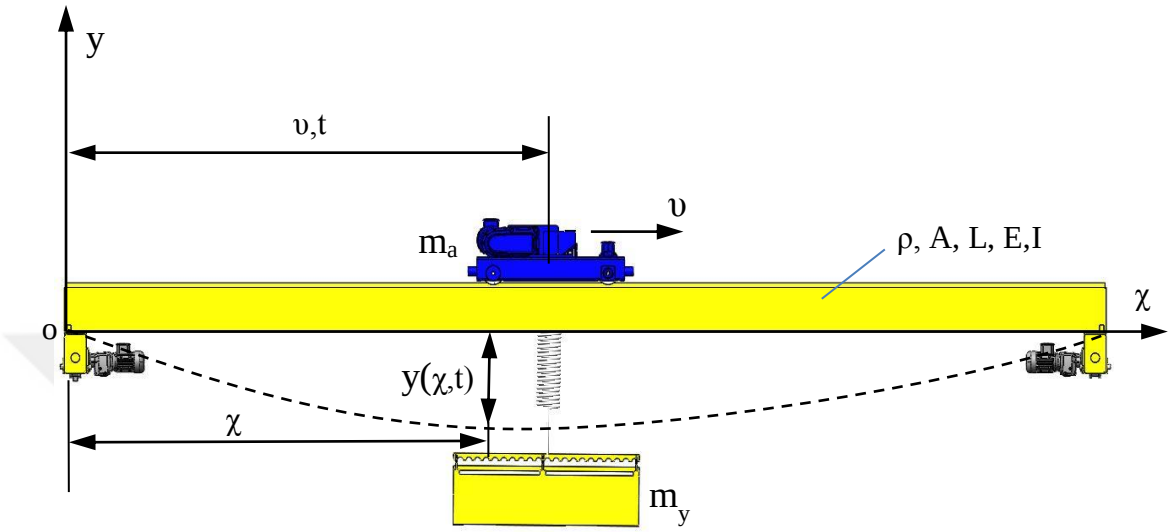
$$\ddot{q}(t) + \Lambda_w^2 + \left[K_1 Y(\xi_1) Y(\xi_1)^T + K_3 Y(\xi_2) Y(\xi_2)^T \right] - \left[K_1 Y(\xi_1) \alpha_1^T + K_2 Y(\xi_2) \alpha_2^T \right] Y_D(t) + \left[K_1 Y(\xi_1) + K_2 Y(\xi_2) \right] V_0 t = 0 \tag{2.34}$$

$$M_D \ddot{Y}_d(t) + \Lambda_w^2 + - \left[K_1 \alpha_1 \alpha_1^T + K_2 \alpha_2 \alpha_2^T \right] Y_D(t) - \left[K_1 Y(\xi_1) \alpha_1^T + K_2 Y(\xi_2) \alpha_2^T \right] q(t) - \left[K_1 \alpha_1 + K_2 \alpha_2 \right] V_0 t = 0 \tag{2.35}$$

2.24, 2.25. 2.34, 2.35 nolu denklemler eş zamanlı nümerik yöntemlerle çözülerek çözüm gerçekleştirilir.

2.3.4. Kren Sisteminin Hareketli Yük Dinamiği

Üzerinde hareketli yük taşıyan kren sisteminin şematik gösterilişi Şekil 2.11'deki gibidir.



Şekil 2.11. Şematik hareketli yük dinamik model gösterilişi

Bu safhada öncelikle tek arabalı durum için çözüm yapılmaktadır. Burada kiriş Euler Bernoulli kirişinden ve üzerinde yürüyen bir araba ve arabaya bağlı halatların taşıdığı yükten meydana gelmektedir [21]. Hareketli yükün etkisindeki sistem için sistemin titreşim denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\rho.A\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}+EI\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4}+2\rho A\omega_b\frac{\partial y(x,t)}{\partial t}=P\delta(x-vt) \tag{2.36}$$

Burada,

χ : Kiriş üzerindeki eksen koordinatı

ρ : Kirişin yoğunluğu

A : Kiriş kesit alanı

E : Kiriş elastiklik modülü

I : Kiriş kesit alanı atalet momentidir.

t : Zaman

w_b : Kirişin sönümleme dairesel frekansı

P : Uygulanan dış kuvvet

$\delta(x-vt)$: Dirac-delta fonksiyonu

Basit mesnetli kiriş için sınır şartları

$$y(0,t)=0, \qquad y(L,t)=0 \tag{2.37}$$

x=0 ve x=L noktalarında

$$\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2}=0 \tag{2.38}$$

Başlangıç şarları ise, t=0 da

$$y(x,0)=\frac{\partial y(x,t)}{\partial t}=0 \tag{2.39}$$

Mekanikte Dirac delta fonksiyonu x=0 noktasında etki eden birim konsantre kuvvet olarak düşünülebilir [6]. Dirac (darbe veya delta) fonksiyonu Eşitlik 2.40'takı gibidir.

$$\delta(x)=\frac{dH(x)}{dx} \tag{2.40}$$

Burada *H(x)* Heaviside birim fonksiyonu olup, aşağıdaki gibi belirlenir.

$$H(x)=\begin{cases}0 & x<0\\ 1 & x\geq 0\end{cases} \tag{2.41}$$

Dirac (darbe veya delta) fonksiyonu kiriş üzerindeki hareketli kuvveti aşağıdaki gibi temsil eder [6].

$$p(x,t)=\delta(x)P \quad , \quad \int_{-\infty}^{\infty}\delta(x)dx=1 \tag{2.42}$$

a, b, μ sabit sayılar ve a, b aralığında *f(x)* sürekli bir fonksiyon olmak üzere, dirac fonksiyonunun aşağıdaki ilişkileri mevcuttur.

$$\int_{-\infty}^{\infty}\delta(x-a)f(x)dx=f(a) \qquad \int_{a}^{b}\delta(x-\mu)f(x)dx=\begin{cases}0 & \mu<a<b\\ f(\mu) & a<\mu<b\\ 0 & a<b<\mu\end{cases} \tag{2.43}$$

Titreşim denkleminin çözümü için Fourier sinüs sonlu integral dönüşüm kuralı kullanılarak çözüm gerçekleştirilebilir. Fourier sinüs sonlu integral dönüşüm kuralına

göre denklemin her terimi sin jπx/ L ile çarpılır ve x e göre 0 ve L aralığında integrali alınır. Tablo 2.2' bazı fonksiyonlar için Fourier sinüs sonlu integral dönüşüm kuralları verilmiştir.

Tablo 2.2. Sinüs sonlu integral dönüşüm kuralları

Fonksiyon	Dönüşüm
$f(x)=\frac{2}{L}\sum_{j=1}^{\infty}F(j)\sin\frac{j\pi x}{L}$	$F(j)=\int_0^L F(x)\sin\frac{j\pi x}{L}$
$\frac{d^4 f(x)}{dx^4}$ $f(0)=f(L)=f''(0)=f''(L)=0 \quad için$	$\frac{j^4\pi^4}{L^4}F(i)$
$a.f(x)$	$a.F(j)$
$\delta(x-a)$	$\sin\frac{j\pi a}{L}$

Yukarıda verilen fourier sinüs sonlu integral kurallarına göre aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$V(j,t)=\int_0^L y(x,t)\sin\frac{j\pi x}{L}dx,\ j=1,2,3,... \tag{2.44}$$

$$y(x.t)=\frac{2}{L}\sum_{j=1}^{\infty}v(j,t)\sin\frac{j\pi x}{L} \tag{2.45}$$

Çözüm için daha önce belirtilen basit mesnetli kiriş sınır şartları, dirac delta fonksiyonunun özellikleri ve Fourier sinüs sonlu integral dönüşüm kuralları kullanılarak Eşitlik 2.46 elde edilir.

$$\frac{j^4\pi^4}{L^4}EIV(j,t)+\rho A\ddot{V}(j,t)+2\rho A w_b\dot{V}(j,t)=P\sin\frac{j\pi vt}{L} \tag{2.46}$$

Basit mesnetli bir kirişin j-inci mod titreşiminin dairesel frekansı ve kirişin doğal frekansı denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$w_j^2=\frac{j^4\pi^4}{L^4}\frac{EI}{\mu} \qquad f_j=\frac{w_j}{2\pi}=\frac{j^2\pi}{2L^3}\left(\frac{EI}{\mu}\right)^{\frac{1}{2}} \qquad \mu=\rho A \tag{2.47}$$

Hareketli yükün kirişi etkileme frekansı,

$$w = \frac{\pi v}{L} \tag{2.48}$$

Yukarıdaki denklemler kullanıldığında aşağıdaki eşitlik elde edilir

$$\ddot{V}(j,t) + 2\mu w_b \dot{V}(j,t) + w_j^2 V(j,t) = \frac{P}{\mu} \sin jwt \tag{2.49}$$

Bu denklemin çözülebilmesi için laplace carson integral dönüşüm metodu kullanılarak çözülebilir. Bu metoda göre eşitliği e-pt ile çarpıp, her terimi t ye göre sıfırdan sonsuza kadar integral alınıp p ile çarpılır (p kompleks düzlemde bir değişkendir). Laplace carson değişim metodu Tablo2.3'teki kurallara göre uygulanmaktadır.

Tablo 2.3. Laplace carson integral dönüşüm kuralları

Dönüşüm	Orjinal
$F(p) = p\int_0^\infty f(t)e^{-pt}dt$	$f(t) = \frac{1}{2\pi i}\int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \frac{F(p)}{p} e^{tp} dp$
$\sum_j^n a_j F_j(p)$	$\sum_j^n a_j f_j(t)$
a	a
$p^n F(p) - p^n f(0_+) - p^{n-1}\frac{df(0_+)}{dt}$ $-p\frac{d^{n-1}f(0_+)}{dt^{n-1}}$	$\frac{d^n f(t)}{dt^n}$
$\frac{p}{p^2+a^2}$	$\frac{1}{a}\sin at$
$\frac{p}{(p^2+a^2)(p^2+b^2)}$	$\frac{1}{ab(a^2-b^2)}(a\sin bt - b\sin at)$
$\frac{p}{(p^2+c^2)[(p^2+a^2)+b^2]}$	$\frac{1}{(a^2+b^2-c^2)^2+4a^2c^2}\left[\frac{a^2+b^2-c^2}{c}\sin ct - \frac{b^2-a^2-c^2}{b}e^{-at}\sin bt - 2a(\cos ct - e^{-at}\cos bt)\right]$

$$V^*(j,p) = p\int_0^{\infty} V(j,t)e^{-pt}dt \tag{2.50}$$

$$V(j,t) = \frac{1}{2}\int_{a_0-j\infty}^{a_0+j\infty} e^{pt}\frac{V^*(j,p)}{p}dp \tag{2.51}$$

Burada, i^2=-1 kompleks sayısıdır. Yukarıdaki denklemin ikinci eşitliğindeki a_0 integralin, kompleks değişken e^{tp} V (j, p) / p 'nin fonksiyonunun bütün tekil değerlerinin sağ tarafında kalan imajiner eksene paralel düz bir çizgi boyunca alındığını ifade eder. (Bu nedenle bütün tekilliklerin gerçek argümanı a0'dan küçüktür).

Çözüm için daha önce belirtilen basit mesnetli kiriş sınır şartları, laplace carson integral dönüşüm kuralları kullanılarak Eşitlik 2.52 elde edilir.

$$p^2V^*(j,p) + 2w_b pV^*(j,p) + w_j^2V(j,p) = \frac{Pjw}{\mu}\frac{p}{p^2 + j^2w^2} \tag{2.52}$$

Buradan $V^*(j,p)$ çekilerek

$$V^*(j,p) = \frac{Pjw}{\mu}\frac{p}{p^2 + j^2w^2}\frac{1}{p^2 + 2w_b p + w_j^2} \tag{2.53}$$

elde edilir. Komplex değişkenli fonksiyon olan bu denklem kutuplarının pozisyonlarına bağlı olarak bazı farklı durumlar arsında ayırım yapılabilmesi için boyutsuz şu parametreler kullanılabilir. Hız parametresi,

$$\alpha = \frac{w}{w_1} = \frac{v}{2f_1L} = \frac{T_1}{2T} = \frac{vL}{\pi}\left(\frac{\mu}{EI}\right)^{1/2} = \frac{v}{v_{kr}} \tag{2.54}$$

Sönümleme parametresi

$$\beta = \frac{w_b}{w_1} = \frac{v}{2f_1L} = \frac{w_bL^2}{\pi^2}\left(\frac{\mu}{EI}\right)^{1/2} = \frac{\vartheta}{2\pi} \tag{2.55}$$

Birinci serbest titreşimin periyodu,) $T_1 = 1 / f_1$

Kuvvetin kiriş üzerinden geçiş süresi, T = L / v

$$v_{kr} = 2f_1L = \frac{T_1}{2T} = \frac{\pi}{L}\left(\frac{EI}{\mu}\right)^{1/2} \tag{2.56}$$

y_0 statik P yükünün açıklığın orta noktasında meydana getirdiği sehim olup şu şekilde tariflenir,

$$y_0 = \frac{PL^3}{48EI} \approx \frac{2P}{\mu l w_1^2} = \frac{2PL^3}{\pi^4 EI} \tag{2.57}$$

Kiriş sönümlemesinin logaritmik azalması, $\vartheta = \frac{w_b}{f_1}$ (2.58)

Hafif sönümlemeli bir kirişin dairesel frekansı, $w_j'^2 = w_j^2 - w_b^2$ (2.59)

Ağır sönümlü kirişin ki ise, $w_j'^2 = w_b^2 - w_j^2$ (2.60)

Hafif sönümleme durumunda 2.53 denkleminin dört kutbu,

$ijw,\ -ijw,\ -w_b + iw_j',\ -w_b - iw_j'$ burada w_j' denklem yukarıda verilmişti.

$p^2 + 2w_p p + w_j^2 = (p + w_b)^2 + w_j''^2$ olduğundan orijinal V(j,t), aşağıdaki laplace carson dönüşüm denklemi yardımıyla hesaplanabilir.

$$\frac{p}{(p^2 + c^2)\left[(p+a)^2 + b^2\right]} \rightarrow \frac{L}{(a^2 + b^2 - c^2) + 4a^2c^2}\left[\frac{a^2 + b^2 - c^2}{c}\sin ct - \frac{b^2 - a^2 - c^2}{b} e^{-at}\sin bt - 2a(\cos ct - e^{-at}\cos bt)\right] \tag{2.61}$$

Böylece denklem (3.44) denklem (3.45)'de de yerine konulup ters Fourier dönüşümü Yapılıp, $t \le T$ için bazı hesaplama ve düzenlemelerden sonra kirişin zamana bağlı yer değişiminin genel ifadesi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$y(x,t) = \frac{2PL^3}{\pi^4 EI}\sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{j^2\left[j^2\left(j^2 - \alpha^2\right)^2 + 4\alpha^2\beta^2\right]}\left[j^2\left(j^2 - \alpha^2\right)\sin jwt - \frac{j\alpha\left[j^2\left(j^2 - \alpha^2\right) - 2\beta^2\right]}{\left(j^4 - \beta^2\right)^{1/2}} e^{-w_b t}\sin w_j' t - 2j\alpha\beta(\cos jwt - e^{-w_b t}\cos w_j' t)\right]\sin\frac{j\pi x}{L} \tag{2.62}$$

Elde edilen bu denklem bazı özel durumlar ve şartlara göre incelenebilir. Örneğin 2.62 ve 2.53 denklemlerini dikkate aldığımızda α ve β değerleri için statik şart (α =0 şartı)

2.62 denkleminde yerine yazılırsa P kuvvetinin v.t noktasında iken kiriş üzerindeki x noktasının statik yer değiştirmesi elde edilmiş olur.

$$y(x,t)=\frac{2PL^3}{\pi^4 EI}\sum_{j=1}^{\infty}\frac{1}{j^4}\sin\frac{j\pi x}{L}\sin jwt \tag{2.63}$$

Basit mesnetli kirişin sınır şartları (denklem 2.36) ve başlangıç şartları (denklem 2.37) dikkate alındığında kirişin sönümüz titreşim durumu (β =0) dikkate alınırsa kirişin zamana göre yer değiştirmesi aşağıdaki gibi bulunur.

$$y(x,t)=\frac{2PL^3}{\pi^4 EI}\sum_{j=1}^{\infty}\sin\left(\frac{j\pi x}{L}\right)\frac{1}{j^2(j^2-\alpha^2)}\left(\sin jwt-\frac{\alpha}{j}\sin w_{(j)}t\right), 0\le x, vt\le L \tag{2.64}$$

Burada, $w=\pi v/L$ yükün kirişi etkileme frekansı, $w_j^2=j^4\pi^4 EI/L^4\mu$ kirişin dairesel titreşim frekansları, $\alpha=w/w_j$ hız parametresi olarak ifade edilmektedir

3. BÖLÜM

ÇİFT KÖPRÜLÜ KREN SİSTEMİNİN YAPAY SİNİR AĞLARI İLE TİTREŞİM ANALİZİ

3.1.Giriş

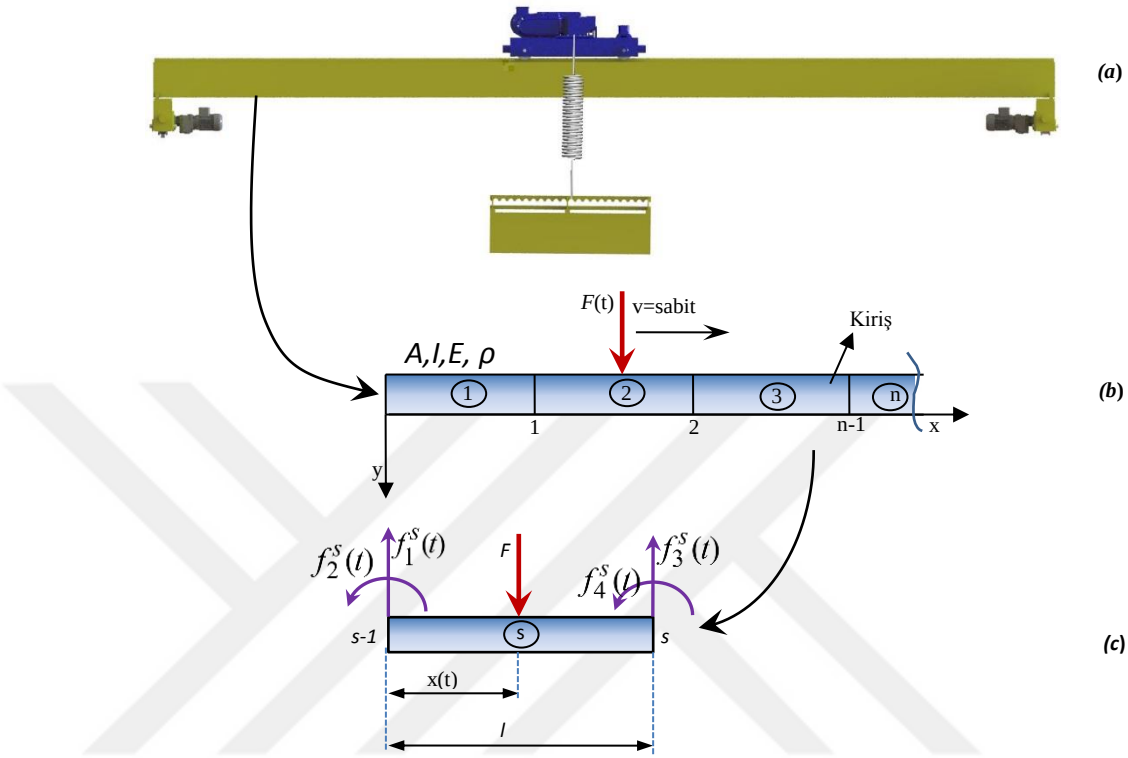
Kren sistemlerinde yükün bir yerden kaldırılıp, taşınması ve indirilmesinin sistem üzerinde farklı dinamik etkileri bulunur. Kren sistemi üzerinde kaldırma taşıma hızları, yükün halat uzunluğu ve üzerinde bulunan araba sayısı gibi kren dinamiğini etkileyen birçok parametre vardır. Kren sitemi üzerinde bu parametrelerin etkilerinin neler olduğu ve kren sistemi üzerinde meydana getirdikleri dinamik etkilerin neler olduğu bu bölümde deneysel olarak incelenmiş, kren sistemleri için titreşim analizi Yapay Sinir Ağı (YSA) ile modellenmiştir ve elde edilen sonuçlar irdelenmiştir

Bu deneysel çalışmada kren üzerinde yükün taşınması esnasında farklı yükler ve farklı çalışma hızlarında kren kirişleri üzerinde meydana gelen dinamik etkiler incelenmiştir. Burada kren üzerinde çoklu arabanın olduğu ve bu arabalarında kren üzerinde farklı sayılarda bulunduğu, farklı hızlarda eş çalışabilen (aynı anda hareket edip aynı anda durabilen) şekilde tasarımı gerçekleştirilmiştir. Kren dinamiğine etkisi olan parametreler yük, araba sayısı, çalışma hızları ayarlanarak bu etkilere karşı meydana gelen etkiler kren sistemi üzerinden ölçülmüştür. Elde edilen veriler yapay sinir ağlarında öğrenme ve test aşamalarında kullanılmıştır. Burada iki farklı yapay sinir ağı yapısı kullanarak kren sistemi üzerinde meydana gelen titreşimlerin analiz edilmesi sağlanmıştır.

3.2.Kren Sistemi Üzerinde Hareketli Yük Dinamiği

Bu çalışma, taşıyıcı arabanın köprü üzerinde hareket ettiği durumlarda meydana gelen dinamik etkileri incelemek amacıyla yapılmıştır. Kren sistemi üzerinde arabanın hareket ettiği şematik görünüm aşağıdaki şekilde verilmiştir. Kren sistemlerinin dinamik analizi için genel yaklaşım, kren üzerinde sabit ve hareketli parçalar olarak ikiye ayrılan durumun

bulunduğunun dikkate alınmasıdır. Yükün ve arabanın hareket ettiği şematik görünüm Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1 (a) Köprülü krenlerde kullanılan basit mesnetli kiriş örneği (b) Basit mesnetli kiriş üzerindeki v hızı ile hareket eden dikey yönde sabit bir (F) kuvveti (c) Hareketli yük altında elemanın eşdeğer düğüm kuvvetleri.

Şekilde verilen yapının çözümünün yapılabilmesi için Şekil 3.1'de gösterilen modelde a, homojen basit mesnetli Euler-Berneolli kiriş sabit eleman olarak dikkate alınırken üzerinde hareket eden araba ve yük ise v hızı ile hareket eden dikey yönde sabit bir kuvvet olarak dikkate alınabilir. Bu tür sistemler için genel bir matematiksel yaklaşım ortaya konulabilir. Buradaki kirişin uniform yapıda olduğu ve basit şekilde her iki ucundan mesnetlendiği kabul edilmiştir. Bu kiriş için mekanik parametreler: elastisite modülü E, kirişin yoğunluğu ρ, kiriş kesit alanı (kutu profili) A, açıklık L ve enine kesit atalet momenti I olarak tanımlanır.

Çok serbestlik dereceli sitemlerin genel hareket denklemi Eşitlik 3.1'de ifade edilmektedir [68],

$$[m]\ \{\ddot{u}\}+[c]\ \{\dot{u}\}+[k]\ \{u\}=\{F(t)\} \tag{3.1}$$

Buradaki yapıda; $[M]$ kütle matrisi, $[C]$ sönüm matrisi, $[K]$ rijitlik matrisi olarak ifade edilmektedir. $\{\ddot{u}\}$ tüm yapının ivme vektörü, $\{\dot{u}\}$ tüm yapının hız vektörü, $\{u\}$ tüm yapının yer değiştirme vektörünü ifade etmektedir. $\{F(t)\}$ ise sisteme dışarıdan gerçekleştirilen zamana bağlı dış kuvvet vektörü olarak tanımlanmaktadır.

Kiriş üzerinde düşey bir kuvvet (*F*) uygulandığı zaman, toplam kuvvete maruz kalan elemanın *s* (Şekil 3.1b) düğümleri dışında tüm düğümlerdeki dış kuvvetler sıfırdır. Clough ve Panzien'e göre [69], belirtilen dış kuvvet vektörü Eşitlik 3.2'de tanımlanmaktadır

$$\{F(t)\} = \left\{0 \;\; 0 \;\; 0 \;\; \ldots f_1^{(s)} \; f_2^{(s)} \; f_3^{(s)} \; f_4^{(s)} \ldots 0 \;\; 0 \;\; 0 \;\; \right\} \tag{3.2}$$

Burada $f_i^{(s)}(t), (i = 1,2,3,4)$ eşdeğer düğüm kuvvetleri olarak tanımlanmaktadır.

$$\left\{ f^{(s)}(t) \right\} = F \left\{ N \right\} \tag{3.3}$$

Burada F kirişin üzerinde n uygulana düşey kuvvetin değeri olarak tanımlanırken, $\{N\}$ şekil fonksiyonu olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\{N\} = \left[N_1 \;\; N_2 \;\; N_3 \;\; N_4\right]^T \tag{3.4}$$

Şekil fonksiyonu denklemleri aşağıda verilen denklemlerle açıklanmaktadır [69, 70]:

$$N_1 = 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3 \tag{3.5}$$

$$N_2 = l\left(\xi - 2\xi^2 + \xi^3\right) \tag{3.6}$$

$$N_3 = 3\xi^2 - 2\xi^3 \tag{3.7}$$

$$N_4 = l\left(-\xi^2 + \xi^3\right) \tag{3.8}$$

$$\xi = \frac{x}{l} \tag{3.9}$$

Burada; *l* eleman uzunluğu, x ise elaman boyunca düşey yönde uygulanan F kuvvetinin uygulandığı mesafedir ve Şekil 3.1c'te bu tanımlamalar görülmektedir.

Zaman adımı *m* ve zaman aralığı Δt dikkate alındığında, toplam süre aşağıdaki gibi belirtilebilir [35]:

$$\tau = m.\Delta t \tag{3.10}$$

Herhangi bir zamanda $t = r\,\Delta t$ *(r = 1… m)*, hareketli kuvvetin, kirişin başlangıcına göre pozisyonu aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$x_m(t) = vr\Delta t \tag{3.11}$$

Eleman numarası s, herhangi bir zamanda hareketli yükün uygulanmasına göre aşağıdaki şekilde bulunur:

$$s = Int\left[\frac{x_m(t)}{l}\right] + 1 \tag{3.12}$$

s- 1 ve *s, s.* kiriş elemanın iki düğümüdür. Bu sebepten ötürü, herhangi bir zamanda t = r Δt (r = 1… m), hareket eden kuvvetin (F) s. kiriş elemanına (s = 1…n) etki etmesi durumuna göre düğüm kuvvetleri ve momentleri için denklem 3.13-3.18 ile ifade edilir [71]:

$$F_{s-1} = PN_1 = f_1^{(s)} \tag{3.13}$$

$$F_s = PN_3 = f_3^{(s)} \tag{3.14}$$

$F_i = 0$ (s-1 ve s hariç 1 den n'e kadar) (3.15)

$$M_{s-1} = PN_2 = f_2^{(s)} \tag{3.16}$$

$$M_s = PN_4 = f_4^{(s)} \tag{3.17}$$

$M_i = 0$ (s-1 ve s hariç 1 den n'e kadar) (3.18)

Burada N_1, N_2, N_3, N_4 daha önceki (3.5) – (3.8) arasındaki denklemlerle tanımlanmıştı.

Denklem (3.9) yerel x (t) yerine global $x_m(t)$' e göre yeniden aşağıdaki 3.19 denklemi yazılabilir:

$$\xi = \frac{x_m(t) - (s-1)l}{l} \tag{3.19}$$

3.3. Yapay Sinir Ağları

Son yıllarda bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler, yapay sinir ağlarıyla ilgili uygulamalarda artışa neden olmuştur. Sinir ağlarının sistem tanımlama uygulamalarında, ana fikir genellikle sistem analizi için kullanılabilen geçerli bir sistem modeli elde etmektir. Yapay sinir ağlarının mekanik sistemlerde kullanılması genellikle arıza teşhisi, titreşim tahmini ve kontrol uygulamalarına dayanmaktadır.

İleri beslemeli yapay sinir ağı tipi tahminleyici kren köprülerinin titreşimlerini tahmin etmek için kullanılmıştır. Şekil 3.2 de deneysel ve yapay sinir ağı yaklaşımlarının akış şeması gösterilmektedir. Yapay sinir ağı, üç giriş katmanı, on doğrusal olmayan nöronlu gizli katman ve beş çıkış katmanından oluşmaktadır. Şekil 3.3' de yapay sinir ağı tahminleyicinin şematik görünümü verilmiştir.

$$z_j = g\left(\sum_{i=1}^{i} \sum_{j=1}^{j} W_{ij} t_i + b_j \right) \tag{3.20}$$

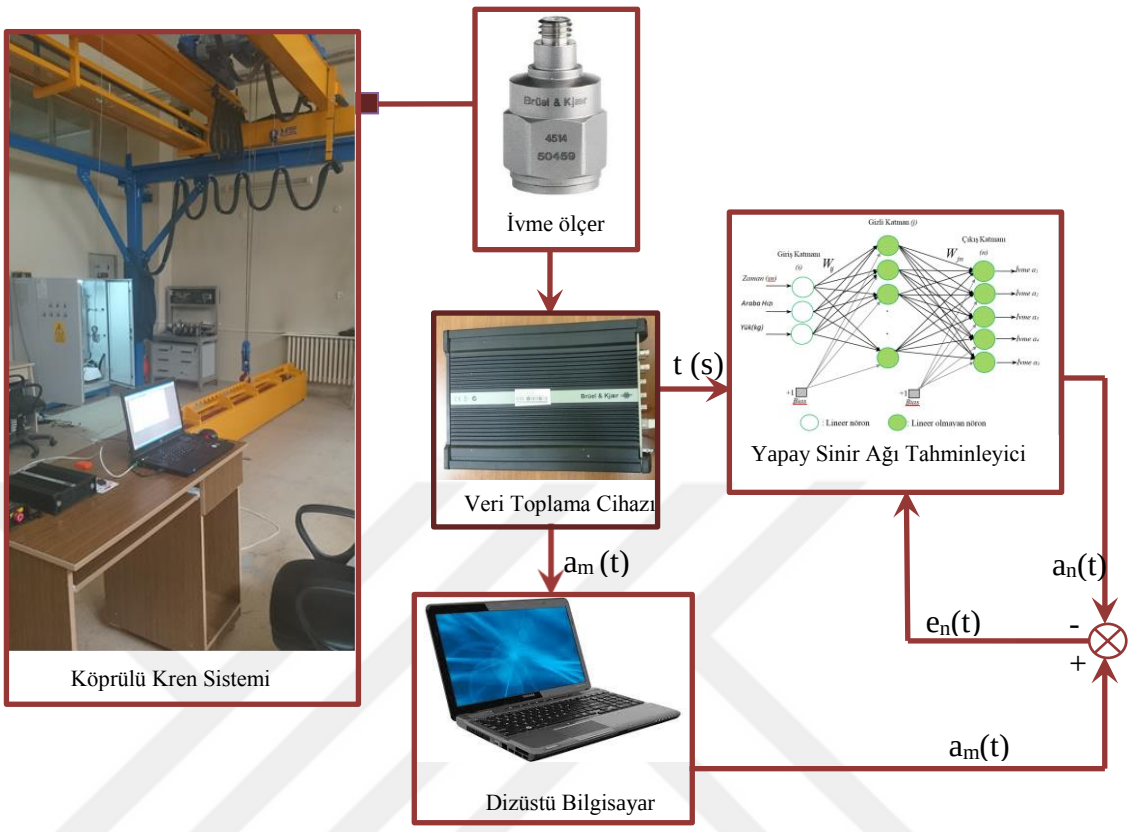
Burada, z_j gizli katmanda j. nöronun çıkışı, W_{ij} gizli ve giriş katmanı nöronları arasındaki ağırlıklar, b_j gizli katmandaki j. nöronun bias değeri, b_j gizli katmanda sabit bir birim değer girişi ve nöron j arasındaki ilişkinin ağırlığı olarak ifade edilebilir. g(.) fonksiyonu gizli katmanın aktivasyon fonksiyonu olarak isimlendirilir. Sadeleştirme için, ağdaki her nöron için aynı aktivasyon fonksiyonu kullanılır. Bu aktivasyon fonksiyonu, tangent sigmoid fonksiyonudur ve Eşitlik 2.28'deki gibi ifade edilebilir:

$$g(.) = \frac{2}{1+e^{-2x}} - 1 \tag{3.21}$$

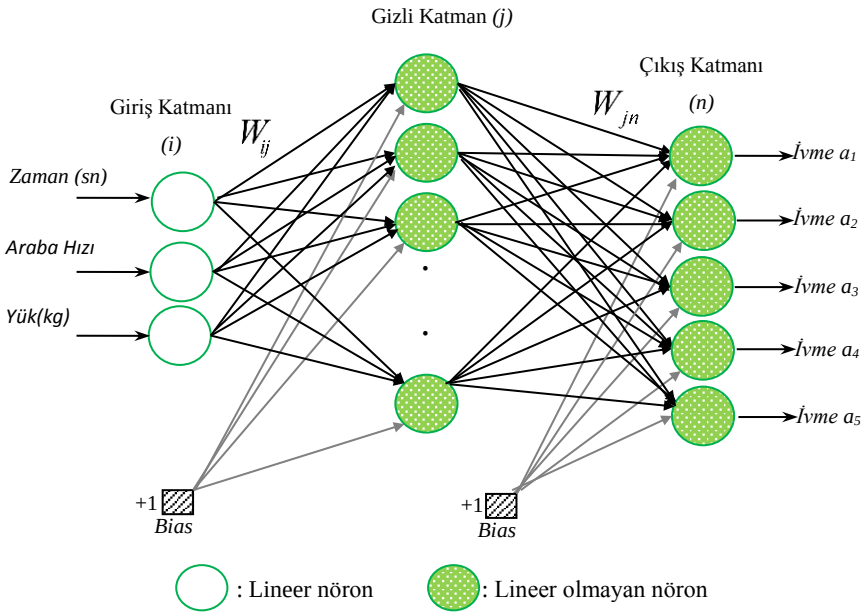
Yapay Sinir ağı çıkış sinyali aşağıdaki gibi tarif edilebilir;

$$a_n = g\left(\sum_{j=1}^{j} \sum_{n=1}^{i} W_{jn} z_j + b_n \right) \tag{3.22}$$

Burada, w_{jn} gizli tabakanın j. nöronları ile çıkış katmanını n. nöronları arasındaki ağırlıklar ve b_n çıkış katmanındaki n. nöronlar için bias değeri olarak ifade edilebilir. Bu çalışmada köprü vincinin titreşim analizini gerçekleştirmek için iki öğrenme tekniği kullanılmıştır ve bu yöntemler hakkındaki bilgiler özet olarak aşağıdaki alt bölümlerde ifade edilmiştir.



Şekil 3.2. Deneysel ve yapay sinir ağı simülasyon akış diyagramı



Şekil 3.3. Yapay sinir ağı şematik görünümü

3.3.1. Geri Yayılım Algoritmalı Yapay Sinir Ağları (GYYSA)

Geri yayılım yapay sinir ağı, öğrenme kapasitesi ve basitliği sebebiyle günümüzde en çok kullanılan yapılardan biridir. GYYSA, katmanlar arasında tam bir bağlantının bulunduğu çok katmanlı, ileri beslemeli ve öğreticili olarak eğitilen bir YSA modelidir. Bu modelde elde edilen titreşim sonuçları ile YSA modelinde girişe göre gerçekleşen çıkışlar karşılaştırılır. Elde edilen YSA sonucu ve deneysel modeldeki titreşim arasındaki hata ağ içerisinde ağırlıkları ayarlamada kullanılır. Bu işlem her bir katman için gerçekleştirilir. Her bir katmanındaki, tüm nöronların ağırlıklandırılmış değeri hesaplandıktan sonra, bu değer yine aktivasyon fonksiyonu ile karşılaştırılarak mevcut hata minimize edilmeye çalışılır. Hata değeri belli bir seviyeye ininceye kadar iterasyon işlemine devam edilir ve böylece ağın eğitim aşaması tamamlanmış olur. Test aşamasında ise eğitimde kullanılan değerlerden farklı bir giriş uygulanır. Bu girişe göre ağın çıkışı ile istenen değer arasında oluşan hata ağın genelleştirilmesi ve yeteneğini belirlemede kullanılır[72].

Geri yayılım algoritması sinir ağları ağırlıkları ayarlamak için en çok kullanılan algoritmalardan biridir. Bu YSA modelinde gizli katman ile giriş katmanı arasında ağırlıkları ayarlama kuralı aşağıdaki gibidir [73]:

$$\Delta W_{ij}(t) = -\eta \frac{\partial E_2(t)}{\partial W_{ij}} + \alpha \Delta W_{ij}(t-1) \tag{3.23}$$

W_{ij} ; giriş ve gizli katmanları arasındaki ağırlık matrisidir. Çıkış katmanı ile gizli katman arasındaki ağırlıkları ayarlama kuralı aşağıdaki gibidir:

$$\Delta W_{jn}(t) = -\eta \frac{\partial E_1(t)}{\partial W_{jn}} + \alpha \Delta W_{jn}(t-1) \tag{3.24}$$

W_{jn} ; gizli ve çıkış katmanları arasındaki ağırlık matrisidir. Burada η ; öğrenme oranı ve α ; momentum terimidir. $E_1(t)$; giriş ve gizli katmanı arasındaki hata, $E_2(t)$; gizli ve çıkış katmanı arasındaki hatadır.

3.3.2 Radyal Esaslı Yapay Sinir Ağları (REYSA)

REYSA yapısı ileri beslemeli YSA yaklaşımıdır. Genellikle çok değişkenli modelleme ve yakınsamalarda tercih edilen yapılardandır. Radyal esaslı yapay sinir ağı tasarımı, eğitim için kullanılan verilere çok boyutlu uzay içerisinden en uygun yüzeyi bulma işlemine dönüşür. REYSA'nın genellemesi ise test verilerini enterpolasyon etmek

amacıyla, eğitim sırasında bulunan çok boyutlu yüzeyin kullanılmasına eşdeğerdir. Radyal esaslı fonksiyonlar, sayısal analizde çok değişkenli enterpolasyon problemlerinin çözümünde kullanılmış ve YSA'nın gelişmesi ile birlikte bu fonksiyonlardan YSA tasarımında yararlanılmıştır. REYSA ileri beslemeli YSA yapılarına benzer şekilde giriş, gizli ve çıkış katmanından oluşur [74]. Gizli ve çıkış katmanlarında Gauss aktivasyon fonksiyonu kullanılmaktadır. Genellikle lineer olmayan verilerin modellenmesi için tercih edilmektedir. Radyal esaslı fonksiyon aşağıdaki gibi tanımlanır [75]:

$$f_j(x) = \sum_{i=1}^{3} \sum_{j=1}^{10} W_{ij} h_{ij}(x) \tag{3.25}$$

Burada, W_j ağ ağırlıklarını, $f(x)$ gizli katmandaki çıkış değeri fonksiyonu, x giriş vektörü ve h_j transfer fonksiyonudur.

REYSA'nın karakteristik özelliği gizli katman transfer fonksiyonu h_{ij} dir. Bu fonksiyon giriş x ve her bir gizli tabakanın merkezi c_j arasındaki mesafeye uygun olarak tanımlanır. Bu fonksiyon bir R_j değişkeni ile ölçeklendirilir ve aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$h_{ij}(x) = \varphi\left[\left(x - c_{ij}\right)^T R_j^{-1} (x - c_{ij})\right] \tag{3.26}$$

Burada, φ negatif olamayan sayılar için sıradan bazı fonksiyonlar olarak tanımlanır. REYSA gizli katman transfer fonksiyonu genellikle doğrusal olmayan Gaussian fonksiyonudur. Bu fonksiyon şu şekilde tanımlanabilir:

$$h_{ij}(x) = \exp(-\sum_{n=1}^{5} \frac{\left(x_n - c_{jn}\right)^2}{r_{jn}^2}) \tag{3.27}$$

Gaussian fonksiyonu kullanıldığında, ağ çıktısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$h_{ij}(x) = \sum_{j=1}^{m} W_j \exp(-\sum_{n=1}^{5} \frac{\left(x_n - c_{jn}\right)^2}{r_{jn}^2}) \tag{3.28}$$

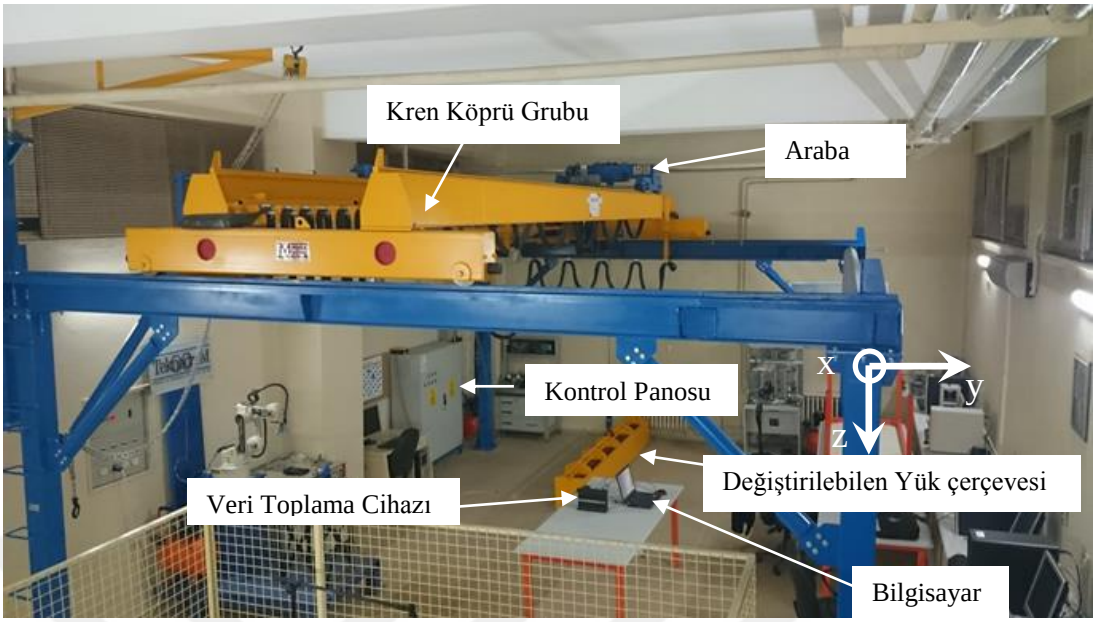
Burada, r_j , j. gizli katmanın radius vektörü olarak tanımlanır. Model karmaşıklığı sorununa doğrudan bir yaklaşım, tamamen kullanılırsa, verileri sığdırmak için daha büyük bir kümede bulunan merkezlerin bir alt kümesini seçecektir.

3.4. Deneysel Sistem ve Titreşim Analizi

Teknolojik gelişmelere rağmen kren sistemlerinin ağırlığı ve sistem ataletlerinden dolayı, bu sistemlerin hızlı çalışma şartlarında kullanılması oldukça zordur. Kren sistemlerinin hızlı çalışması, sistemde yük ve araba hareketlerinin etkilerinden dolayı kren dinamik karakteristiği üzerinde önemli bir rol oynamaktadır. Sonuç olarak kren sistemi üzerinde meydana gelen aşırı yüklemeler istenmeyen titreşimlere sebep olmaktadır. Bu titreşimler kren sisteminde aşınmalara sebep olarak istenmeyen arızalara neden olacaktır. Bu tez çalışmasında kren sistemlerinin hızlı çalışma şartlarını araştırabilmek için kren köprüsü üzerinde birden çok arabanın bulunduğu farklı çalışma şartlarında bir kren sistemi tasarımı yapılmış ve laboratuvar ortamında kurulumu gerçekleştirilmiştir.

Deneysel sistem üzerinde köprü grubunu tahrik edebilmek amacıyla 0.37 kW AC elektrik motoru, kaldırma grubunu tahrik edebilmek için 2.5 kW AC elektrik motoru ve 0.75 kW elektrik motoru da arabayı hareket ettirebilmek amacıyla kullanılmıştır. Kren sistemi üzerinde farklı hızlarda çalışmayı sağlayabilmek amacıyla motor sürücü olarak Fuji (Frenic–Multi) frekans inventörü kullanılmıştır. İstenen kaldırma, indirme köprü hareket ve araba hareket hızları bu frekans sürücüler sayesinde ayarlanarak tüm motorlar bu sürücüler ile kontrol edilmiştir. Yine köprü üzerinde sistemin güvenli ve emniyetli olabilmesi amacıyla, arabaların ve köprü grubunu köprü üzerinde yavaşlayarak durmasını sağlayacak limit sensörleri, üzerindeki arabaların birbiri ile çarpışmasını engellemek amacıyla çarpışma sensörleri, aşırı yükleme yapıldığında sistemin çalışmasını engellemek amacıyla yük hücresi kullanılmıştır. Buradaki tüm bu süreçlerin kontrol edilebilmesi için PLC kullanılmıştır.

Bu deneysel sistem için tasarımı, imalatı yapılan ve kurulumu laboratuvar ortamında gerçekleştirilmiş olan kren sisteminin görünüşü Şekil 3.4'te görülmektedir. Deneysel çalışmalar için uyumlu olan kren sistemi, üzerinde çoklu arabanın bulunduğu, bu arabaların eş zamanlı olarak kaldırma, indirme, taşıma yapabilecek ve tüm arabaların aynı anda hareket edip durabileceği şekilde tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde kren sistemi üzerindeki kiriş üzerinde arabanın hareket edebildiği durumdaki kren sisteminin titreşim karakteristiklerinin araştırılması üzerine çalışma gerçekleştirilmiş, yukarıda bahsedilen kren sistemi bu amaçla kullanılmıştır.



Şekil 3.4. Deneysel köprülü kren sisteminin görünümü

Kren sistemi köprü kirişi üzerinde farklı araba sayıları, farklı yük ve araba hareket hızları altında kren sistemi üzerinden titreşim ölçümü yapılmıştır. Sistemin çalışmaya başlamasından itibaren tüm hareket şartları altında yükün köprü üzerindeki hareket süresi 30sn'de tamamlandığımdan dolayı ilk 35sn'lik süreler dikkate alınmıştır. Ölçümde kullanılan veri toplama ünitesi Brüel & Kjaer 3560B tipi IDA olup üzerindeki 5 kanaldan eş zamanlı veri alınabilmektedir. Bu cihazın veri aktarma hızı kanal başına 25,6 kHz düzeyindedir. 5 adet Brüel & Kjaer 4514 tipi genel amaçlı ölçüm yapabilen tek eksenli ivme ölçerler titreşim ölçümü için tercih edilmiştir.

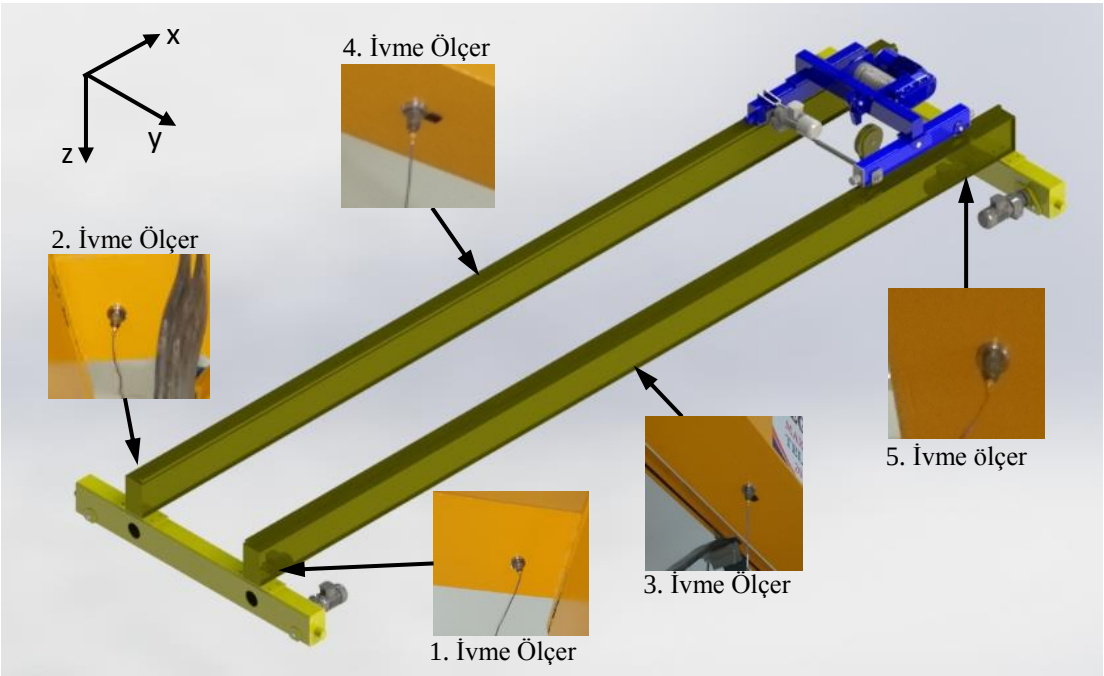
Deneysel sistemdeki titreşim ölçümünün blok diyagramı Şekil 3.2'de verilmişti ve titreşim ölçümü esnasında titreşim değerleri bilgisayar ekranından anlık takip edilebilmekledir. Deneysel sistem için kullanılan elamanların görüntüsü Şekil 3.5' de verilmiştir. Kren sisteminden titreşim ölçümü için kullanılan sensörlerin birer tanesi kiriş sonlarına birer tanesi köprü ortalarına, bir tanesi de birinci kiriş başına bağlanmıştır ve sensörlerin kren sistemi üzerinde bağlandığı pozisyonları gösteren görünüm Şekil 3.6'da gösterilmiştir.

Deneysel çalışmada kren kiriş üzerinde 3 farklı konfigürasyon (1 araba, 2 araba, 3 araba) dikkate alınarak çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Ayrıca deneysel çalışma için iki farklı yükün taşındığı (700kg ve 1260kg) ve iki farklı çalışama hızı (araba hareket hızı) dikkate

alınarak (0,3m/s ve 0,5m/s) tüm araba konfigürasyonları için titreşim deneyleri geçekleştirilmiştir.

*Şekil 3.5.*Titreşim ve gürültü ölçüm ekipmanları (a) 5 kanallı veri toplama ünitesi (b) Tek eksenli ivmeölçer

Böylece üzerinde çoklu araba bulunan kren sistemleri için iki farklı hız ve iki farklı yükün taşınması esnasında kren sistemi üzerinde meydana gelen dinamik etkiler araştırılmıştır.



Şekil 3.6. Köprülü kren kirişi üzerinde ivme ölçerlerin bağlandığı pozisyonlar

Yapay sinir ağları ile bu şekilde non-lineer titreşime sahip yapıların analizi için genel bir YSA modeli oluşturabilmek amacıyla titreşim verileri elde edilmiştir. Elde edilen bu veriler bir sonraki aşamada yapay sinir ağının eğitim ve test aşamalarında kullanılmıştır.

3.5. Deneysel ve Simülasyon Sonuçları

Bu bölümde kren sitemi üzerinde meydana gelen titreşim parametrelerinin hem deneysel hem de YSA analizi sonuçları sunulmuştur. Kren üzerinde meydana gelen titreşimleri ölçmek amacıyla çok arabalı bir kren sistemi tasarlanarak kurulumu gerçekleştirilmiştir. 5 ayrı ivme ölçer kren kirişlerini altına yerleştirilerek titreşim ölçümleri yapılmıştır.

Deneyler iki farklı yükün taşınması (700kg ve 1260kg), iki farklı araba hareket hızı (0,3 m/s ve 0,5 m/s) ve kren kirişi üzerinde bir ve birden fazla arabanın bulunduğu durumlar için kren sistemi üzerinde meydana gelen etkiler incelenmiştir. Kren sisteminde deneysel olarak etkileri incelenen parametreler ve çalışma şartlarını gösteren genel bir gösterim Tablo 3.1 de verilmiştir.

Tablo 3.1.Kren çalışma şartları ve incelenen parametreler

Çalışma şartları		
Durum	**Yük (kg)**	**Araba Hızı (m/s)**
Bir araba	**700**	**0,3**
		0,5
	1260	**0,3**
		0,5
İki araba	**700**	**0,3**
		0,5
	1260	**0,3**
		0,5
Üç araba	**700**	**0,3**
		0,5
	1260	**0,3**
		0,5

Ayrıca kren sisteminin titreşim parametrelerini analiz etmek amacıyla iki tip yapay sinir ağı kullanılmıştır. Geri yayılım algoritmalı yapay sinir ağı (GYYSA) ve Radyal Esaslı Yapay sinir ağı REYSA yapıları tercih edilerek güçlü tahmin edebilme yeteneğine sahip olan yapay sinir ağı tahmincisi tespit edilemeye çalışılmıştır. GYYSA ve REYSA modellerinin performansları karşılaştırılarak kren sistemlerinin titreşimlerini tahmin etmede etkili olan yapay sinir ağı modelinin belirlenmesine çalışılmıştır. Bu işlemler için MATLAB Neural Network Toolbox kullanılmıştır. Kren sisteminin titreşim verileri elde edildikten sonra Matlab'ta yukarıda çalışma şartları verilen tüm veriler birleştirilerek giriş ve çıkış olarak YSA modeline uygulanmıştır. Ayrıca yapay sinir ağlarının yapısal parametreleri için gizli katman sayıları 5, 10 ve 15; iterasyon sayıları 1000 ve 10000 olarak seçilerek 30 farklı şekilde verilerin karışımı yapılıp sürekli döngüde çalışan kod yazılmış ve içerisinden en iyi ağı veren yapı seçilerek sonuçlar sunulmuştur. En iyi sonuçları veren ağ yapısı özellikleri Tablo 3.2' de verilmiştir.

Tablo 3.2 . Yapay sinir ağı yapısal parametreleri

YSA Tipi	**Nöron sayıları**			**İterasyon Sayısı**
	Giriş (n_G)	**Gizli (n_H)**	**Çıkış ($n_Ç$)**	
GYYSA	3	10	5	1000
REYSA	3	10	5	1000

Kren sisteminde meydan gelen titreşimler yukarıda verilen çalışma şartları altında meydana gelen parametrelerin etkilerini gözlemlemek ve de yapay sinir ağı performanslarını karşılaştırabilmek amacıyla elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekillerde grafikler halinde sunulmuştur. Ayrıca yapay sinir ağının performansını belirlemek amacıyla verilen çalışma şartlarına karşılık gelen RMS hatalarını gösteren sonuçlar Tablo 3.3' te verilmiştir.

Kren sistemi üzerinde çalışma şartları olarak 700kg yük ve 0.3m/s çalışma hızı seçildiğinde deneysel ve yapay sinir ağı yaklaşım sonuçları sırasıyla kiriş üzerinde Şekil 3.7'de bir araba Şekil 3.8'de iki araba ve Şekil 3.9'da ise üç araba hareket etmesi

durumundaki sonuçlar verilmiştir. Grafiklerden anlaşıldığı üzere REYSA yapay sinir ağı modelinin deneysel verileri çok iyi takip ettiği görülmektedir. Ayrıca kren sistemi üzerindeki araba sayısını artırılmasıyla titreşim genliklerinde genel olarak azalan bir etki gözlemlenirken 3 arabalı durumda 1 ve 2 arabalı duruma göre harekete başlama anındaki ivme değerlerinin artığı gözlemlenmektedir.

Tablo 3.3. RMS hata sonuçları

Çalışma şartları			**YSA Tipi**	**RMS Hataları**
Durum	**Yük (kg)**	**Araba Hızı (m/s)**		
Bir araba	**700**	**0,3**	**GYYSA**	0,1942
			REYSA	**0,0952**
		0,5	**GYYSA**	0,1073
			REYSA	**0,0475**
	1260	**0,3**	**GYYSA**	0,1493
			REYSA	**0,0778**
		0,5	**GYYSA**	0,1309
			REYSA	**0,0603**
İki araba	**700**	**0,3**	**GYYSA**	0,1375
			REYSA	**0,0574**
		0,5	**GYYSA**	0,0935
			REYSA	**0,0864**
	1260	**0,3**	**GYYSA**	0,0796
			REYSA	**0,0682**
		0,5	**GYYSA**	0,0964
			REYSA	**0,0731**
Üç araba	**700**	**0,3**	**GYYSA**	0.0731
			REYSA	**0,0887**
		0,5	**GYYSA**	0,1708
			REYSA	**0,1342**
	1260	**0,3**	**GYYSA**	0,1464
			REYSA	**0,0697**
		0,5	**GYYSA**	0,1180
			REYSA	**0,0827**

Araba çalışma hızının 0,5 m/s olduğu, 700 kg yükün taşındığı çalışma şartlarında deneysel ve yapay sinir ağı sonuçları 1, 2 ve 3 araba için sırasıyla Şekil 3.10 ve Şekil 3.12 arasındaki grafiklerde sunulmuştur. Grafiklerden GYYSA sonuçlarının kren üzerinde meydana gelen titreşimleri tahmin etmekte yetersiz kaldığı görülmektedir.

Kren sistemi üzerinde araba sayılarını 1, 2ve 3 olması durumlarına göre araba hareket hızı 0.3m/s olarak dikkate alındığında yük 1260 kg çıkarıldığı taktirde deneysel ve yapay sinir ağı simülasyon sonuçları sırasıyla Şekil 3.13 ile Şekil 3.15 arasındaki grafiklerde sunulmuştur. Grafiklerden REYSA yapısının GYYSA yapısına göre daha iyi bir performans sergilediği anlaşılmaktadır. Yine bu grafiklerden anlaşıldığı üzere yükün artması, hız düşük olduğu durumlarda bir arabanın kullanılması durumundaki 700kg'lık ile aynı karakteristiği göstermektedir. 2 ve 3 arabanın kullanılmasında ise azalan bir ivmelenme meydana gelmektedir.

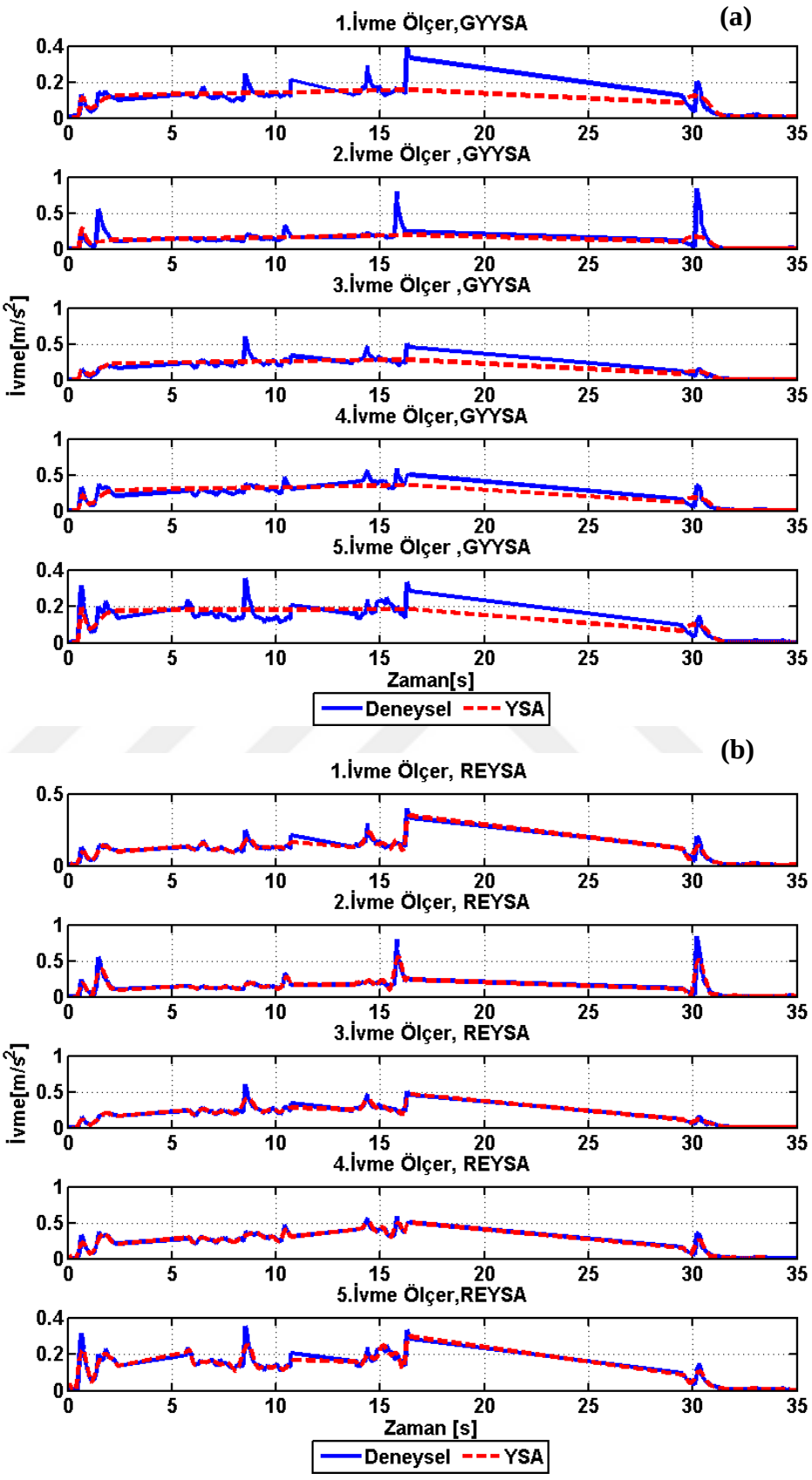
Şekil 3.16 ve Şekil 3.18 arasındaki grafikler sırasıyla bir, iki ve üç araba durumları için araba hareket hızı 0,5 m/s ve 1260 kg şartlar altında deneysel ve nöral sonuçları göstermektedir. GYYSA kötü bir modelleme özelliği sağlarken, REYSA'nın çıktıları tam olarak deneysel değerleri sağladığı görülmektedir.

REYSA yapısı, hızlı yakınsama, küçük ekstrapolasyon hataları ve yüksek güvenilirlik gibi diğer YSA yapılarına göre bazı üstünlüklere sahiptir. Bu nedenle elde edilen sonuçlar REYSA'nın kren sistemlerinin titreşim modellemesinde kullanılabilir.

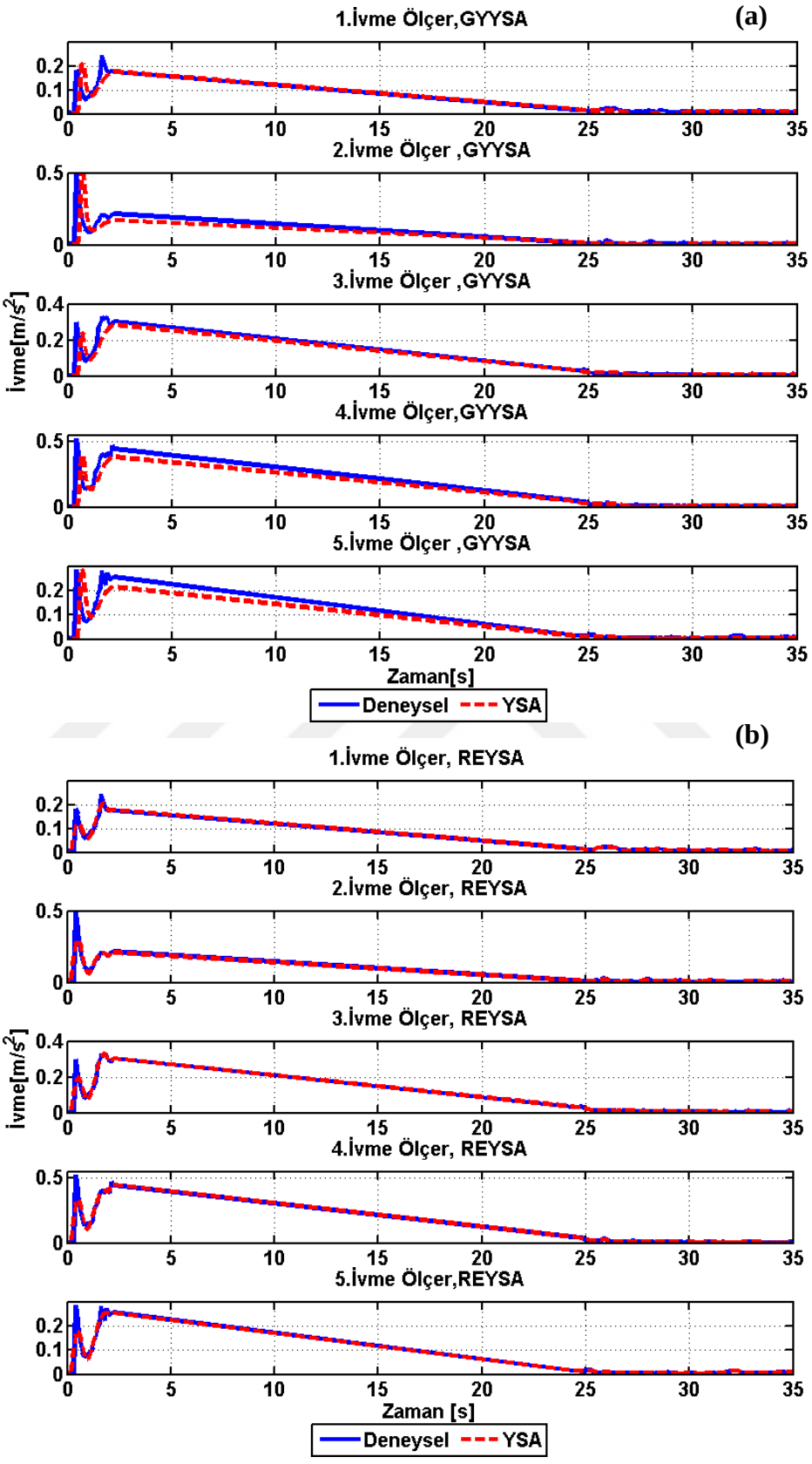
Grafikler; yük değişimi, araba hız değişimi ve araba sayısı açısından incelendiğinde aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir;

- Taşıyıcıların sayısının arttırılması, genellikle titreşim karakteristiği üzerinde azalan bir etkiye sahiptir.
- Araba hızının azaltılması titreşim genliğini genel olarak artırmaktadır.
- Yükün artmasının titreşim genliğini artırmasına doğrudan etkisi vardır.
- Ölçümlerde kullanılan ivme ölçerlerden 1. ve 2. ivme ölçerler köprü sonlarında 3. ve 4. ivme ölçerler kiriş ortalarında ve 5. ivme ölçer ise 1. kirişin başında bulunmaktadır. Sensörlerden elde edilen titreşimler incelendiğinde, köprünün merkezinde meydana gelen titreşimlerin genliğinin, köprünün başında ve sonunda meydana gelen titreşimlerin genliğinden daha yüksek olduğu görülmektedir.

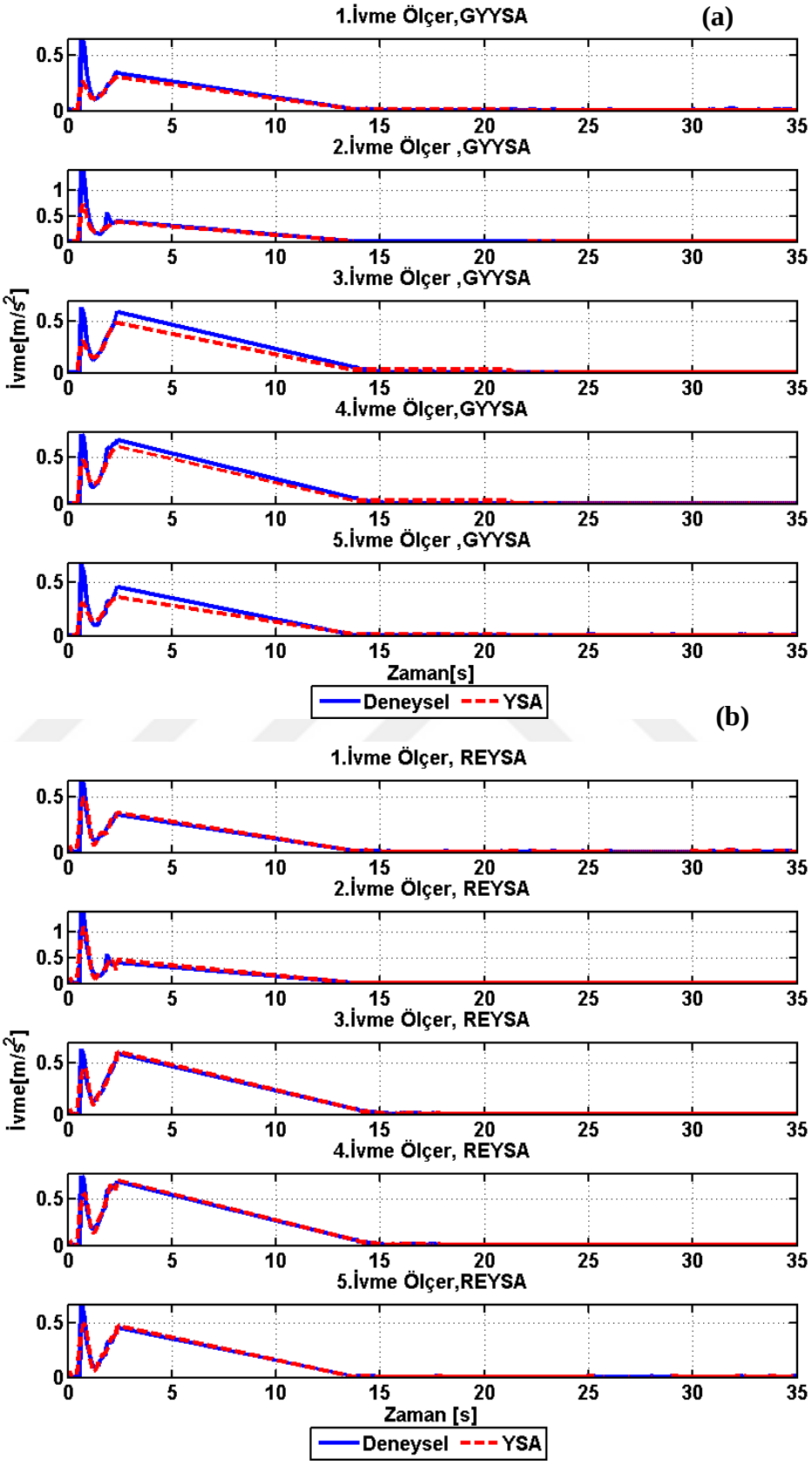
- 2. ve 4. ivme ölçerler ikinci kiriş üzerinde ve 1.3 ve 5.ivme ölçerler birinci kiriş üzerinde bulunmaktadır. Bu nedenle bu ivme ölçerler üzerindeki titreşim karakteristiklerinin birbirine benzer olduğu ama genliklerinin farklı olduğu görülmektedir.



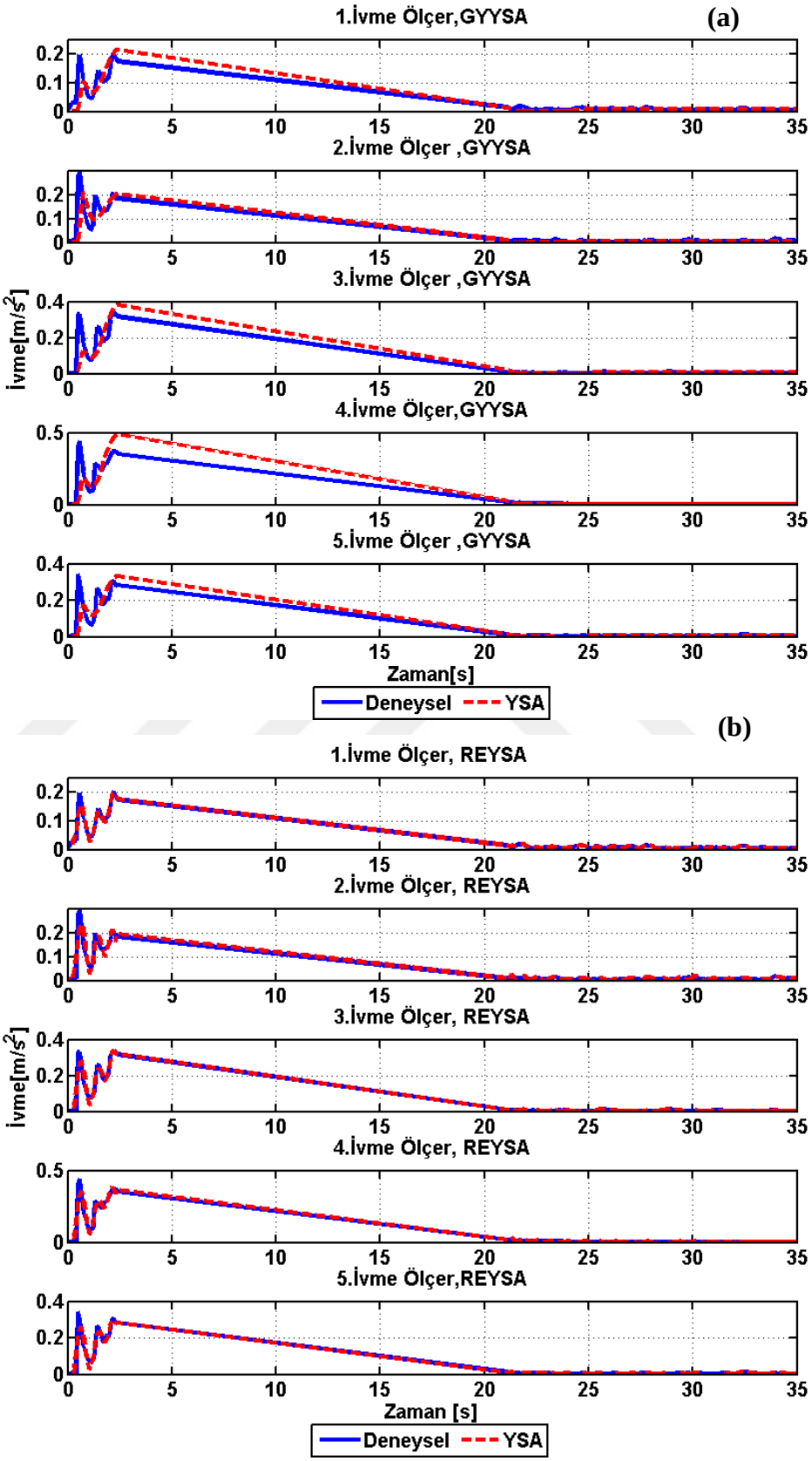
Şekil 3.7. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde bir arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.



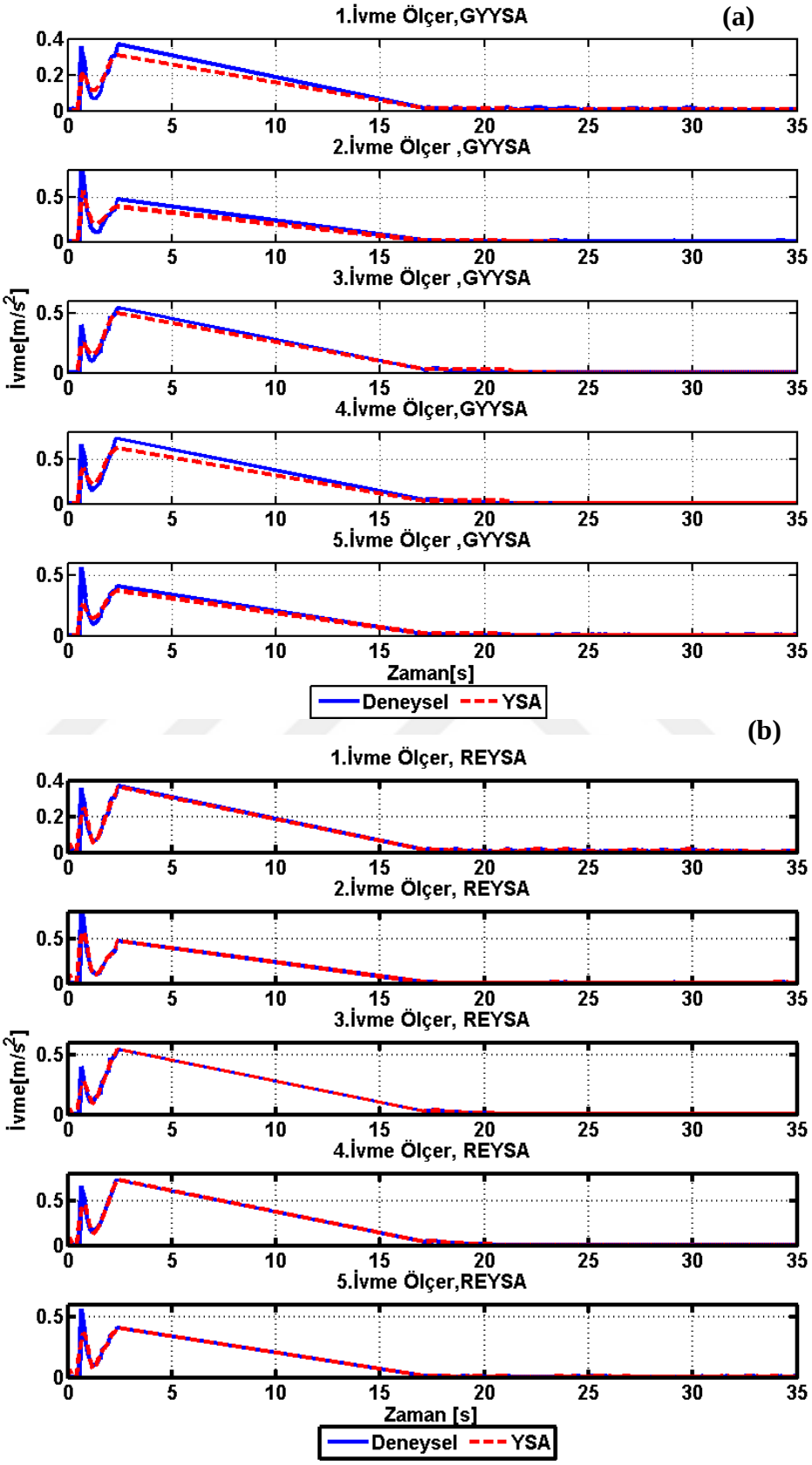
Şekil 3.8. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde iki arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.



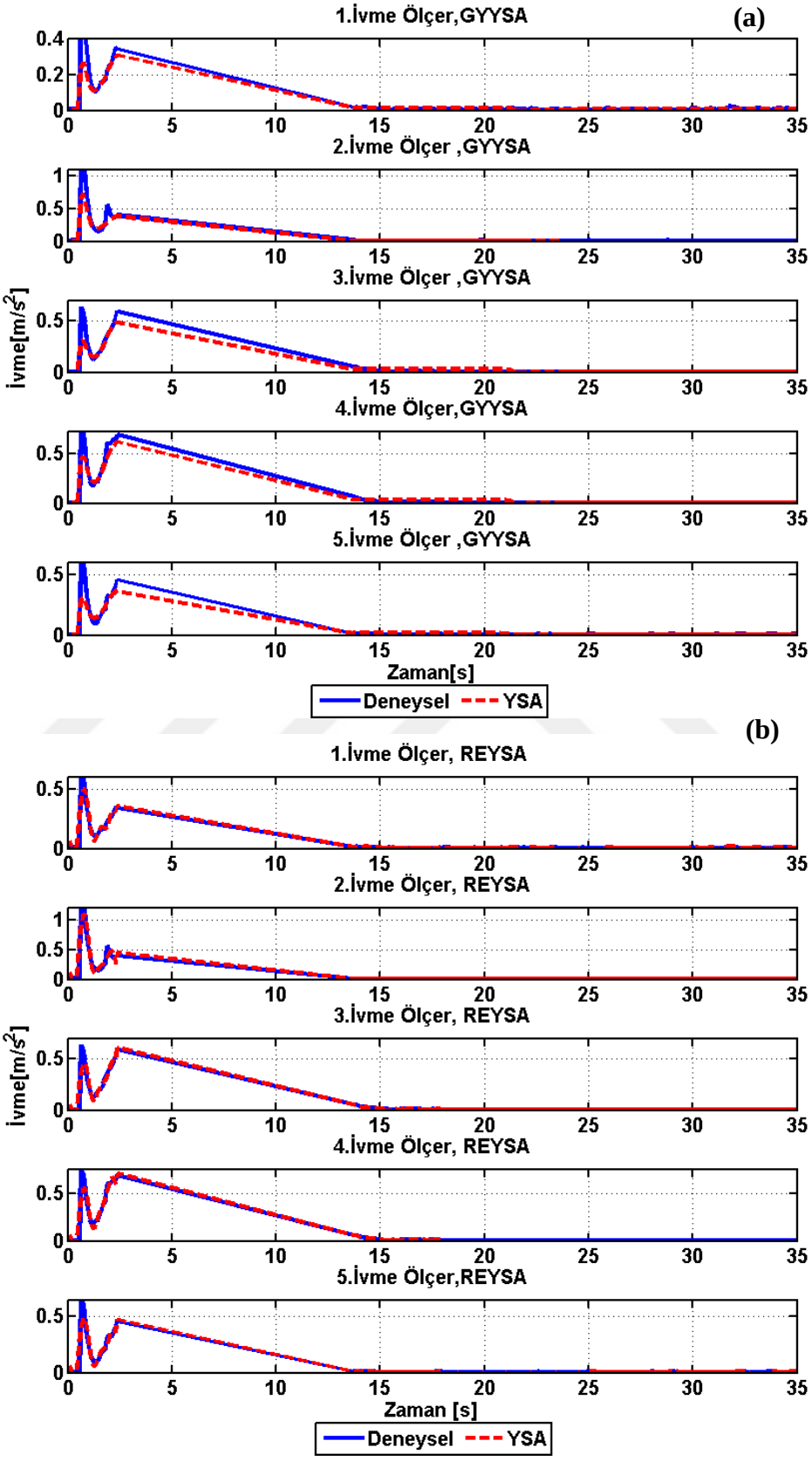
Şekil 3.9. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde üç arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.



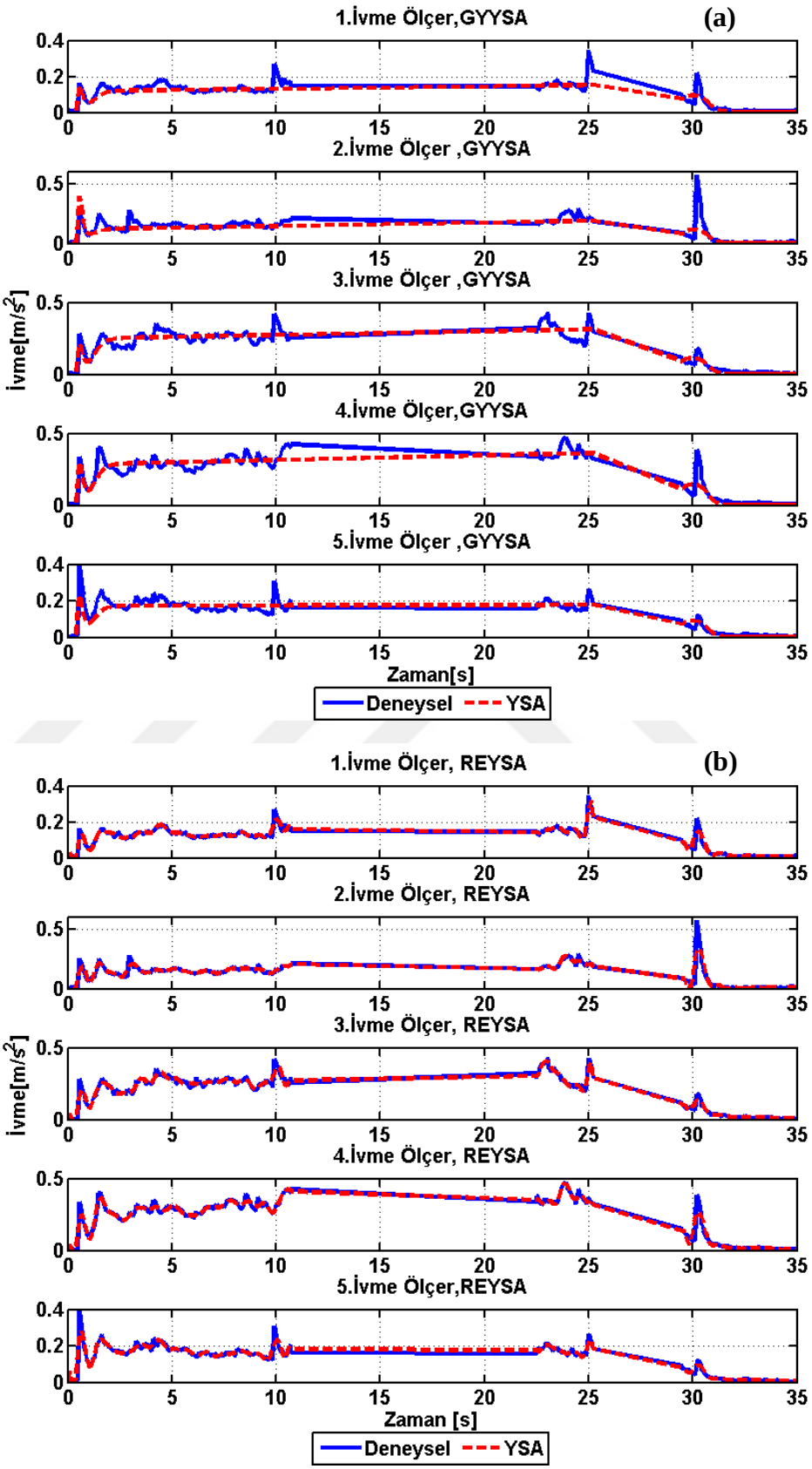
Şekil 3.10. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde bir arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.



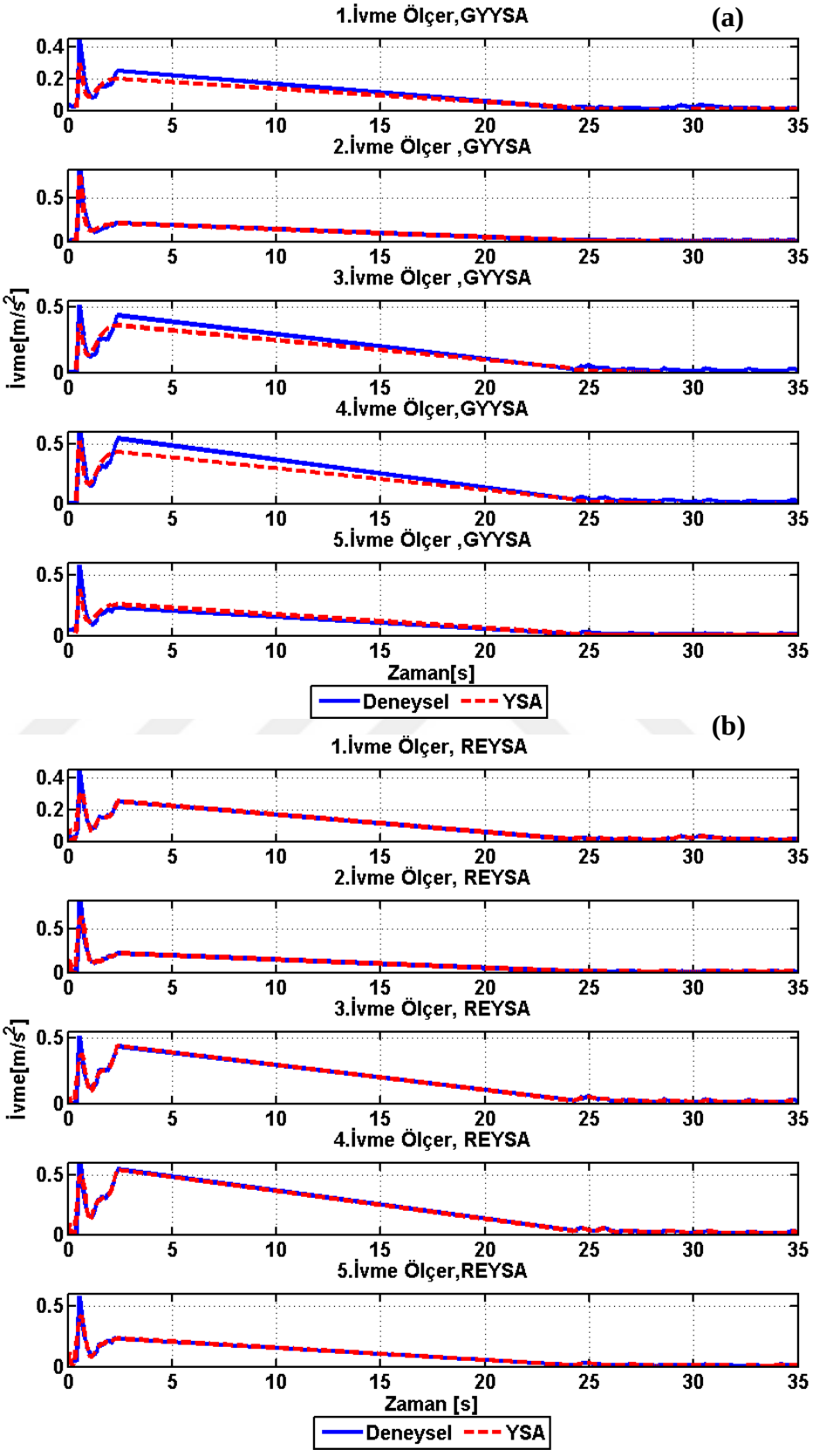
Şekil 3.11. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde iki arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.



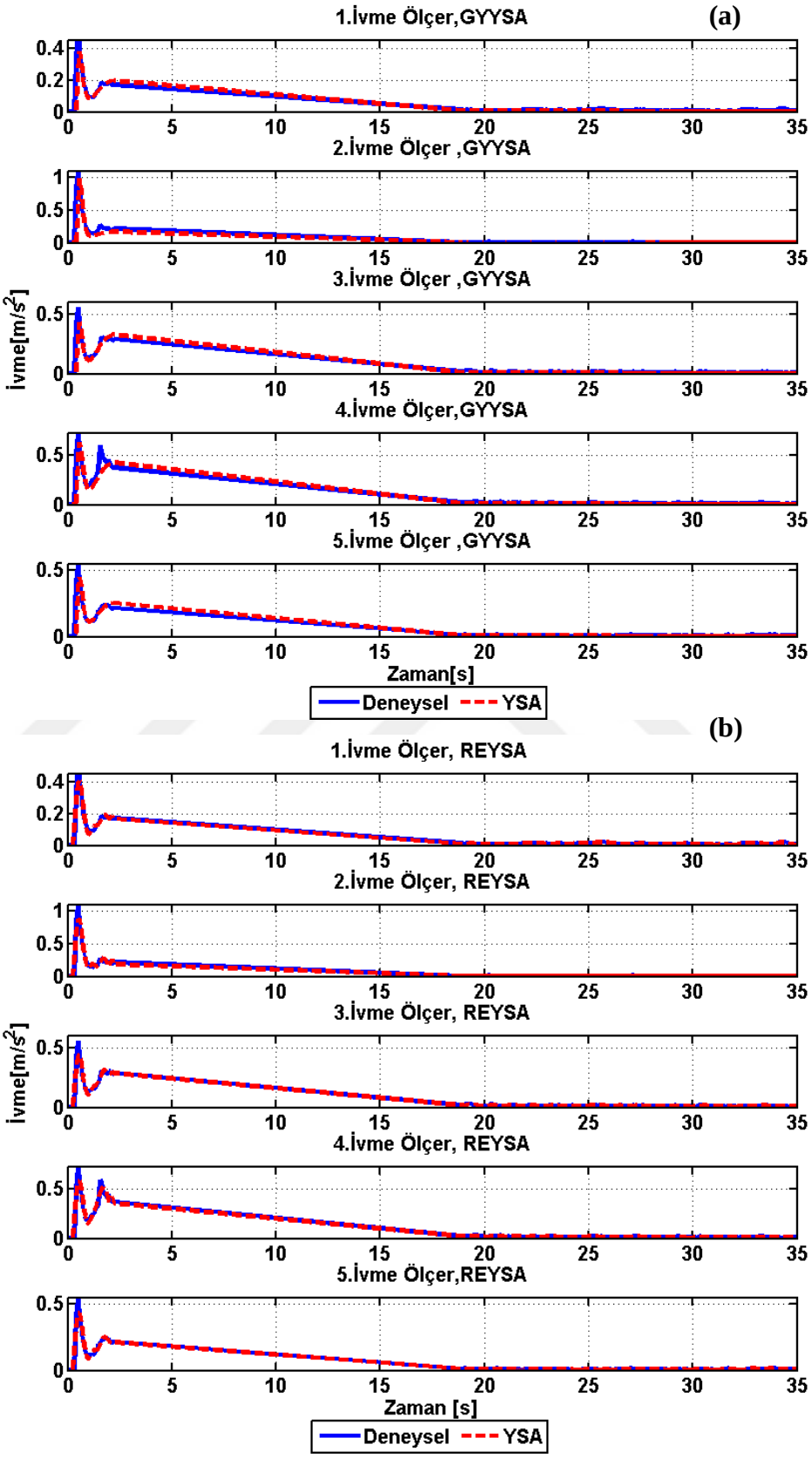
Şekil 3.12 .Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde üç arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=700kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.



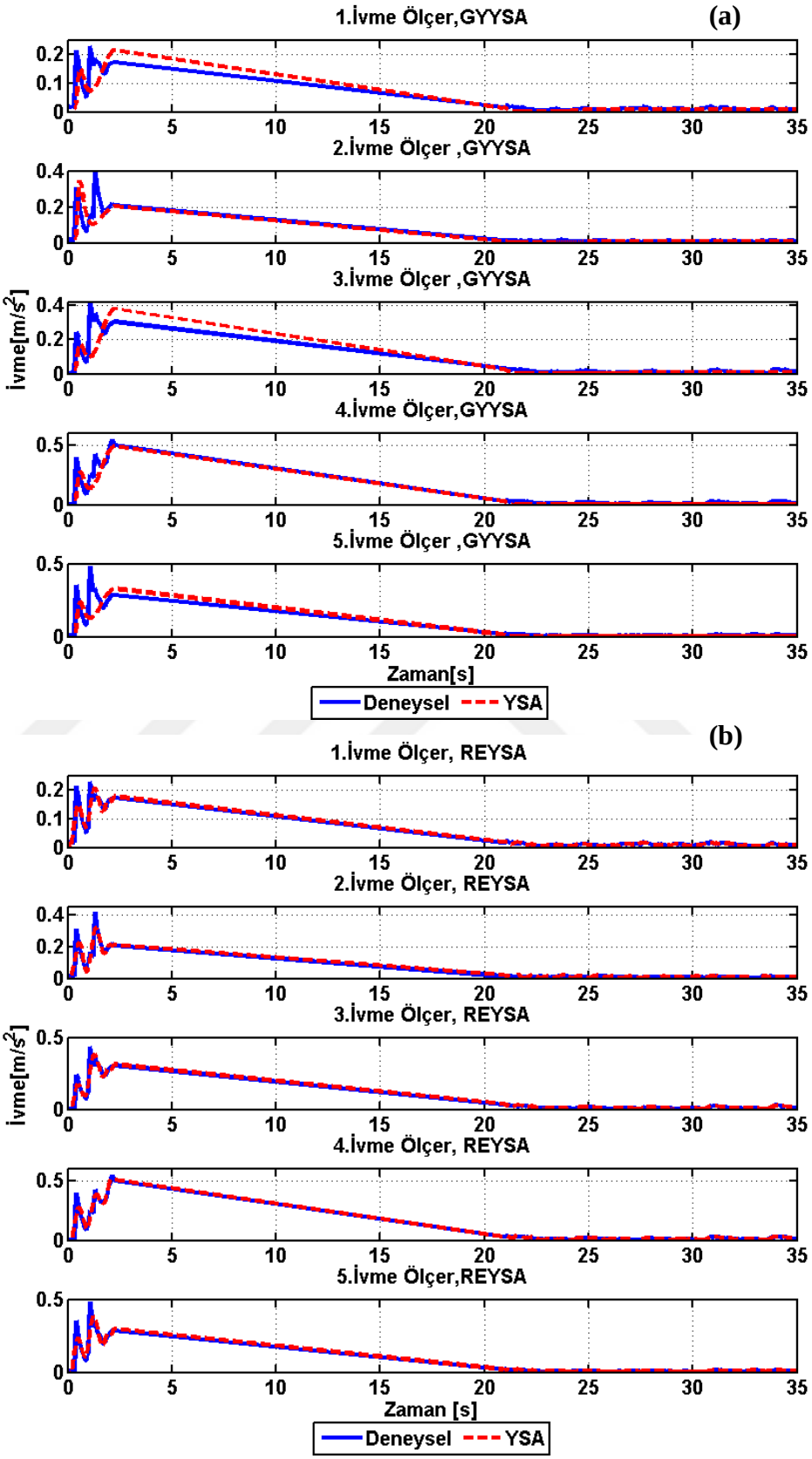
Şekil 3.13. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde bir arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.



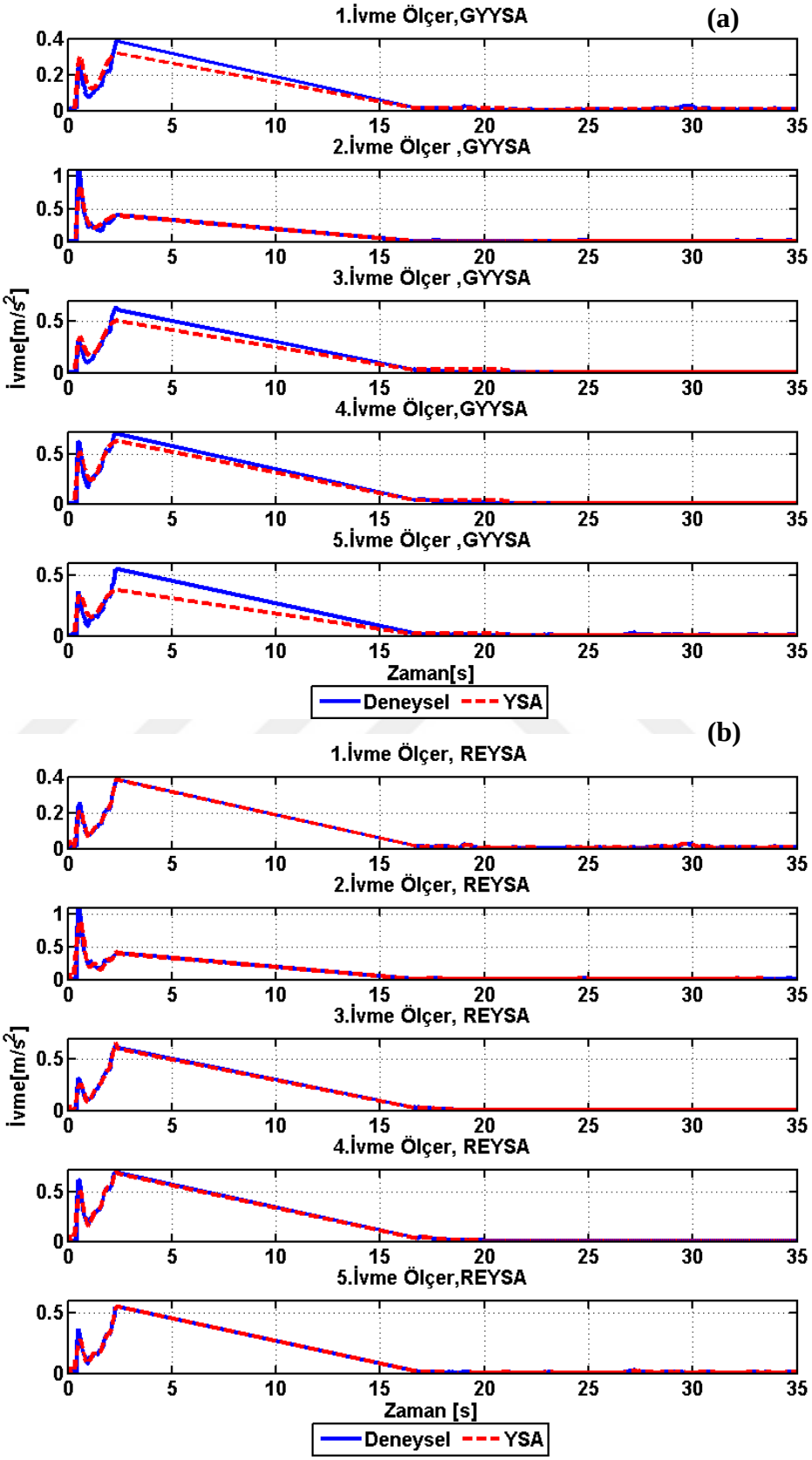
Şekil 3.14 Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde iki arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.



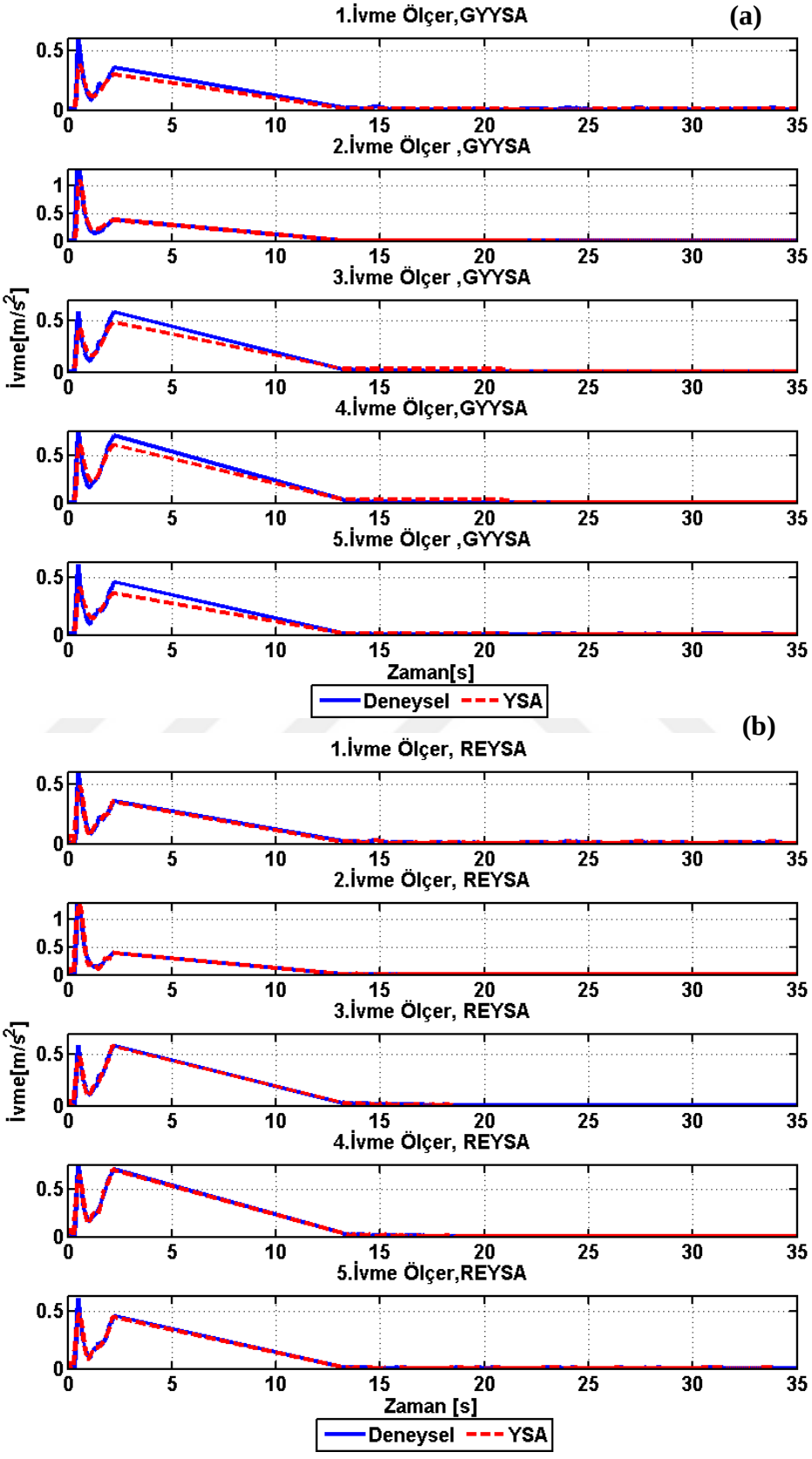
*Şekil 3.15.*Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde üç arabalı durumda araba hızı v=0.3m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.



Şekil 3.16. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde bir arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu (b) REYSA sonucu.



Şekil 3.17. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde iki arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu (b) REYSA sonucu.



Şekil 3.18. Deneysel ve YSA yaklaşımına göre köprü üzerinde üç arabalı durumda araba hızı v=0.5m/s ve yük m=1260kg olmasına göre (a) GYYSA sonucu(b) REYSA sonucu.

3.6. Sonuçlar ve İrdeleme

Bu bölümde kren sisteminin titreşim analizi deneysel ve yapay sinir ağlarına dayalı olarak gerçekleştirilmiştir. Burada GYYSA ve REYSA yapıları kullanılarak kren sisteminin titreşimlerinin tahmin edilmesine çalışılmıştır. Hem deneysel hem de YSA esaslı titreşim analiz sonuçları irdelenmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar ve iki tip YSA sonuçları grafikler halinde bir önceki bölüm olan deneysel ve simülasyon sonuçları kısmında verilmiştir. Yapay sinir ağlarının genel değerlendirilmesini yapabilmek için RMS hata sonuçları tablo halinde sunulmuştur. Kren sisteminin titreşim karakteristiklerini belirlemek amacıyla iki farklı yük, iki farklı araba hareket hızı ve kiriş üzerindeki farklı araba sayıları dikkate alınarak analizler yapılmıştır. Tüm bu şartlar altındaki sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

Karşılaştırma sonuçlarına göre, REYSA, farklı taşıma hızı, farklı yük koşulları ve farklı araba sayıları için kren sisteminin titreşimlerini modellemek ve tahmin etmek için iyi bir yakınsama ve yüksek doğruluk kabiliyetine sahiptir. Simülasyon sonuçları ve RMS sonuçları, REYSA'nın bu gibi benzer sistemlerin deneysel uygulamaları için uyarlanmış bir tahminleyici olarak kullanılabileceğini göstermektedir. Diğer taraftan; standart GYYSA'nın, gerçek zamanlı analizlerde kren sistemleri için tahminleyici veya denetleyici olarak kullanılamaz olduğu tespit edilmiştir.

4. BÖLÜM

KREN SİSTEMİNİN DENEYSEL VE SONLU ELEMANLAR METODU(SEM) İLE SERBEST VE ZORLANMIŞ TİTREŞİM ANALİZİ

4.1. Giriş

Mühendislik malzemeleri veya mühendislik sistemlerinin temelini teşkil eden mekanik sistemlere etki eden dış etkenler, rezonans durumunun oluşmasına sebebiyet verebilir. Bu nedenle sistemlerin güvenli ve emniyetli şartlar altında çalışabilmesi için sadece statik karakteristiklerinin bilinmesi yeterli olmayıp, aynı zamanda serbest titreşim davranışı olarak bilinen dinamik karakteristiklerinin de bilinmesi önem arz etmektedir. Doğada bulunan her cismin bir doğal frekansı olup bu cisimlerin sonsuz sayıda titreşim karakteristiği ve bu karakteristiğe göre de bir titreşim davranışı sergilemektedir.

Doğal frekans, cisimlerin kütlesine ve esnekliğine bağlı olan bir parametredir ve cismin üzerine bu frekans uygulandığı takdirde yüksek genlikte ve sürekli titreşme sebep olan frekans olarak tanımlanmaktadır. Rezonans ise cismin uyarıldığı frekans ile doğal frekansının aynı olduğu durumda meydana gelen fiziksel olaydır. Bu durum gerçekleştiğinde cisim aşırı derecede titreşimde devam etmektedir. Bu titreşimler bazen bir konstrüksiyonun çökmesine kadar giden ciddi zararlara neden olabilmektedir.

Basit sistemlerin doğal frekansları ve davranışları analitik olarak hesaplanabilirken özellikle karmaşık yapılara sahip olan sistemler için analitik olarak çözüm gerçekleştirmek zordur. Bu nedenle karmaşık sistemlerde titreşim kaynaklı mühendislik problemlerinin çözülmesinde önem arz eden doğal frekanslarının hesaplanması ve mod şekillerinin belirlenmesi için nümerik bir yöntem olan Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) veya deneysel test yöntemleri kullanılmaktadır.

Doğal frekanslar cisimlerin kütle ve esnekliğine bağlı olarak belirlenen bir parametre olmasından dolayı kren sisteminin değerlendirilmesi sadece köprü kiriş olarak değil elemanların hepsinin birbiri ile temasta olmasından dolayı bir bütün olarak yapılması gerekmektedir. Bu nedenle öncelikle kren sisteminin deneysel çalışma şartlarına göre üzerinde farklı araba sayılarının bulunması ve sistemde yapının yük ile beraber hareket etmesi sebebi ile modal analizler ve zorlanmış (harmonik) yükleme analizleri geçekleştirilmiştir. Üç arabalı olarak tasarlanan ve uygulanan kren sisteminde yapısal olarak yükün bulunduğu yerlerde etkisini de görebilmek amacıyla araba grubu ve yükün köprü başında ve ortasında bulunması durumlarına göre de analizler yapılmıştır.

Bu analizler sonlu elemanlar metoduna göre çalışabilen ANSYS Workbench 18.1 paket programıyla gerçekleştirilmiştir. Daha sonra kren sistemi üzerinde yukarıda belirtilen şartlar dikkate alınarak sistemin titreşim analizi deneysel olarakta yapılmıştır. Hem sonlu elamanlar hem de deneysel olarak kren sisteminin titreşim analizi gerçekleştirilmiş ve sonuçları irdelenmiştir.

4.2. Sonlu Elemanlar Metodu

Doğada gerçekleşen her bir hadise fizik kanunları kullanılarak matematik ile izah edilmeye çalışılmaktadır. Bu durumlar biyolojik olabildiği gibi mekanik bir durum da olabilmektedir. Her konu kendi parametrelerine göre cebirsel, diferansiyel ve integral denklemlerle ifade edilebilmektedir. Bu ifadeler basit problemler için her devirde farklı yaklaşımlarla bir şekilde modellenerek çözümler gerçekleştirilmiştir. Ama günümüzde hala mekanik, termal ve aerodinamik yüklemlere maruz yapılar, çeşitli hava olayları bir kasırganın oluşmasını anlayabilmek, değişik şekilli delikli yapılar bulunan kanallardaki basınç dağılımı gibi birçok karmaşık olaylar mevcuttur. İnsanlar meydana gelen bu gibi olayları çoğu zaman anlayıp doğrudan çözmeleri kolay değildir. Bu nedenle karmaşık olarak görülen bu problemler, bilinen veya anlaşılması kolay olan alt problemlere bölünür ve alt problemler çözüldükten sonra birleştirilerek ana problemin çözümüne ulaşılabilir.

Örneğin gerileme analizi yapılacak olan karmaşık geometriye sahip bir problemin çözümü için problem basit bir kiriş, plaka, silindir gibi geometrisi bilinen şekillerle sınırlandırılırlar. Bu yüzden burada elde edilen bazı çözümler tam çözüme yakın çözümdür. Genellikle mühendislik uygulamalarında problemin karmaşıklığından dolayı tam çözüm yerine kabul edilebilir arkalıklardaki tam çözüme yakın çözümler çözüm yolu olarak tercih edilmektedir.

Teorik olarak sınır şartlarının belirlenemediği veya matematiksel olarak gerçek çözümün yapılamadığı durumlarda, gerçek çözüm için çözüm yolu olarak yaklaşık çözüm yolu olan nümerik yöntem olarak isimlendirilen Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEM) kullanılabilmektedir. Bu yöntem, problem çözümü bilinen alt yöntemlere bölünüp her biri kendi içerisinde çözülerek tekrardan bu çözümlerin birleştirilmesi ile tam çözüme ulaşılması yöntemidir. Bu metodun üç temel özelliği bulunmaktadır.

1. Karmaşık geometriye sahip problem ismini aldığı sonlu bir sayıdaki geometrik olarak basitleştirilmiş alt bölgelere (elemanlara) ayrılır.
2. Her elemandaki sürekli fonksiyonlar cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir.
3. Aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin belirli noktalardaki (düğüm noktaları) değerlerinin elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır.

Yukarıda verilen 2. özellikten dolayı elemanın içerisinde bilinmeyen büyüklüğün hesaplanması o elemanın düğüm noktalarından interpolasyon ile bulunmasıdır. Bunun anlamı da elemanı meydana getiren düğüm noktalarının değerleri hesaplanmak istenen değerlerdir.

SEM metodunun esas prensibi, öncelikle bir elemana ait sistem özelliklerinin içeren denklemlerin çıkartılıp tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesidir. Bu denklem takımının matris formundaki ifadesi hesaplanan problemin deplasman olduğu kabul edilirse Eşitlik 4.1'deki gibi ifade edilir:

$$[K]\ [q]=[F] \tag{4.1}$$

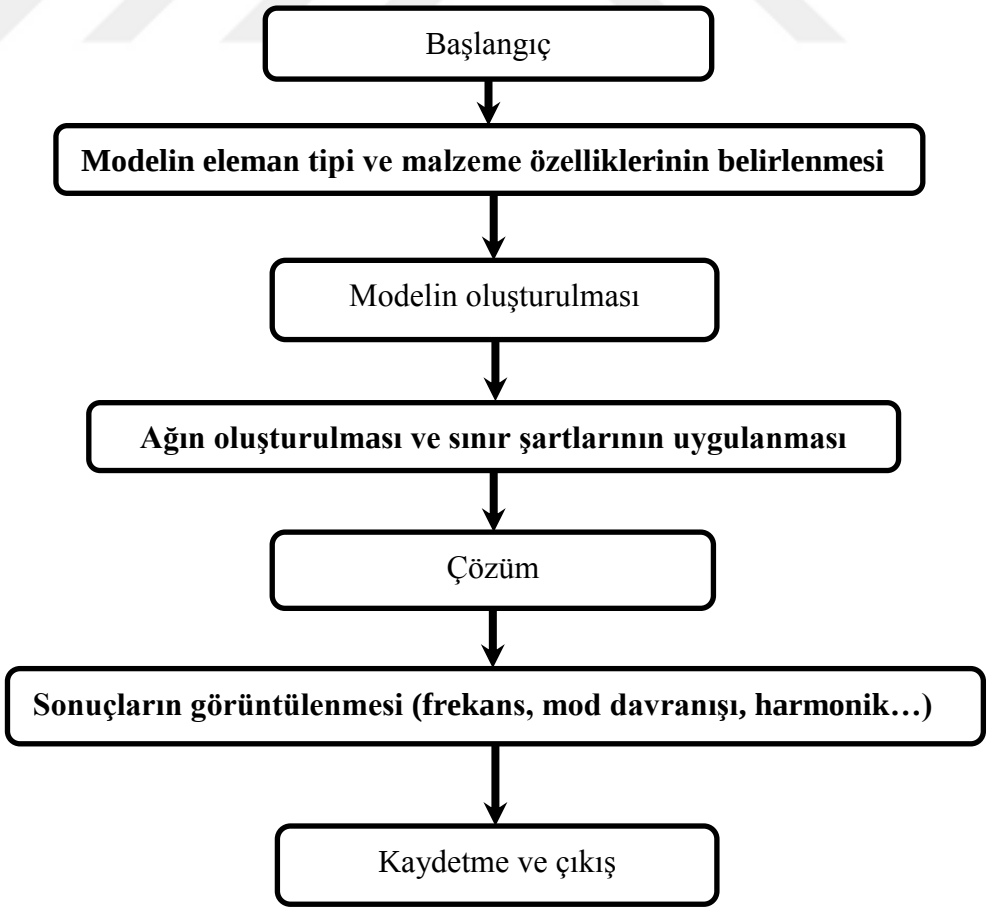
Bu eşitlikte; $[q]$ Düğüm noktalarında bilinmeyen değeler temsil eden vektör, $[F]$ sisteme uygulanan dış yük vektörü, $[K]$ gerilme analizi için rijitlik matrisi olarak ifade edilmektedir [76].

SEM metodunda artan eleman sayısıyla hesaplanması gereken düğüm noktasının fazla olmasından dolayı çözüm için bilgisayarlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle SEM metodu için birçok program geliştirilmiştir: ALGOR™, ADINA™, COSMOS/M™,

NASTRAN™, ABAQUS™x ve ANSYS™ bunlara örnek olarak verilebilir. Gelişen teknoloji ile Sonlu Elemanlar Yöntemi ve bilgisayar hesap kapasitelerindeki gelişmeler, karmaşık yapıların, yapısal analizlerinde ve birçok uygulamalarda kullanımı giderek artış göstermektedir. Sonlu elamanlar yönteminin kullanıldığı mühendislik uygulamalarına inşaat mühendisliği havacılık hidrodinamik, nükleer , biyomekanik ve makine gibi bir çok mühendislik alanında uygulamaları bulunmaktadır [21].

Bu alanlarla alakalı çalışmalarda genel olarak Denge (eşitlik), Özdeğer ve Geçişi zamana bağlı problemlerin çözümleri konusunda sonlu elemanlar metodunun uygulamalarına rastlanmaktadır.

Bu çalışmada kren sistemi birden çok elemanın birleşmesinden meydana gelmesinden dolayı birçok geometrinin birleşmesinden meydana geldiğinden hem modal analiz hem de zorlanmış titreşim analizi için ANSYS programı kullanılmıştır. Bu analizin işlem aşamaları aşağıda akış şeması olarak verilmiş olup, kren sisteminde modal analiz ve zorlanmış titreşim analizi gerçekleştirilmiştir (Şekil 4 .1).



Şekil 4.1. Sonlu elemanlar metodu işlem akış şeması

Aşamalar aşağıdaki şekilde açıklanabilir:

a) Yapının elemanlara bölünmesi: Bu aşamada yapının veya çözüm alanını belli alt bölümlere ayrılması işlemi gerçekleştirilir ve eleman sayısı, tipi büyüklüğü ve elemanların yapı içerisindeki konumu gibi durumlar belirlenmelidir. Bu kısma giriş bölümü (Preprocessor) aşaması da denebilir.

b) Hesaplama ayarlarının yapılması: Hangi tip sonlu elamanlar analizi olacağının belirlenmesi, sınır şartları ve yükleme durumları bu aşamada belirlenmelidir. Bu kısımda yapılan işlemlerden dolayı hesap bölümü (Solution) aşaması ismi verilir.

c) Sonuçların elde edilmesi: bu aşamada elde edilen sonuçların grafiksel ya da rakamsal olarak belirlenmesi işlemeleri gerçekleştirilebilir. Bu bölümde sonuçların bir çıktı olarak elde edildiğinden dolayı Çıkış bölümü (Post Process) aşaması olarak adlandırılabilir.

4.2.1 Serbest Titreşim Modeli

Mühendislikte birçok yapıda bazen çevresel dış etkenlerden bazen de kaynağı tespit edilemeyen nedenlerden dolayı titreşimler oluşmaktadır. Meydana gelen bu titreşimler sistemin zarar görmesine neden olabilecek kritik etkiler oluşturabilmektedir. Bahsi geçen bu titreşimlerin belirlenmesinde incelenmesi gereken önemli konular ‘doğal frekans’ ve ‘rezonans’ konularıdır. Bu nedenle tasarlanan yapının titreşim özelliklerini tahmin etmek için tasarım sürecinin modal analizi önemli bir adım olarak kabul edilir. Modal bir analizin amacı doğal frekansları ve bu frekanslara karşılık gelen mod davranışlarını belirlemektir. Modal analiz ayrıca geçici dinamik analiz, harmonik analiz ve hatta modal süper pozisyon tekniğine dayanan bir spektrum analizi gibi daha ayrıntılı dinamik analizler için bir temel olarak alınabilir. Modal analizdeki ana varsayım, sistemin lineer olması ve sistemdeki herhangi bir doğrusal olmayan durumun göz ardı edilmesidir [77]. Değişmez sınır şartları altında doğrusal olarak tanımlanan sürelere göre, doğrusal olmayan N boyutundaki sürekli fiziksel yapılı çok serbestlik dereceli elastik sistem, (N $\rightarrow \infty$) lineer diferansiyel denklemler sistem hareketini tanımlamaktadır [78]. Böylece sistemi tarifleyen çok serbestlik dereceli lineer yapıya dönüşen yapının titreşim modeli aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir:

$$[m]\ \ddot{x}(t)+[c]\ \dot{x}(t)+[k]\ x(t)=f(t) \tag{4.2}$$

Burada; $[m]$ kütle matrisi, $[c]$ sönüm matrisi, $[k]$ rijitlik matrisi, *x (t)* sistem deplasman cevabı vektörü; *f (t)* sisteme etki eden kuvvet vektörü olarak ifade edilir.

Sonlu elemanlar modelinde çok serbestlik dereceli titreşim sistemlerinde sönümleme olmadığı kabul edilmiştir. Dolayısıyla Denklem 4.2 aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$[m]\ \ddot{x}(t)+[k]\ x(t)=0 \tag{4.3}$$

Sonlu elemanlar yöntemindeki modal analiz temel teorisi, koordinat dönüşümüyle fiziksel koordinatları değiştirmek için doğal koordinatları kullanmaktadır.

Bağımlı hareket denklemi ve birleştirilmiş denklemler bağımsız diferansiyel denklemlere dönüştürülür. Denklem 4.2 de x*(t)* fizik koordinatlarını modal koordinatlara dönüştürmek için aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

$$x(t)=[u]\Psi \tag{4.4}$$

Yukarıdaki eşitlikte [*u*] modal matrisidir, Ψ modal koordinatlardır. Denklem 4.4 Denklem 4.3'te yerine yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$[m]\ [u]\Psi+[k]\ [u]\Psi=0 \tag{4.5}$$

Sönümsüz sistem ve sönümleme sisteminin oranı için, modal matris [*u*], modal ortogonal(dik) bir matris olarak kabul edilir.

$$[u]^T[m][u]=[I]\ ,[u]^T[k][u]=\lambda \tag{4.6}$$

Denklem 4,5 $[u]^T$ ile çarpılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$[u]^T[m][u]\Psi+[u]^T[k][u]\Psi=0 \tag{4.7}$$

Denklem 4.6'dan aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$\begin{cases} \ddot{\Psi}+\lambda\Psi=0 \\ [k\{u\}]-\lambda[m]\{u\}=0 \end{cases} \tag{4.8}$$

Yukarıdaki eşitlik çözüldüğünde aşağıdaki bağıntılar elde edilir.

$$\Psi = A.\cos(wt - \varphi) \qquad \lambda = w^2 \tag{4.9}$$

Burada A ve φ keyfi sabitler *w* titreşim frekansı, $\{u\}$ ise modal vektör olarak ifade edilir.

Denklem 4.9 Denklem 4.8 'de yerine yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\left[k\{u\}\right] - w^2[m]\{u\} = \{0\} \tag{4.10}$$

Burada $\{w_1^2, w_2^2 ....w_n^2\}$, $\{u\} = \left(u^{(1)}, u^{(2)} ...u^{(n)}\right)^T = \Psi$ olarak adlandırılmaktadır.

Denklem 10'nun çözümünden aşağıdaki denklem elde edilir

$$\{u\}^T [k]\{u\} = w^2 \{u\}^T [m]\{u\} \tag{4.11}$$

Modal vektörün normalleştirilmesi düşünüldüğünde, aşağıdaki ifade elde edilebilir.

$$\{u\}^T [m]\{u\} = 1, \qquad \{u\}^T [k]\{u\} = w^2 \tag{4.12}$$

Bir modal matris, bir karede sırayla n normalleştirilmiş model vektörlerinin düzenlenmesi ile oluşturulur. Yukarıdaki teoriye göre, denklem (4.8) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\ddot{\Psi}_r + w_r^2 \Psi_r = \{0\} \qquad (r = 1, 2, ...n) \tag{4.13}$$

Sonuç olarak yukarıdaki dekuplaj (ayrıştırma) denklemleri elde edilir. Bu nedenle, modal diferansiyel denklemler analizi yöntemi, sistemlerin her bir titreşim modunun karşılık gelen modelin fiziksel koordinatına bağlı olarak ayrıştırılması işlemidir ve her birini bağımsız diferansiyel denkleme dönüştürür. Böylece çeşitli adımlarla modal parametrelerden fiziksel parametreler çekilir ve çeşitli modal frekanslar ve rastgele kuvvetler altında yanıtları elde edilir.

4.2.2. Zorlanmış Titreşim Modeli

Dinamik analizler, değişen yükler altında sistemin sertlik ve sönümü dikkate alındığında bir yapının karakteristiğinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Burada genel bir yaklaşım olarak sistemin dinamik karakteristiğini açıklamak için yaklaşık bir çözüm getiren sistemin elamanlara ayrıldığı ve düğüm modeli dinamik denklemleri kullanılabilir. Burada elemanlar ve düğüm modeli arasında lineer bir ilişki olduğu kabul edilerek

sistemin birçok elemana bölündüğü için sistem çok serbestlik dereceli bir yapıya dönüşür [79].

Çok serbestlik dereceli sistemin titreşim modeli zaman bağımlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$[m]\ \ddot{x}(t)+[c]\ \dot{x}(t)+[k]\ x(t)=f(t) \tag{4.14}$$

Sistemin Laplace formunda ifadesi aşağıdaki gibi verilmektedir:

$$\left([m]\ s^2+[c]\ s+[k]\right)\ x(s)=f(s) \tag{4.15}$$

Burada; $[m]$ kütle matrisi, $[c]$ sönüm matrisi, $[k]$ ise rijitlik matrisi olarak ifade edilir. Kütle matrisi ve rijitlik matrisi simetrik matris sönüm matrisi nonlineer yapıdan dolayı simetrik olmayan şekilde tanımlanır [80].

Çok serbestlik dereceli bu sistemin mekanik empedansı şu şekilde ifade edilir:

$$z(s)=[m]\ s^2+[c]\ s+[k] \tag{4.16}$$

Buradan mekanik empedans matrisi dinamik denklemde yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir;

$$z(s)=\frac{f(s)}{x(s)} \tag{4.17}$$

Sistemin transfer fonksiyonu ise empedans matrisinin tersi ile tanımlanabilir:

$$H(s)=z^{-1}(s) \tag{4.18}$$

Sistemin sinüzoidal bir tahrikte dinamik bir yük etkisi altında sistemin frekansa karşı verdiği cevap harmonik cevap olarak nitelendirilmektedir. Bu bir tür zorlanmış titreşim olarak adlandırılır ve böylece yapının nasıl etkilendiğinin öğrenilmesini sağlar. Harmonik yükleme altında dinamik denklem aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$x(s)=z^{-1}(s)\,f(s)=H(s).f(s) \tag{4.19}$$

Burada *x(s)*, eğer transfer fonksiyonu ve sistem uygulanan zorlama kuvveti biliniyorsa hesaplanabilir.

4.3.Sonlu Elemanlar Serbest Titreşim Analizi (Modal)

Kren sisteminin sonlu elemanalar metodu kullanılarak modal analizi için ANSYS Workbench 18.1 programı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması için öncelikle sistemin katı modellemesi gerekmektedir. Katı modelleme bu programlarda mevcut olmasına rağmen daha çok sonlu elemanalar analizi ön plana çıktığı için modelleme sürecinde özellikle karmaşık yapıların modellenmesinde yetersiz kalabilmektedir. Bu nedenle sistemin katı modelinin oluşturulması ve gerekli değişikliklerin yapılması amacıyla katı modellemede daha gelişmiş özelliklere sahip programlar tercih edilmektedir. Endüstride kullanılan başlıca katı tasarım programları Solidworks, Catia, Siemens NX, ProEngineer, AutoCAD vb. sayılabilir. Ayrıca kren sisteminin tasarımında üzerinde çoklu araba bulunmasından dolayı farklı araba sayılarına göre her bir durum için modelleme gerekeceğinden dolayı daha hızlı ve bu uygulamaların daha rahat gerçekleştirilebildiği program olarak Solidworks programı tercih edilmiştir. Son yıllarda katı tasarım programları ile analiz programları arasında direk modellerin analiz programlarına aktarabilmeyi sağlayan uygulamalar gelişmektedir. Bu uygulamalar olmasa da oluşturulan katı modeller. iges, .step, .parasolid dosya formatları ile kolaylıkla aktarılabilmektedir.

Kren sisteminin katı tasarımları Solidworks programında tasarımı gerçekleştirilmiş dosyalara parasolid.x_t formatında ANSYS programına aktarılmıştır. Dosyaların programa aktarılmasından sonra analizin gerçekleştirilmesi için takip edilmesi gereken sonlu elemanlar işlem aşamalarına tabi tutulması gerekmektedir. Model analiz programına tanımlandıktan sonra öncelikle katı modelin tanımlanması, modeli oluşturan her bir bileşenin malzeme tanımlanması, çözüm adımlarının tanımlanması, kullanılan modeller birbiri ile etkileşimlerinin tanımlanması, sınır şartları ve yükleme durumlarının tanımlanması ve daha sonra küçük sonlu sayıda elemanlara ayrılması ve son olarak çözümün çalıştırılması işlem aşamaları yerine getirilmelidir.

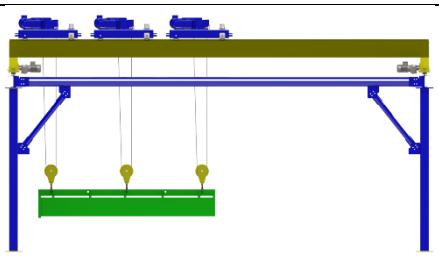
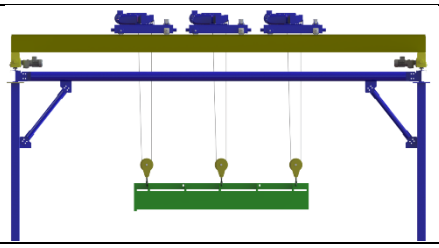
Kren sistemi üzerinde hiçbir yükleme olmadan gerçekleştirilen analize modal analiz ismi verilir ve kren sisteminin doğal frekanslarını bulunmasını sağlamaktadır. Modal analizlerde genellikle ilk 4 mod önem arz etmektedir ama burada kren sistemlerinde genel

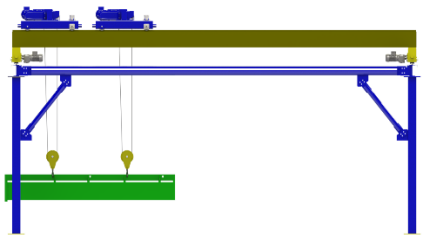
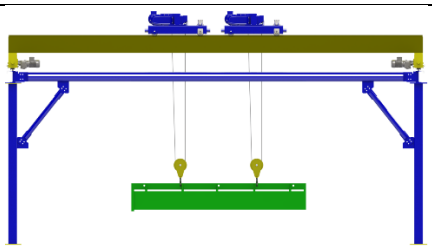
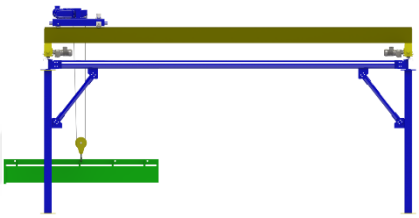
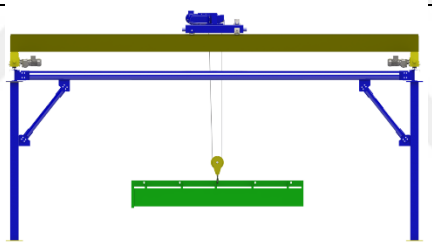
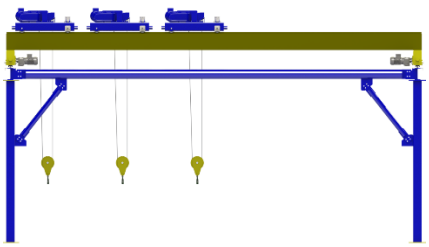
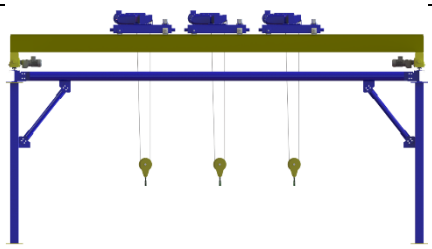
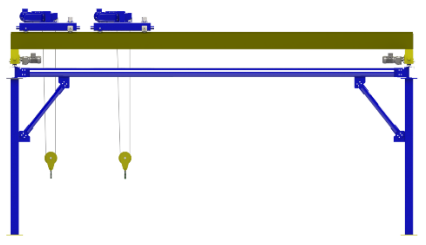
bir değerlendirme yapabilmek amacıyla ilk on moddaki doğal frekanslar ve bu frekanslara karşılık gelen mod davranışları dikkate alınmıştır.

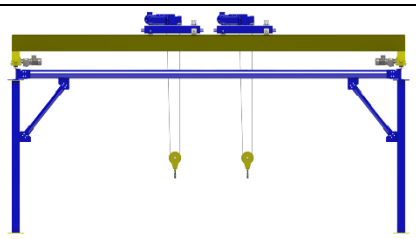
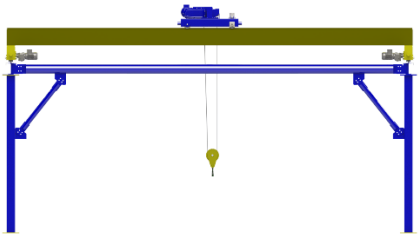
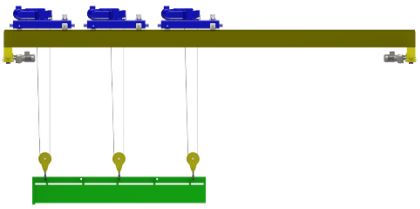
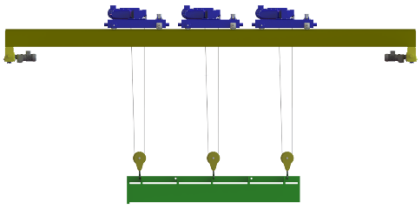
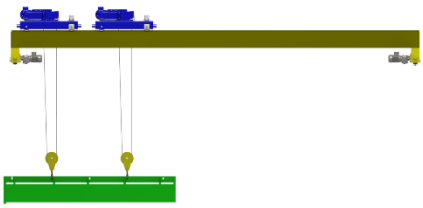
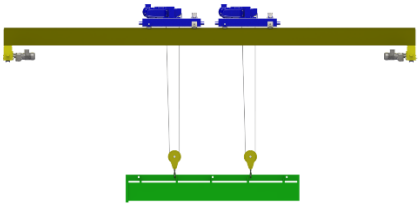
Kren sistemlerinde, sistemlerin rezonansla karşılaşacağı doğal frekansları belirlemek amacıyla modal analizler gerçekleştirilmektedir. Kren sistemi üzerinde farklı arabaların bulunması ve bu arabaların kren sistemi üzerinde farklı bölgelerde bulunması sistemin geometrik yapısını değiştirmesinden ı ve bulunduğu yerlerde sisteme etkilerinin değişmesinden dolayı sistemin davranışı açısından farklılıklar göstermektedir. Bu nedenle kren sistemi üzerinde dikkate alınması gereken üç kritik durumla karşılaşılmaktadır. Bunlar arabanın köprü kirişi üzerinde kirişin başında olması, kirişin tam ortasında olması ve son olarak kirişin sonunda olması durumlarıdır.

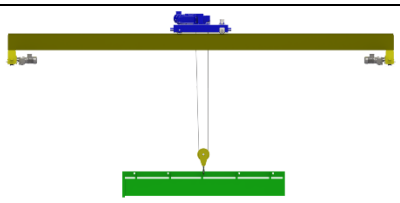
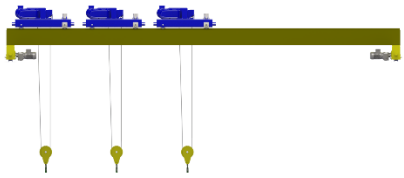
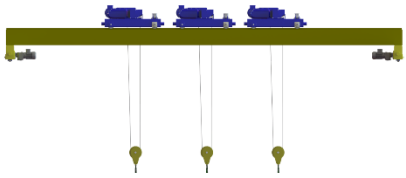
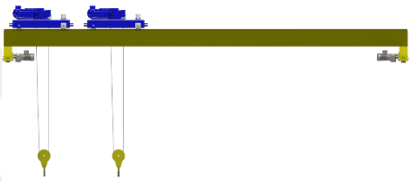
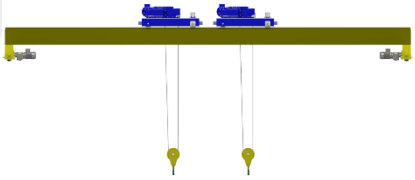
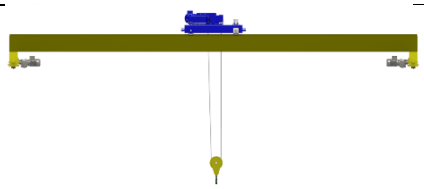
Bu çalışmada kirişin başında ve ortasında bulunduğu durumlar için modal analiz gerçekleştirilmiştir. Ayrıca kren üzerinde bir araba, iki araba ve 3arabanın bulunması durumları, sistemde köprü taşıyıcı yapıda olmasından dolayı sistemin bütünün dikkate alındığı, taşıyıcı yapısının olmadığı durum, sistem üzerinde yükün olmadığı, sadece kirişin dikkate alındığı durumlar içinde ayrı ayrı modal analizler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar aşağıda sunulmuştur. Modal analizde gerçekleştirilen model tipleri aşağıdaki Tablo 4.1'de özetlenmiştir.

Tablo 4.1. Modal analiz model tipleri ve özellikleri

Model No	Yapının tipi	Yapının görüntüsü	Yük durumu	Araba konumu	Araba sayısı
Model 1	Tüm yapı		var	Köprü başı	3
Model 2	Tüm yapı		var	Köprü ortası	3

Model 3	Tüm yapı		var	Köprü başı	2
Model 4	Tüm yapı		var	Köprü ortası	2
Model 5	Tüm yapı		var	Köprü başı	1
Model 6	Tüm yapı		var	Köprü ortası	1
Model 7	Tüm yapı yüksüz		yok	Köprü başı	3
Model 8	Tüm yapı yüksüz		yok	Köprü ortası	3
Model 9	Tüm yapı yüksüz		yok	Köprü başı	2

Model 10	Tüm yapı yüksüz		yok	Köprü ortası	2
Model 11	Tüm yapı yüksüz		yok	Köprü başı	1
Model 12	Tüm yapı yüksüz		yok	Köprü ortası	1
Model 13	Köprü taşıyıcısız		var	Köprü başı	3
Model 14	Köprü taşıyıcısız		var	Köprü ortası	3
Model 15	Köprü taşıyıcısız		var	Köprü başı	2
Model 16	Köprü taşıyıcısız		var	Köprü ortası	2
Model 17	Köprü taşıyıcısız		var	Köprü başı	1

Model 18	Köprü taşıyıcısız		var	Köprü ortası	1
Model 19	Köprü taşıyıcısız		yok	Köprü başı	3
Model 20	Köprü taşıyıcısız		yok	Köprü ortası	3
Model 21	Köprü taşıyıcısız		yok	Köprü başı	2
Model 22	Köprü taşıyıcısız		yok	Köprü ortası	2
Model 23	Köprü taşıyıcısız		yok	Köprü başı	1
Model 24	Köprü taşıyıcısız		yok	Köprü ortası	1
Model 25	Köprü +köprü taşıyıcı		yok	Köprü başı	-
Model 26	Köprü		yok	Köprü ortası	-

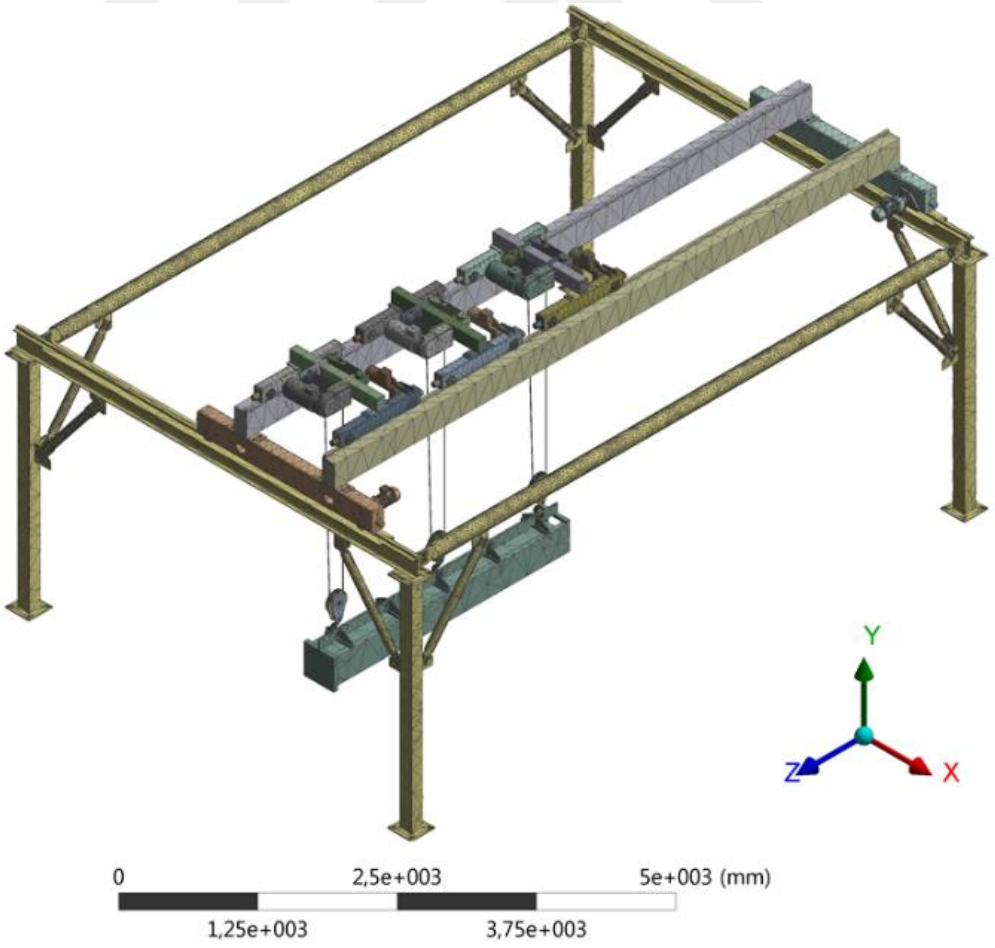
Yukarıda belirtilen kren sisteminin farklı tiplerinin modellenmesi için Solidworks programı kullanılmış ve tüm şartlar için katı modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan tüm modellerin dosya formatı *parasolid.x_t* formatında kaydedilmiş ve her bir durum için bu dosyalar sonlu elemanlar analiz programı olan ANSYS programı içerisine atılmıştır.

Daha sonra sonlu elemanlar analiz prosedürleri olan aşamalar sırasıyla tanımlanmıştır.

Kren sisteminde tüm yapı özellikleri St37 malzemeden imal edildiği ve sadece motor gövdeleri ve redüktör kısımları dökme demirden imal edildiğinden tüm yapı düşünüldüğünde oldukça düşük kalmaktadır. Bu nedenle tüm bileşenler için yapı çeliği tanımlanmıştır. Analizlerde kullanılan malzeme özellikleri Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2.Modal analiz için kullanılan malzeme özellikleri

Malzeme	Yoğunluk	Elastiklik Modülü	Poisson Oranı	Akma Gerilmesi (Çekme)	Akma Gerilmesi (Basma)	Kopma Gerilmesi
Yapı çeliği	7850 kg/m^3	210 GPa	0.3	250 MPa	250 MPa	460 MPa



Şekil 4.2. Üzerinde 3 arabanın ve yükün olduğu model için oluşturulmuş ağ yapısının görünümü.

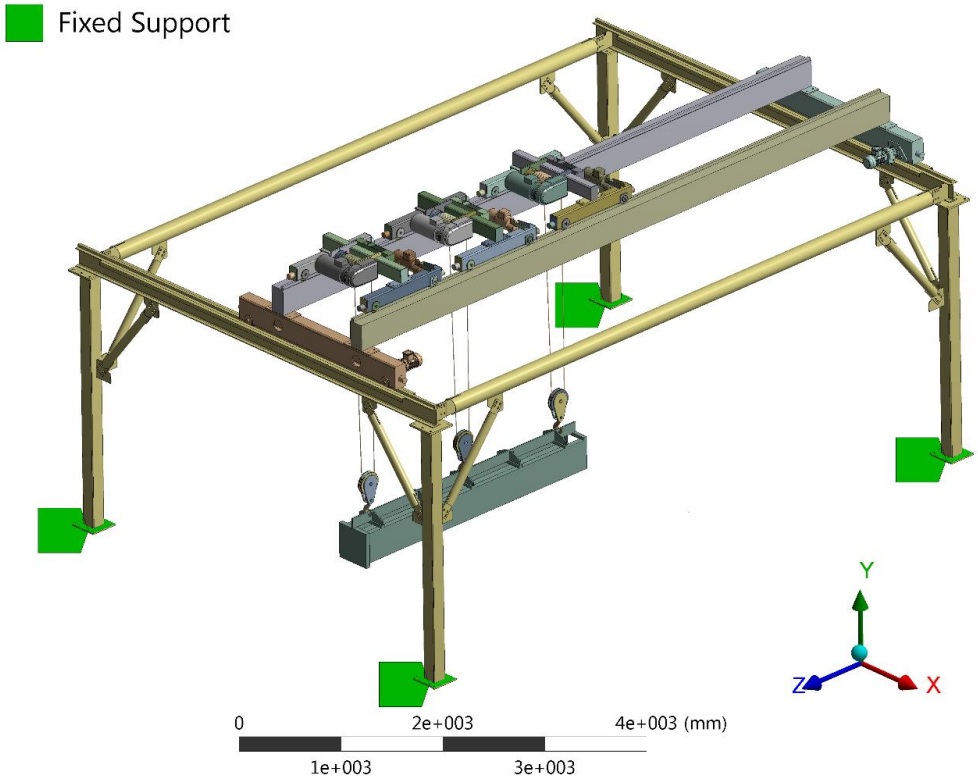
Kren sistemi üzerinde birbiriyle temasta bulunan yapılar için kontak işlemleri tanımlandıktan sonra kren sisteminde elemanlara bölme işlemi olan ağ yapısının oluşturulması işlemi gerçekleştirilmiştir. Burada örnek olarak 3 arabalı yapı tüm diğer yapının ağ elemanlarını da içermesinden dolayı oluşturulmuş ağ yapısının görünümü Şekil 4.2'de verilmiştir.

Bu modelde 537224 eleman sayısı ve 1577502 nod sayısından oluşmaktadır. Diğer modellerde oluşan eleman sayısı ve nod sayıları Tablo 4.3'te verilmiştir. Bu sonlu eleman analizlerin gerçekleştirilmesi amacıyla kullanılan bilgisayar özellikleri; İşlemci: Intel(R) Core (TM) i7-2600 CPU @ 3.40 GHz 3.40 GHz, Yüklü bellek:32 GB, Sistem Türü:64 Bit İşletim Sistemi, Windows sürümü: Windows7 Ultimate 'tir.

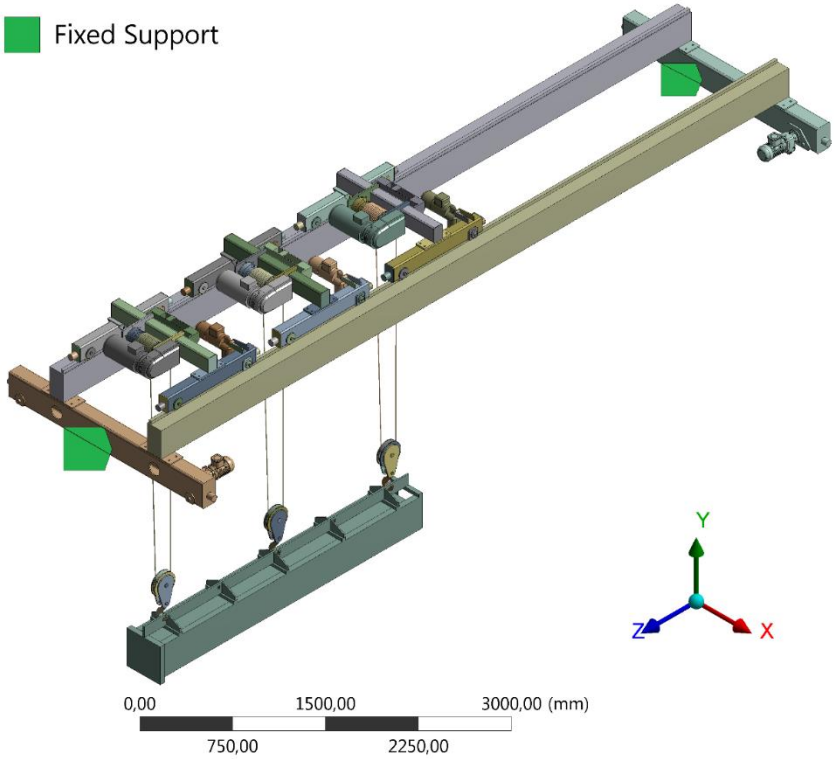
Tablo 4.3. Modellerin ağ yapısını oluşturan eleman sayıları ve nod sayıları

Model No	Eleman Sayısı	Nod sayısı	Model No	Eleman Sayısı	Nod sayısı
Model 1	537224	1577502	Model 14	379877	1263208
Model 2	535703	1576652	Model 15	274302	879583
Model 3	426810	1187467	Model 16	274348	879833
Model 4	430174	1193277	Model 17	170043	497471
Model 5	324367	808442	Model 18	169595	497397
Model 6	325421	810841	Model 19	373971	1250246
Model 7	529797	1563690	Model 20	372649	1249702
Model 8	528475	1563146	Model 21	267513	866756
Model 9	420021	1174640	Model 22	267190	866420
Model 10	423016	1179864	Model 23	163050	484385
Model 11	317374	795356	Model 24	162322	483844
Model 12	318148	797288	Model 25	212634	414019
Model 13	381398	1264058	Model 26	56808	100575

Kren sisteminin sınır şartları için köprü taşıyıcı ayaklarının yerle temas ettiği yerler sabit bağlantı olarak dikkate alınmıştır. Kren sisteminin sabit bağlantı olarak bahsedilen başlangıç ve sınır şartlarının uygulanmış görünümü Model 1 için Şekil 4.3'te verilmiştir. Model 1-12 arası ve Model 25 için de Model 1 için uygulanan aynı başlangıç ve sınır şartları bu modellere de uygulanmıştır. Model 13-24 ve Model 26 için uygulanan başlangıç şartı Model 13 için Şekil 4.4'te gösterilen başlangıç ve sınır şartı dikkate alınmıştır.



Şekil 4.3. Model 1-12 ve model 25 için başlangıç ve sınır şartlarının uygulanmış görünümü.



Şekil 4.4. Model 13-24 ve Model 26 için başlangıç ve sınır şartlarının uygulanmış görünümü.

Son olarak tüm aşamalar tanımlandıktan sonra yapının doğal frekanslarını elde etmek için modal analiz gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda 10 mod için frekans ve mod şekilleri elde edilmiş fakat mod şekilleri için altıncı moddan sonrası ihmal edilmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda tablolar halinde ve mod görünüşleri de ilk 6 mod için şekillerle sunulmuştur.

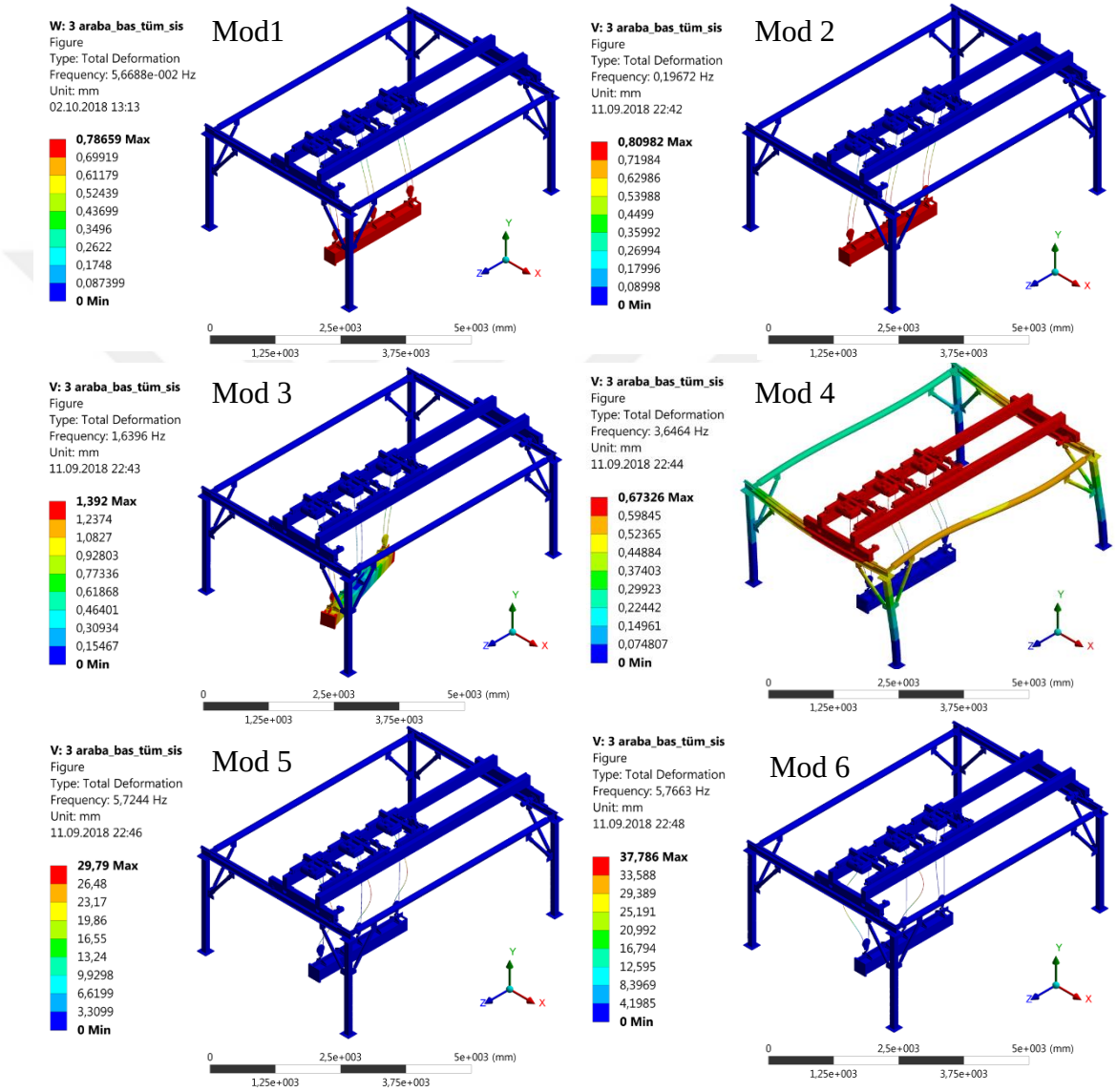
Köprü taşıyıcı, köprü, araba, yük ve halatın birlikte olduğu durumlar dikkate alınarak gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre sistemin modal davranışları (Model 1 ve Model 6) Şekil 4.5 ile Şekil 4.11 arasında verilmiştir. Bu analizlerde kren sistemi üzerinde farklı araba sayılarının olması ve kren sisteminin üzerinde farklı konumlarda bulunması durumu dikkate alınarak sistemin davranışı üzerine etkileri incelenmiştir. Böylece araba sayısı ve köprü üzerindeki konumun sistemin doğal frekansında meydana getirdiği değişimler Tablo 4.4'te verilmiştir.

Tablo 4.4. Köprü taşıyıcı, köprü, araba, yük ve halatın birlikte değerlendirildiği tüm sistem için doğal frekans sonuçları

Doğal Frekans Değerleri (Hz)						
Mod No	Model 1 (3 araba, Baş konum)	Model 2 (3 araba, Orta konum)	Model 3 (2 araba, Baş konum)	Model 4 (2 araba, Orta konum)	Model 5 (1 araba, Baş konum)	Model 6 (1 araba, Orta konum)
1	5,67E-02	5,67E-02	4,66E-02	4,65E-02	3,31E-02	3,315E-02
2	0,19672	0,19655	0,16118	0,16134	0,10283	0,10261
3	1,6396	1,5958	1,2804	1,2934	0,91625	0,92124
4	3,6464	3,6496	3,9421	3,9647	1,2343	1,2228
5	5,7244	5,7112	5,6553	5,6549	4,3962	4,3792
6	5,7663	5,7658	5,7642	5,7565	5,0504	4,9613
7	5,7713	5,7669	5,7688	5,7673	5,769	5,7773
8	5,7799	5,7791	5,7858	5,769	5,8309	5,8354
9	5,7808	5,7801	6,2975	6,2215	6,6223	5,8612
10	5,7872	5,7807	6,6089	6,323	6,6554	6,6222

Şekil 4.5, üzerinde 3 arabanın olması ve köprünün başında olması konumu dikkate alındığındaki mod davranışlarını vermektedir. Bu sonuçlar incelendiğinde ilk 3 modda kren üzerinde yükün daha fazla yer değiştirmeye maruz kaldığı 4. Modda ise köprü üzerinde meydana geldiği ve diğer modlarda ise halat üzerinde yer değiştirmenin daha fazla olduğu görülmektedir. Model 1 için doğal frekans değeri 5.6688×10^{-2} ile ilk frekans değeri olarak geçekleştiği ve sistemin buna karşılık gelen maksimum yer değiştirme

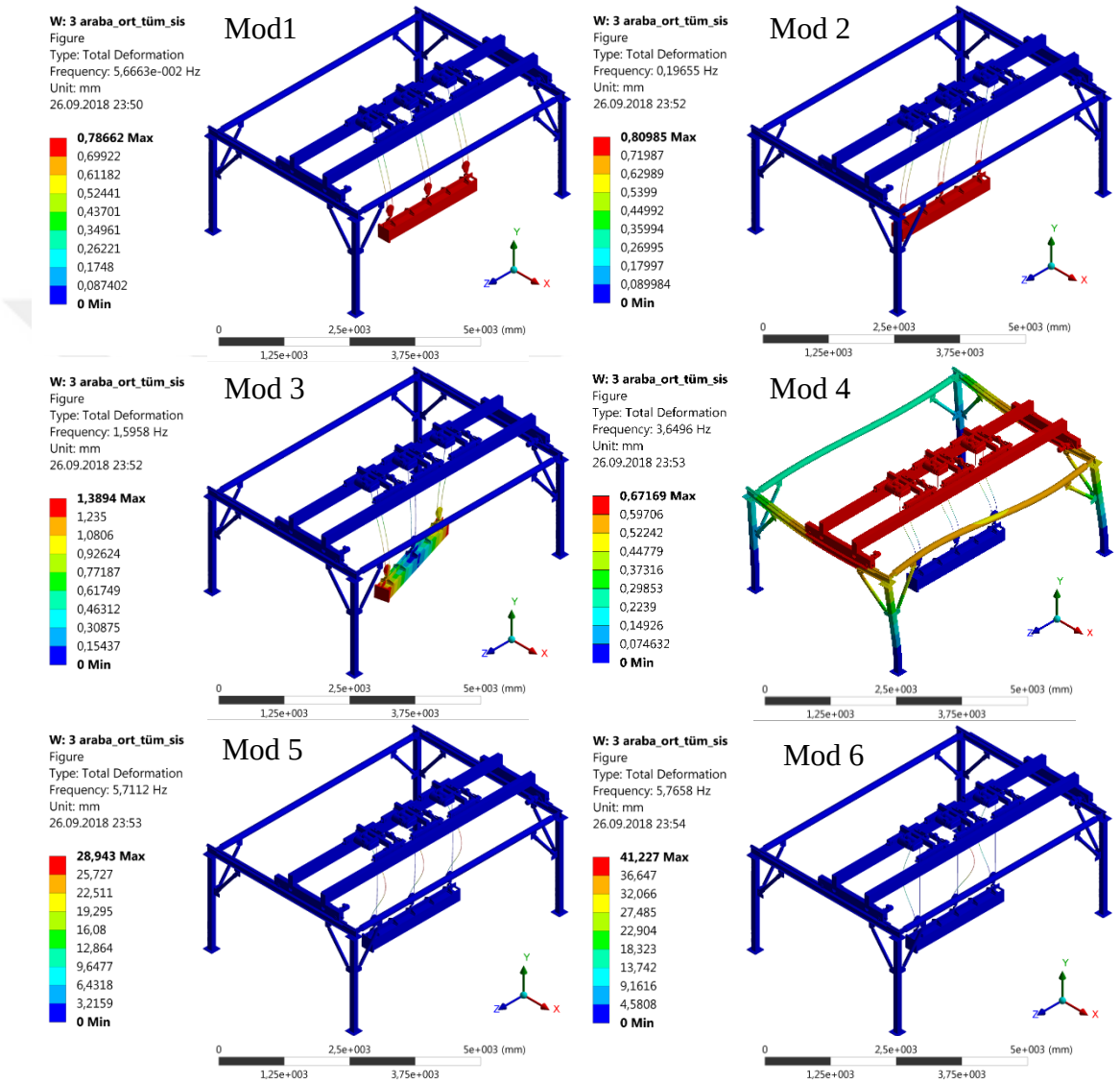
değeri ise 0.78659mm olduğu gözlenmektedir. Kren sistemi üzerinde ilk 4 mod için yer değiştirme miktarları sırasıyla 0.78659mm, 0,80982mm 1.392mm, 0,67326mm olarak gerçekleşirken Mod 5 ve Mod 6 değerlerinde maksimum şekil değiştirme Mod 5 için 29.96mm, Mod 6 için 37,78mm olduğu gözlemlenmektedir. Bu iki mod için ise doğal frekans değerleri 5,724Hz ve 5.766Hz civarında gerçekleşmektedir.



Şekil 4.5. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 3 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 1) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

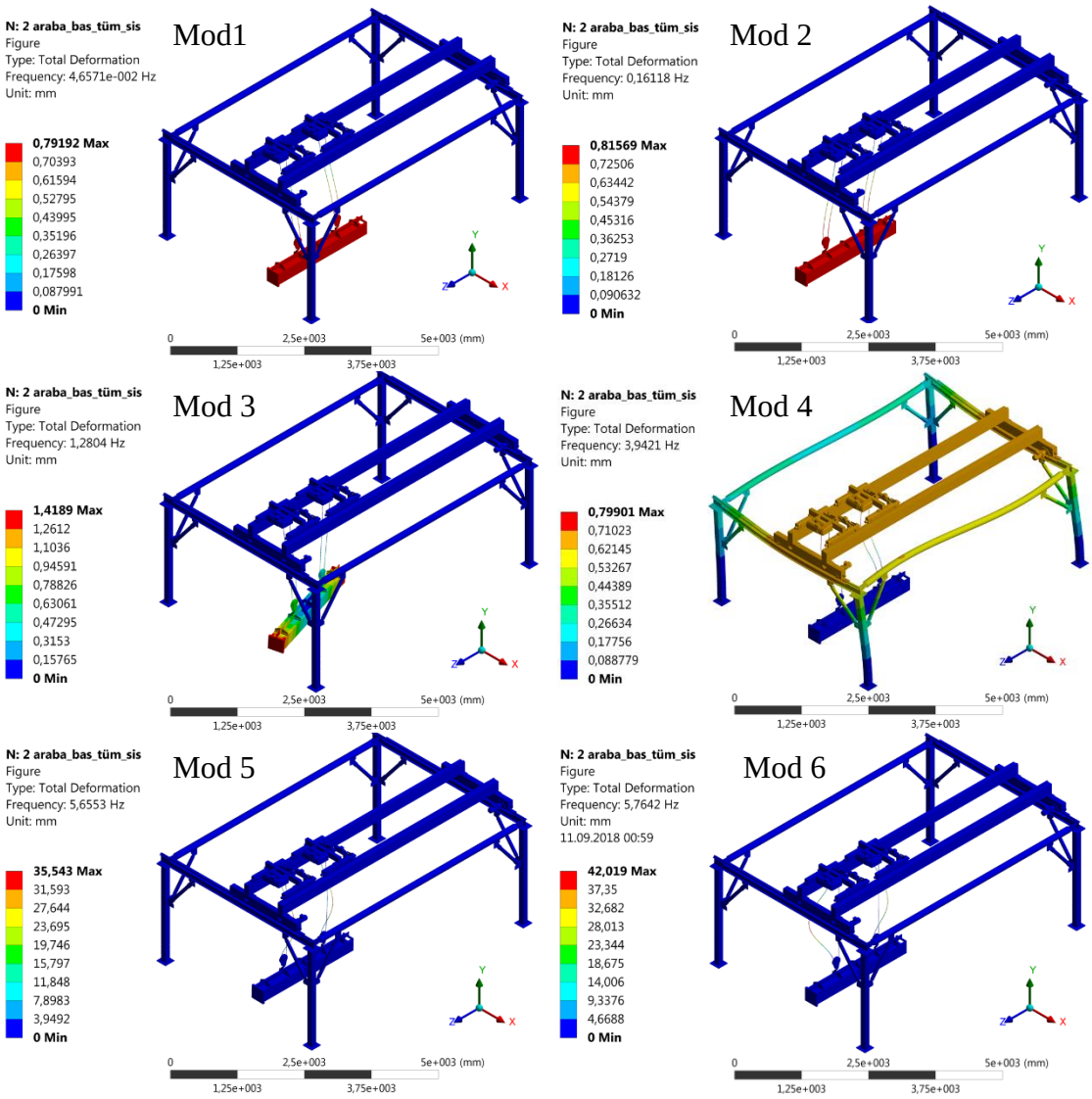
Kren sisteminin köprü taşıyıcı, köprü, araba, halat ve yükün bir bütün olarak dikkate alındığı ve köprü üzerinde 3 arabanın köprü ortasında yükü kaldırdığı durum dikkate alındığında kren sisteminin doğal frekansları ve bu frekanslara karşılık gelen mod davranış şekilleri Şekil 4.6'da verilmiştir. Yükün ve arabanın köprü ortasında bulunması

durumunda köprü başında bulunması durumundaki davranış şekli ile aynı olmasına rağmen frekans değerlerinde ve maksimum yer değiştirmelerde çok az bir artış meydana geldiği görülmektedir. Sadece altıncı mod maksimum yer değiştirme miktarında 37,78 mm' den 41.22 mm'ye çıkan belirgin bir artış görülmektedir.



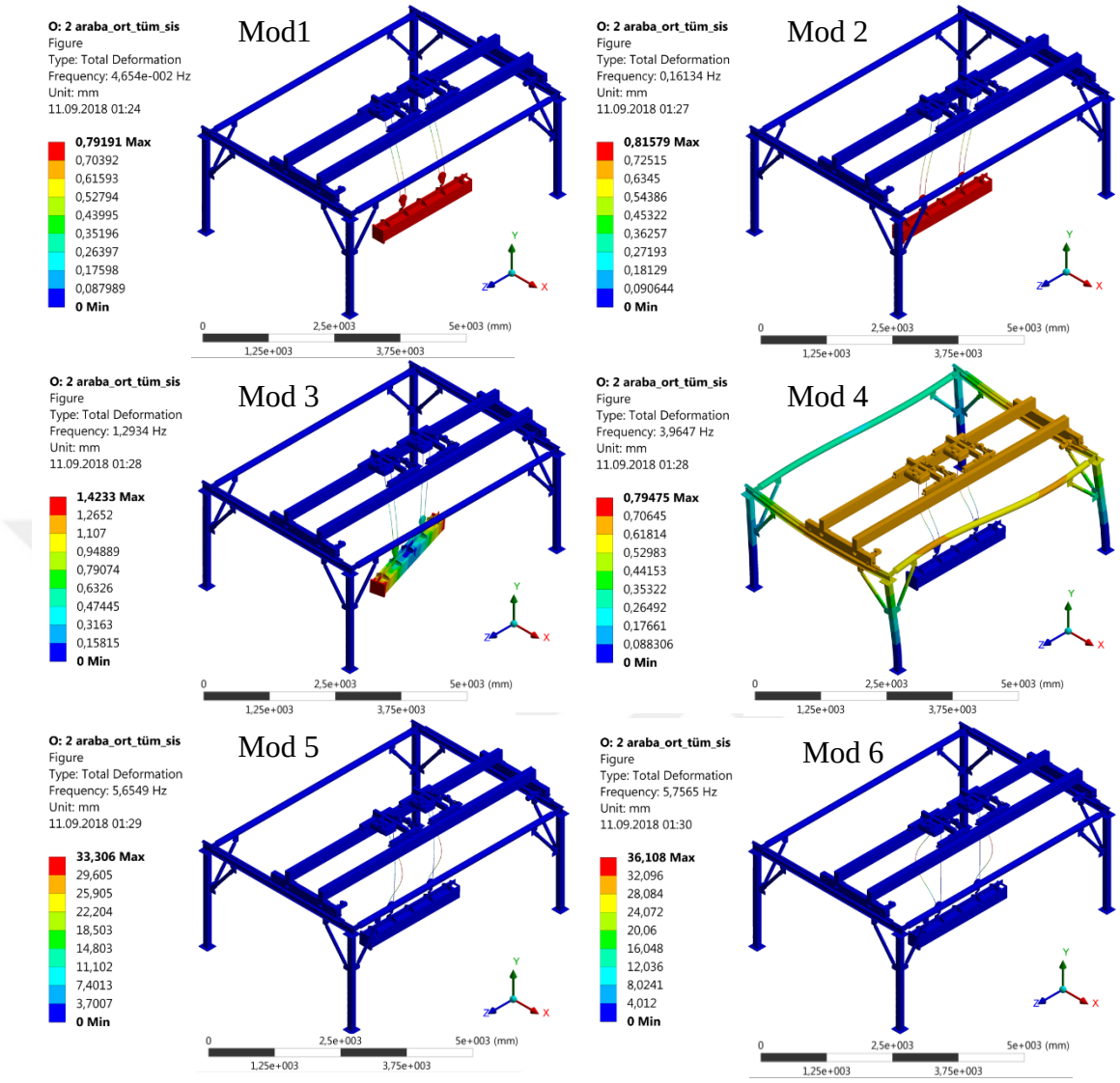
Şekil 4.6. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 3 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 2) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Kren sistemi üzerindeki araba sayısının 2 olması ve arabaların başlangıç konumunda bulunması durumunda sistemin doğal frekanslara göre mod davranışları Şekil 4.7'de araba konumlarının köprü ortasında olması durumu ise Şekil 4.8'de verilmiştir. 3 arabalı duruma göre 2 arabalı durum karşılaştırıldığında davranış biçimleri benzer karakteristik göstermektedir. Fakat arabaların sayısının azalması durumunda kren sisteminin doğal frekanslarında genel bir azalma olmaktadır.



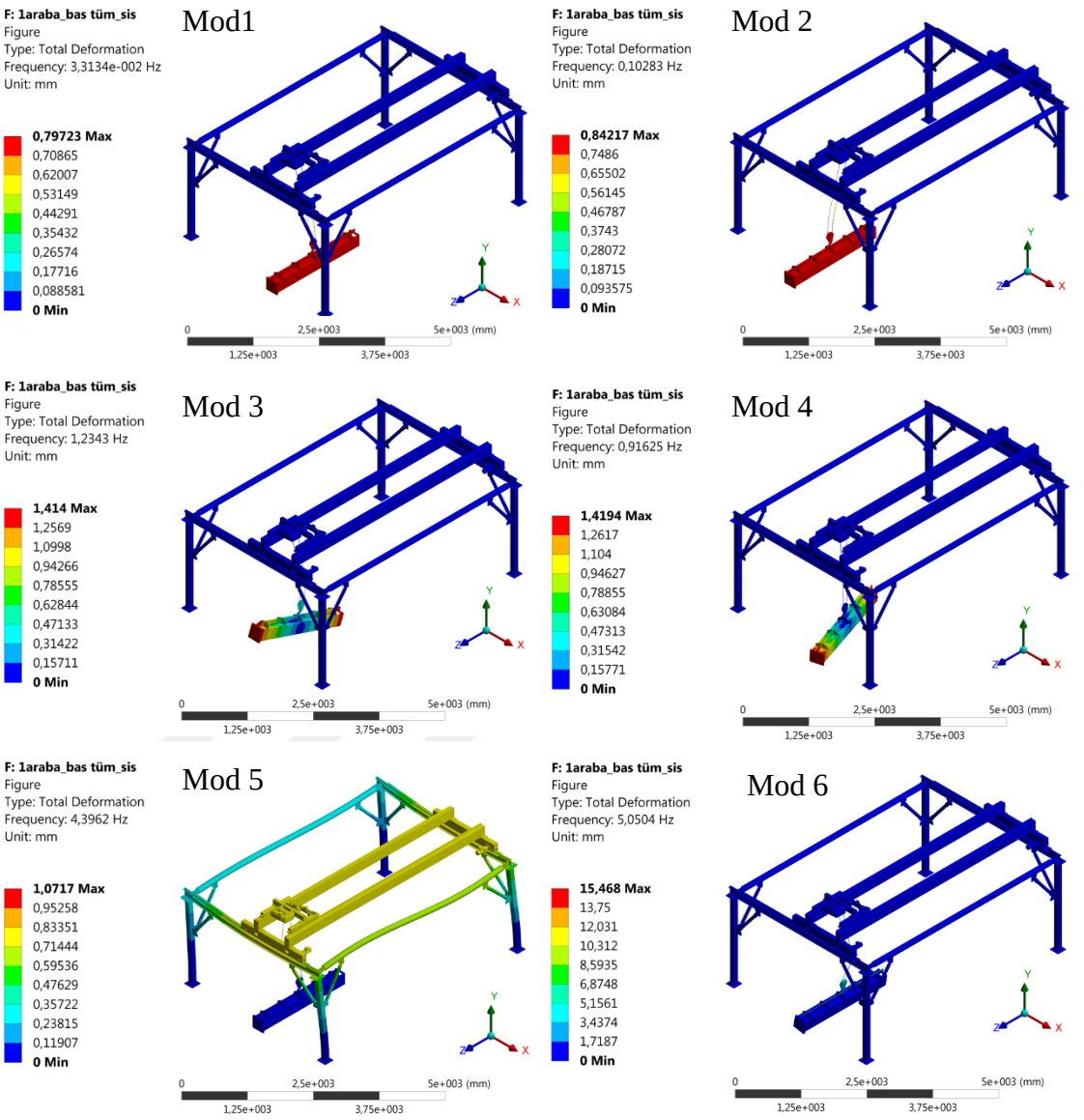
Şekil 4.7. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 2 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 3) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Maksimum yer değiştirme miktarları incelendiğinde altı mod için de köprü başında bir artış söz konusudur. Köprü ortasında ki durum da ise sadece mod 5 için yer değiştirme azalırken diğer modlarda aynı şekilde bir artış söz konusu olmaktadır. 2 arabalı durum için kendi içerisinde karşılaştırılacak olduğunda ilk dört mod için yakın değerlerde yer değiştirme olurken mod 5 ve 6 için farklılık arz ettiği verilen şekillerden anlaşılmaktadır. Mod 5 için arabanın köprü başında olmasına göre yer değiştirme 35,54mm iken ortası için 33,30mm'dir. Mod 6 içinse köprü basında 42.01mm ortası için 36.10mm olarak gerçekleşmiştir. Bu da bize 2 arabalı durum için köprü başı konumunu daha fazla yer değiştirme oluştuğunu göstermektedir.



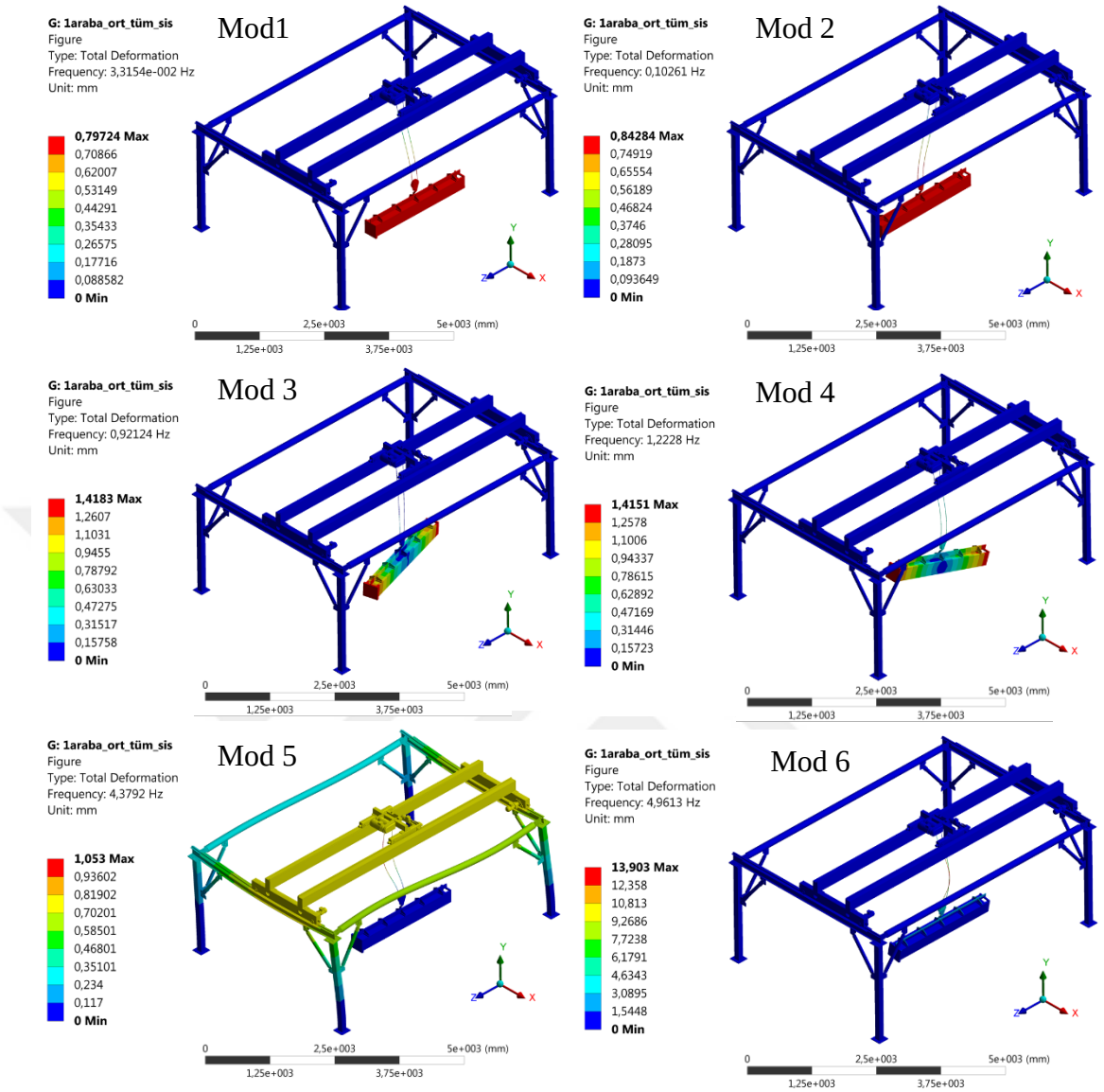
Şekil 4.8. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 2 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 4) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Kren sistemleri genellikle üzerinde bir arabanın olmasına göre tasarımları gerçekleştirilmektedir. Köprü üzerinde bir arabanın olması ve kren sisteminin çalışması esnasında yük, halat, araba, köprü ve köprü taşıyıcı sistem bir bütün olarak birbirleri ile temasta olduğundan dolayı bir bütüncül olarak dikkate alınması gerekmektedir. Köprü üzerinde bir arabanın olduğu ve köprü başında bulunması durumunda gerçekleştirilen analiz sonucu elde edilen doğal frekanslara göre sistemin modal davranış şekilleri Şekil4.9'da verilmiştir. Arabanın köprü ortasındaki konumuna göre elde edilen sonuçlar Şekil 4.10'da görülmektedir.



Şekil 4.9. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 1 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 5) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Tablo 4.4 ve bir araba için verilen grafikler incelendiğinde köprü üzerinde bir arabanın olması durumu için köprü üzerinde 2 veya 3 arabanın olduğu şartlara göre belirgin oranda doğal frekansların azaldığı görülmektedir. Bir arabalı durumdaki modal davranışlar 2 ve 3 arabalı duruma göre kıyaslandığında 2 ve 3 arabalı için 4. Mod da gerçekleşen davranış biçimi bir arabada 5. Modda gerçekleştiği görülmektedir. Bir arabalı bütün sistem için ilk dört mod davranışındaki yer değiştirmeler daha çok yük üzerinde gerçekleşirken 5. Modda köprü ve taşıyıcı üzerinde 6. modda ise halat ve kanca üzerinde gerçekleşmektedir.



Şekil 4.10. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halat ve yükün dikkate alındığı ve üzerinde 1 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 6) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Köprü üzerinde bir arabanın köprü üzerindeki konumu açısından incelendiğinde arabanın köprü başında bulunduğu konum için elde edilen doğal frekansların hemen hemen aynı değerlerde olmasına rağmen bir miktar artış gösterdiği tablo ve şekillerden anlaşılmaktadır. Ayrıca bir arabalı durum için 2 ve 3 arabalı durumlar ile karşılaştırıldığında ilk 4 mod için artış 5. ve 6. Mod için düşme olduğu görülmektedir.

Bir arabalı durum için köprü başı ve ortasında olması durumları karşılaştırıldığında ilk 3 mod için köprü ortasında yer değiştirme artarken 4, 5 ve 6. Mod için köprü başında köprü ortasına göre arttığı görülmektedir.

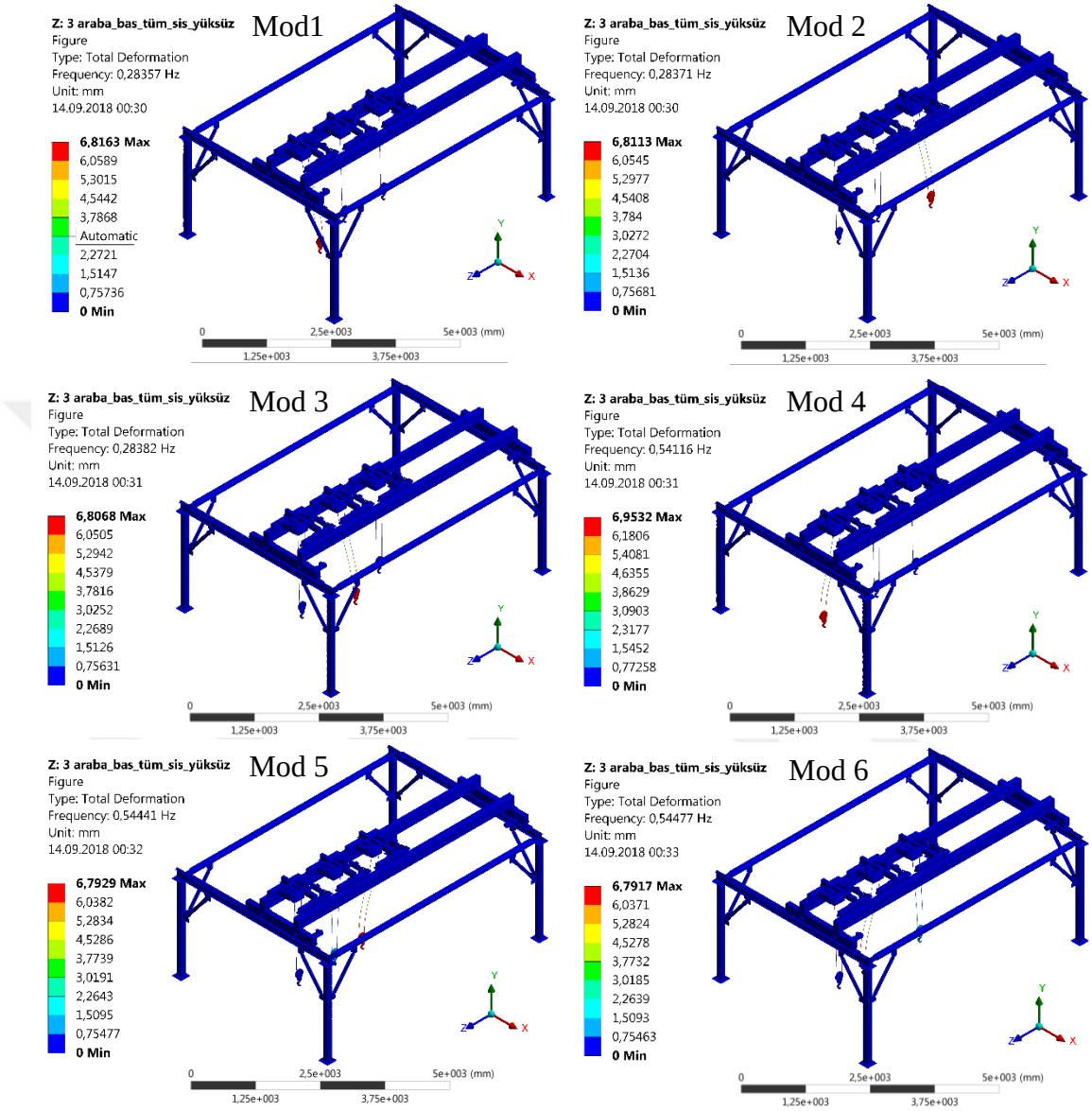
Kren sistemi üzerinde yüklerin değiştiği durumlar dikkate alındığında modal frekanslarda da sürekli bir değişim söz konusu olacaktır. Bu yüzden kren sisteminin genel olarak tasarımı yapıldığında yüksüz olarak kren sisteminin davranışında incelenmesi gerekmektedir. Bu nedenle model 7 ve 12 arasında kren sistemi yükün olmadığı köprü taşıyıcı, köprü, araba, halat ve kanca sisteminden meydana gelen yapıda modellenerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu modellemelerde kren sisteminde köprü üzerinde farklı araba sayılarının dikkate alındığı ve ayrıca bir önceki analizde olduğu gibi arabaların köprü başında ve ortasında konumlandırılmasına göre sistemin davranışları incelenmeye çalışılmıştır. Köprü üzerinde farklı araba sayıları, bu arabaların bulunmuş olduğu konumlara göre kren sistemi üzerinde yükün olmadığı duruma göre kren sisteminin doğal frekansları Tablo 4.5'te verilmiştir. Aynı şekilde kren sisteminin bu frekanslara karşılık gelen modal davranışlarda şekiller halinde verilmiştir.

Tablo 4.5. Köprü taşıyıcı, köprü, araba ve halat-kanca grubu birlikte değerlendirildiği yüksüz sistem için doğal frekans sonuçları

Doğal Frekans Değerleri (Hz)						
Mod No	Model 7 (3 araba, Baş konum)	Model 8 (3 araba, Orta konum)	Model 9 (2 araba, Baş konum)	Model 10 (2 araba, Orta konum)	Model 11 (1 araba, Baş konum)	Model 12 (1 araba, Orta konum)
1	0,28357	0,28354	0,28339	0,28332	0,28336	0,28353
2	0,28371	0,28355	0,28368	0,28334	0,54325	0,54053
3	0,28382	0,28357	0,54066	0,54092	4,3965	4,3792
4	0,54116	0,54049	0,5409	0,54128	5,7723	5,7819
5	0,54441	0,54113	3,9416	3,9641	5,7959	5,8061
6	0,54477	0,54618	5,7717	5,7708	6,6236	6,6221
7	3,6459	3,6477	5,7895	5,7717	6,6521	6,6521
8	5,7828	5,7811	5,7938	5,7939	8,7237	8,2631
9	5,7854	5,7824	5,8131	5,7958	10,109	10,102
10	5,7898	5,7826	6,6223	6,6209	10,831	10,376

Kren sisteminde yük olmadan köprü taşıyıcı, köprü, araba ve halat-kanca grubundan oluşan köprü üzerinde 3 arabanın köprü başındaki konumuna göre ilk altı doğal frekansa karşılık gelen mod davranışlarını veren grafikler Şekil 4.11'de verilmiştir. Verilen mod davranışları incelendiğinde ilk altı mod için frekans değerleri ilk üç mod için 0.28Hz civarında olup 4,5 ve 6 mod için 0.54 Hz civarında tespit edilmiştir. Bu doğal frekanslara karşılık gelen davranışlar incelendiğinde ise genel olarak yer değiştirmelerin halat ve kanca bloğu üzerinde olduğu görülmektedir. İlk altı mod için yer değiştirmeler farklı

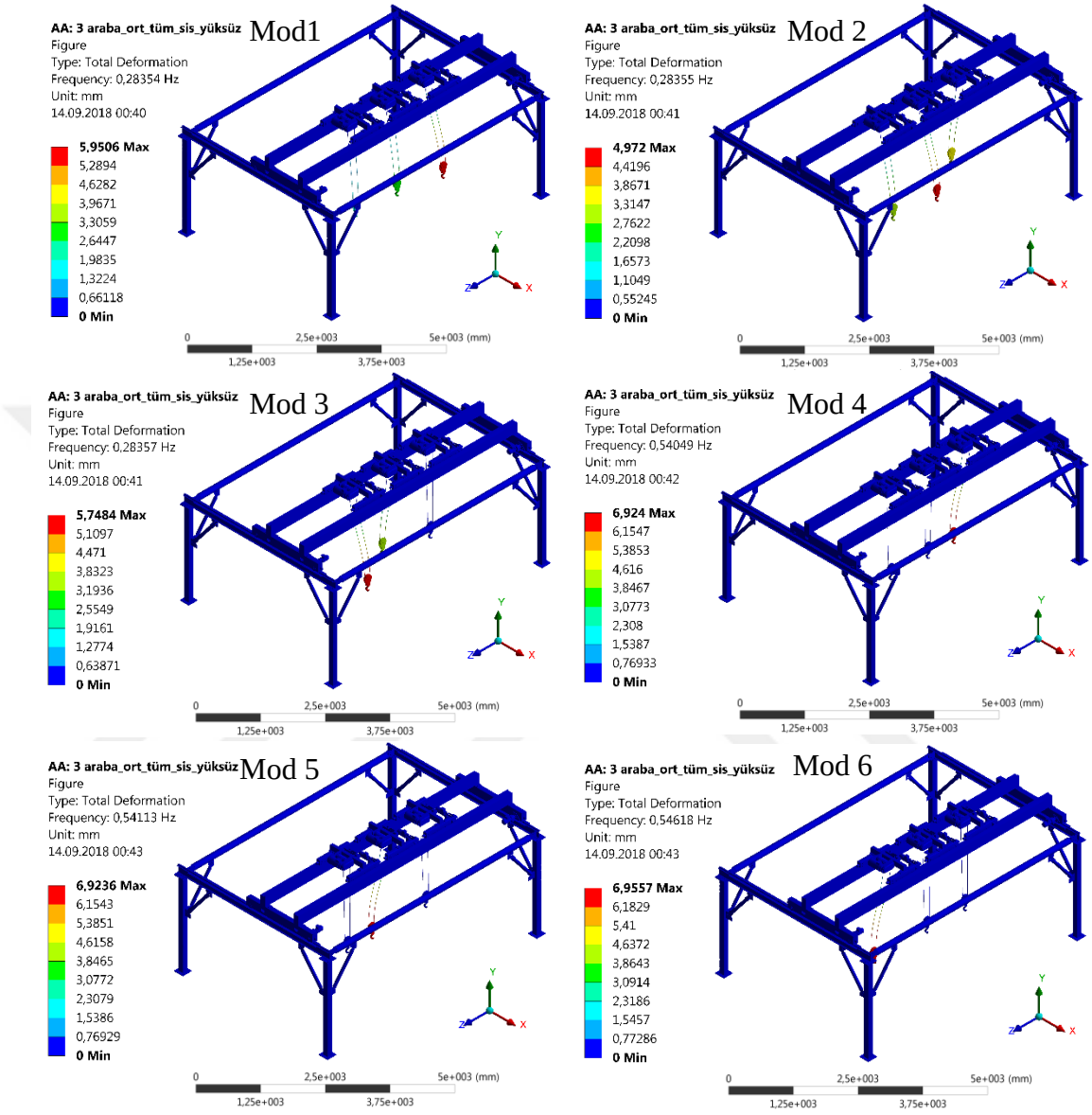
arabalara bağlı halat ve kanca bloğu üzerinde gerçekleştiği şekiller üzerinde anlaşılmakta olup ilk 6 mod için yaklaşık 6,8 mm maksimum yer değiştirme görülmektedir.



Şekil 4.11 Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 3 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 7) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Yükün olmadığı ve 3 arabanın köprünün ortasında olduğu konum için modal davranışlar Şekil 4.12'de görülmektedir. Şekil incelendiğinde 6 mod için arabaların köprü başında olması durumu için gerçekleşen karakteristik davranışların benzeri arabaların köprü ortasında olması durumunda da görülmektedir. Frekans değerlerinde birbirine çok yakın değerler olmasına karşın genel olarak azalma görülürken sadece 6. mod bir miktar artış bulunmaktadır. Maksimum yer değiştirmeler incelendiğinde ise ilk 4 mod için azalırken 5. ve 6. mod için ise artış göstermektedir. Genel olarak her iki durum içinde yük

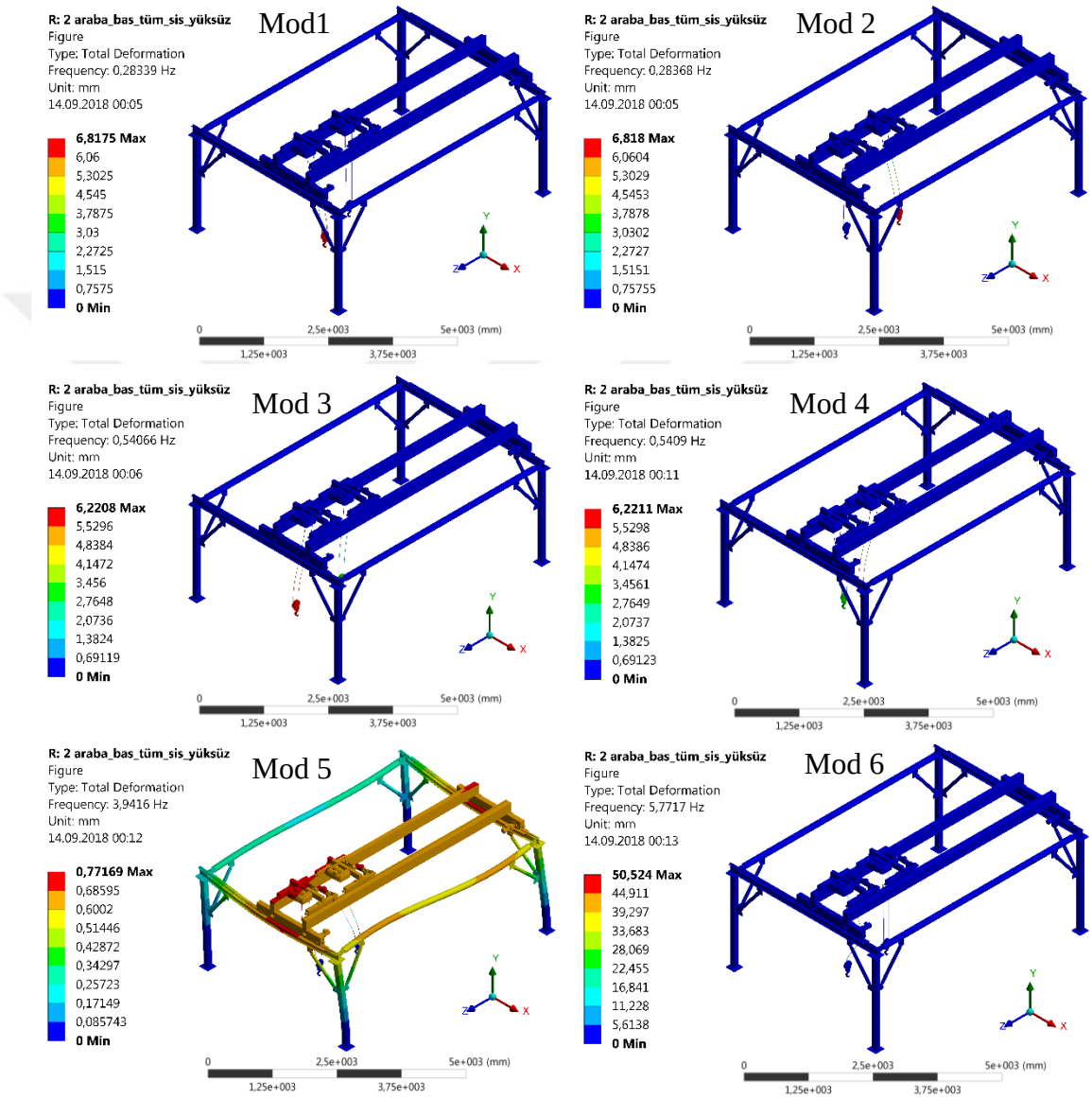
durumuna göre karşılaştırıldığında 3 arabalı durum için meydana gelen doğal frekanslar yük durumuna göre oldukça düşük değerlerde gerçekleşmektedir.



Şekil 4.12. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 3 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 8) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Kren üzerinde arabaların köprü başında ve 2 arabalı model olarak kullanıldığında sistemin yük kaldırmadığı durum için elde edilen sonuçlar Şekil 4.13'te verilmiştir. Titreşim karakteristiği incelendiğinde ilk 4 mod için yer değiştirmeler 3 arabada olduğu gibi halat ve kanca grubunun beraber yer değiştirdiği bir durum var iken 5. Modda maksimum yer değiştirmeler köprü ve araba üzerinde gerçekleştiği görülmektedir. 6. modda ise maksimum yer değiştirme sadece halat üzerinde oluşmaktadır. Maksimum yer değiştirmeler 3 arabalı duruma göre karşılaştırıldığında ilk 2 mod için aynı değerlerde

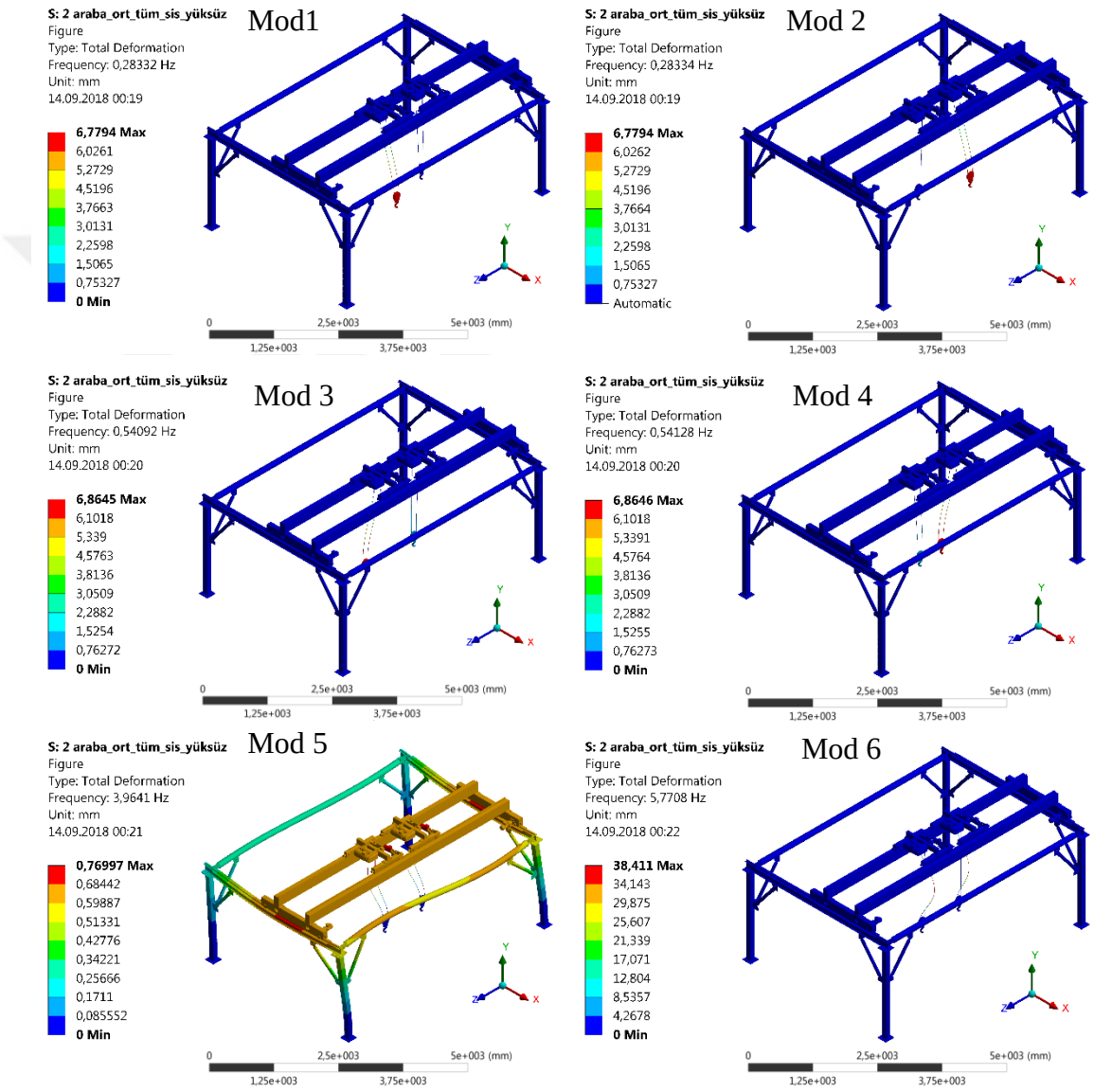
gerçekleşirken 3. ve 4. modda bir miktar düşüş 5. modda belirgin oranda titreşim karakteristiği değiştiğinden dolayı yer değiştirme oldukça azalmaktadır. Yine aynı şekilde titreşim karakteristiği sadece halatta gerçekleştiğinden dolayı 6. Modda yer değiştirme 50,52mm ye kadar çıkmaktadır.



Şekil 4.13. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 2 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 8) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Köprü üzerinde 2 araba bulunduğu durumda ilk 4 mod için 3 arabalı durumla yaklaşık aynı frekans değerleri oluşmakta iken 5. Moddan itibaren yaklaşık 4-5Hz dolaylarında bir frekansla karşılaşılmaktadır. Arabaların konumu köprü ortasına alındığında 2 arabalı kren sistemi için elde edilen sonuçlar Şekil 4.14' te verilmiştir. Bu şartlar altında verilen tablo değerleri ve modal şekiller incelendiğinde arabanın köprünün ortasında olma konumunda

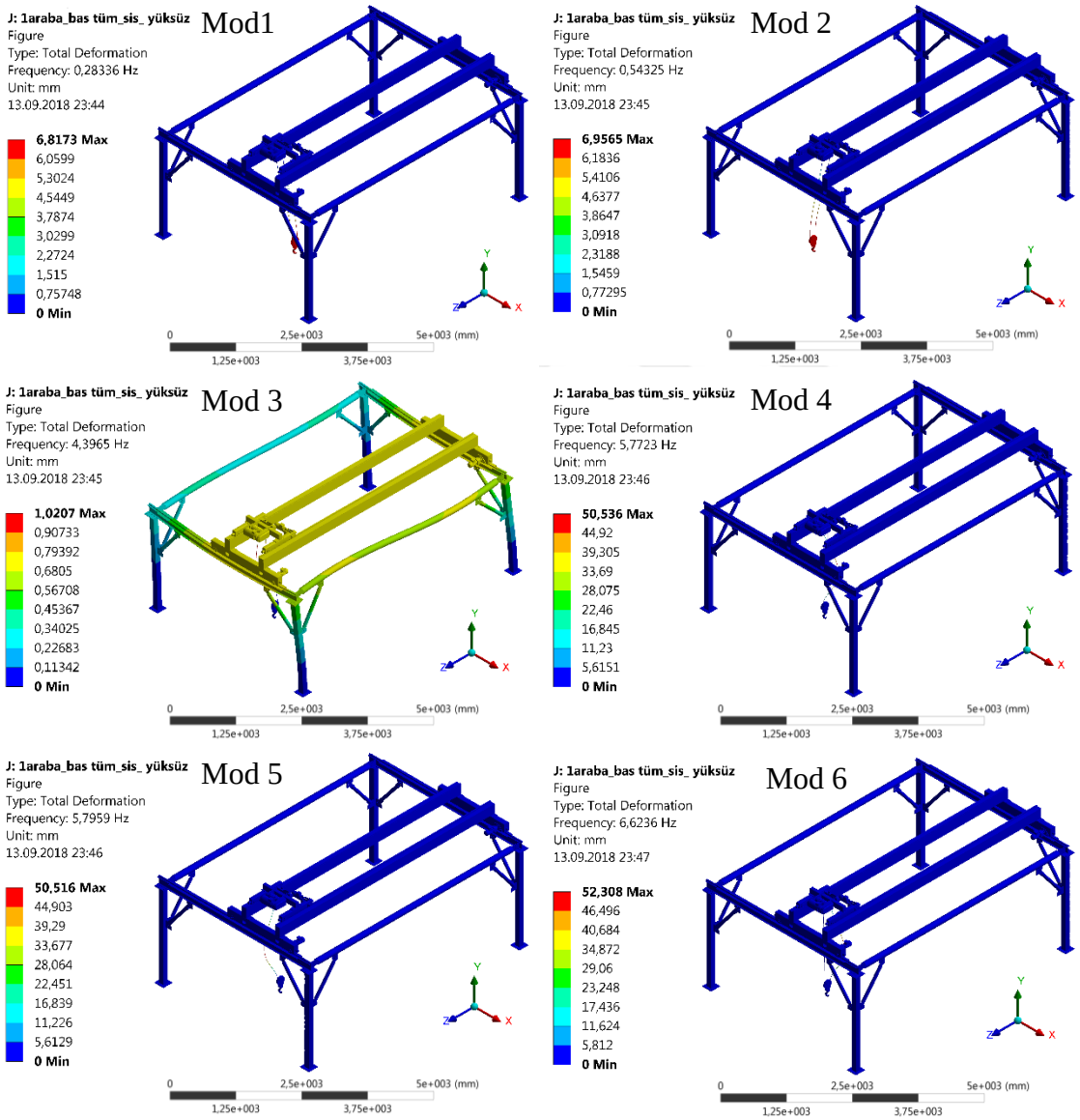
doğal frekans değerlerinin aynı değerlerde gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Aynı zamanda köprü başındaki meydana gelen yer değiştirme karakteristikleri köprü ortasındaki konumla aynı karakteristiği göstermektedir. Burada sadece maksimum yer değiştirmelerde mod 3 ve 4 artış gösterirken genel olarak köprü ortasında olması için maksimum sehim değerlerinde azalma görülmektedir.



Şekil 4.14. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 2 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 10) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

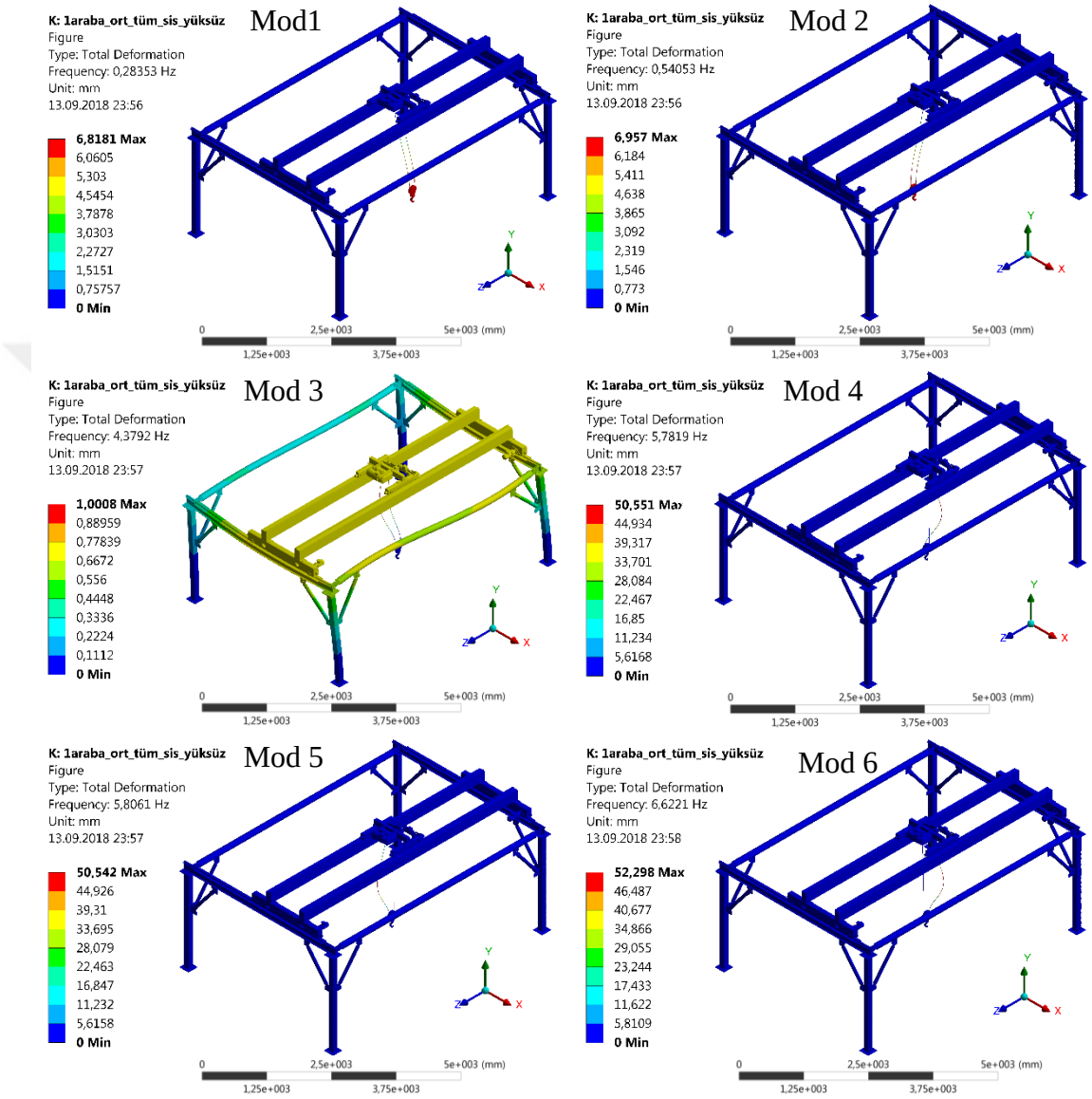
Kren sistemleri üzerinde bir arabanın olması durumunda tasarımı yapılmaktadır. Klasik olarak tasarlanan üzerinde yükün olmadığı kren sisteminin modal davranışları arabanın köprü başında olması durumuna göre Şekil 4.15'te verilmiştir. Araba sayısının bire düşmesi durumunda frekans değerleri 2 ve 3 araba olması durumuna göre 3. Moddan

itibaren artış görülmektedir. Şekil değiştirmeler incelendiğinde 1. ve 2. Modda şekil değiştirmelerin halat ve kancanın beraber şekil değiştirdiği 3 modda ise köprü ve arabanın şekil değiştirdiği diğer modlarda ise halatlar üzerinde meydana geldiği görülmektedir. Bir arabalı durumdaki frekans değişimleri incelendiğinde 2 ve 3 duruma göre 3 moddan itibaren belirgin bir artışın oluştuğu görülmektedir. İlk iki moddaki maksimum şekil değiştirmeler 2 ve 3 arabada olduğu gibi 6,8mm civarında oluşurken 3 moddan itibaren köprü üzerinde gerçekleştiğinden bu frekansa denk gelen şekil değiştirme yaklaşık 0,77mm civarında bir şekil değiştirme meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 4.15. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 1 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 11) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Yaklaşık olarak 4Hz'den sonra kren sisteminin davranışı halatlar üzerinde gerçekleştiğinden; bundan sonraki modlar için yer değiştirmeler yaklaşık 50mm olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 4.16. Kren sisteminde köprü, araba, köprü taşıyıcı, halatın dikkate alındığı(yüksüz) ve üzerinde 1 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 12) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Kren üzerinde arabanın köprü ortasında olması durumunda köprü başındaki yer değiştirme karakteristik davranışların aynısını göstermektedir. Kren sistemindeki frekans değerleri köprü başındaki konuma göre karşılaştırıldığında köprü ortasında da aynı sonuçlar elde edildiği görülmektedir. Arabanın köprü ortasında bulunması durumundaki doğal frekanslara karşılık gelen mod şekilleri Şekil 4.16'da gösterilmiştir. Maksimum yer değiştirmeler incelendiğinde ise arabanın köprü başında göstermiş olduğu tepkilerin

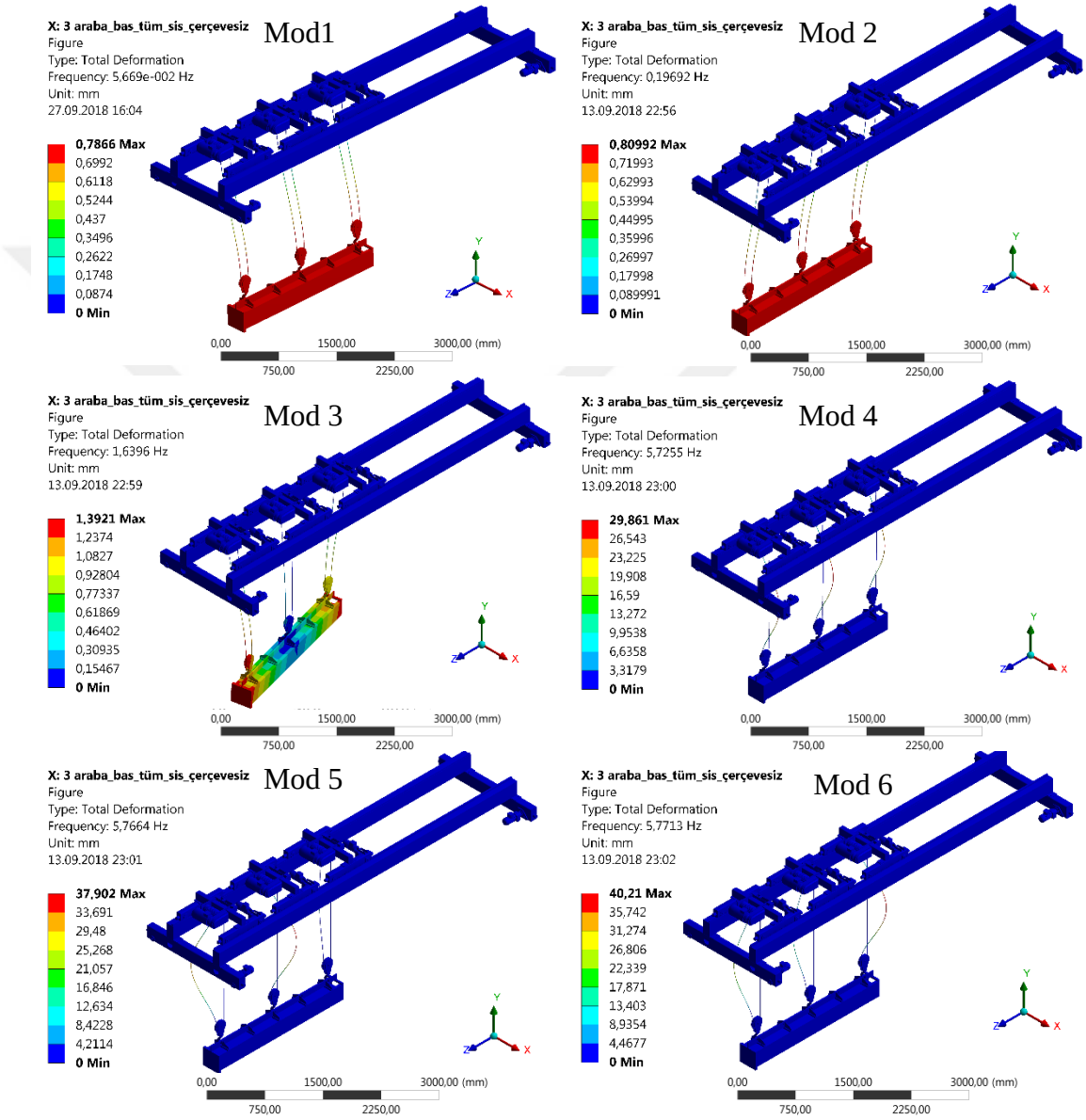
aynısı olduğu görülmektedir. Bir arabalı durum için köprü başında ve ortasında olması hem frekans hem de yer değiştirme açısından incelendiğinde konumun sonuçları değiştirmediği söylenebilir.

Askı tip krenlerin tasarımı gerçekleştirilirken köprü taşıyıcı kısımlarının tasarımları genellikle işletmelerde daha önceden kurulacağı düşünülerek işletme inşa edilirken yapılmaktadır. Kren sistemlerinde bu kısımlar işletmelerin durumuna göre farklılıklar göstereceğinden dolayı kren sistemlerinin tasarımları gerçekleştirilirken bu kısımlar dikkate alınmadan köprü, araba ve kanca bloğundan oluşan indirme ve kaldırma grubu olarak tasarımları gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle kren siteminin analizi gerçekleştirilirken köprü taşıyıcı kısımları olmadan analiz edilmesi bu tip tasarımlar için gerekli olmaktadır. Kren sisteminin daha önceden tasarlanmış modeli üzerinde köprü taşıyıcı olarak tasarımı yapılmış kısımları ihmal edilerek analiz edilemeye çalışılmıştır. Model 13 ve Model 18 arasındaki modellerde köprü, araba, halat ve kanca bloğundan oluşan indirme ve kaldırma grubundan meydan gelen modeleler kullanılmıştır. Bu analizler gerçekleştirilirken köprü üzerindeki araba sayılarının ve konumlarının köprü başında ve ortasında olması durumu burada da dikkate alınarak krenin modal davranışları incelenmiştir. Belirtilen şartlar altında köprü, araba, halat, kanca ve yükten oluşan kren sisteminin serbest titreşim analizine göre elde edilen doğal frekanslar Tablo 4.6'da verilmiştir. Aynı şekilde bu frekanslara karşılık gelen mod davranışları da analiz edilerek gösterilmiştir.

Tablo 4.6. Köprü, araba, halat, kanca ve yükten oluşan köprü taşıyıcısı olamayan kren sisteminin doğal frekansları

Doğal Frekans Değerleri (Hz)						
Mod No	Model 13 (3 araba, Baş konum)	Model 14 (3 araba, Orta konum)	Model 15 (2 araba, Baş konum)	Model 16 (2 araba, Orta konum)	Model 17 (1 araba, Baş konum)	Model 18 (1 araba, Orta konum)
1	5,67E-02	5,67E-02	4,66E-02	4,65E-02	3,31E-02	3,32E-02
2	0,19692	0,19675	0,1613	0,16145	0,1029	0,10264
3	1,6396	1,5958	1,28	1,2932	0,91625	0,92124
4	5,7255	5,7125	5,6558	5,6556	1,2345	1,223
5	5,7664	5,7659	5,7641	5,7565	5,0504	4,9613
6	5,7713	5,7669	5,7685	5,767	5,7684	5,777
7	5,7794	5,7783	5,7854	5,7687	5,8311	5,8357
8	5,7807	5,7801	6,2976	6,3222	6,6218	6,6217
9	5,7871	5,7807	6,6089	6,6089	6,6558	6,6537
10	6,5268	6,5027	6,6215	6,6211	10,187	7,6425

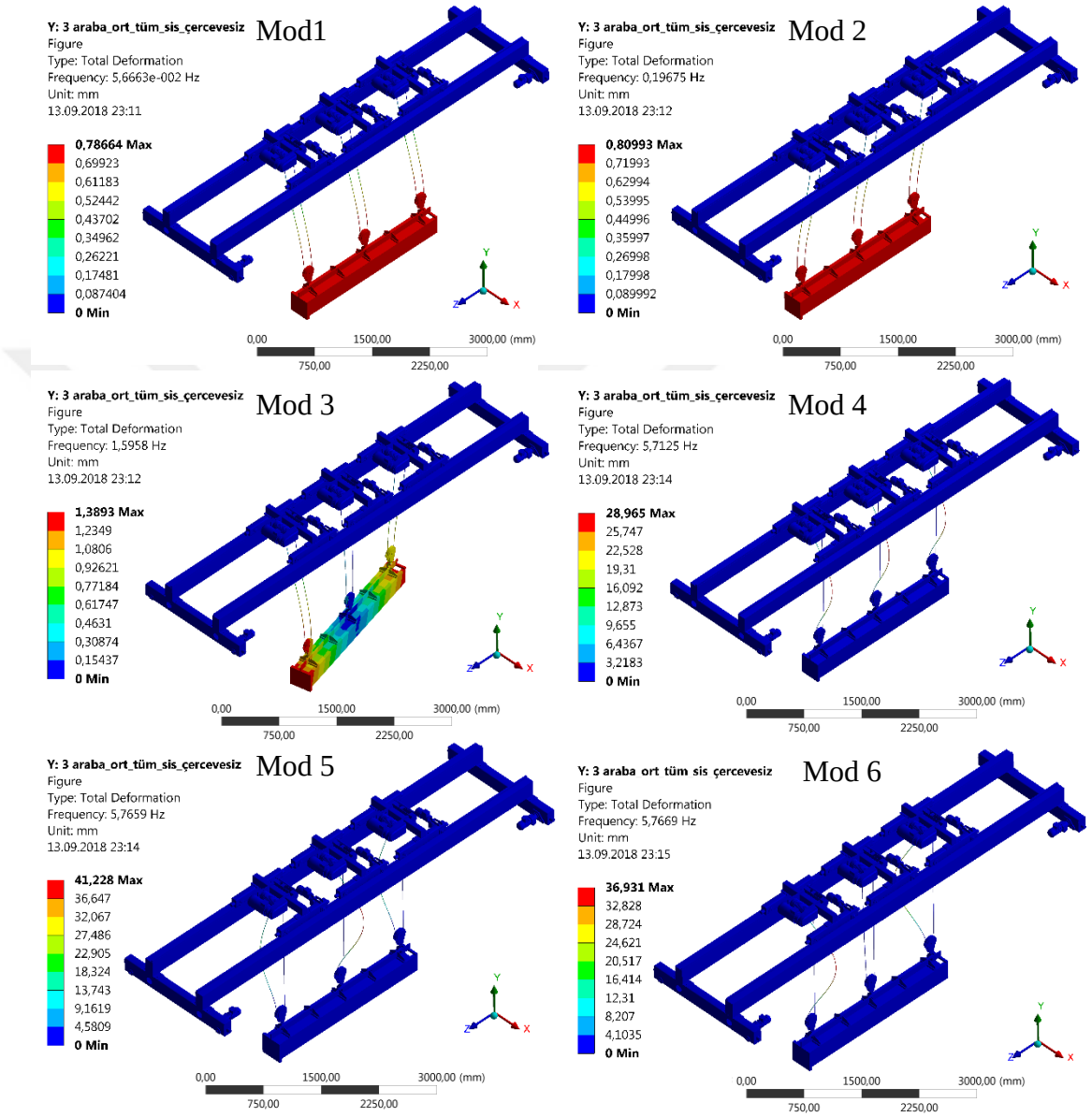
Köprü halat-kanca bloğu ve yükten oluşan kren sisteminde köprü üzerinde üç arabanın olması ve araba konumlarının köprü başında olması durumuna göre doğal frekanslara karşılık gelen mod davranış şekilleri Şekil 4.17'de verilmiştir. Bu model için mod davranışları incelendiğinde yer değiştirmeler ilk 3 mod için halat ve yükün beraber yer değiştirdiği daha sonraki modlarda ise sadece halatın şekil değiştirdiği görülmektedir.



Şekil 4.17. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 3 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 13) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Doğal frekanslar incelendiğinde köprü taşıyıcısının da modele dahil olduğu duruma göre taşıyıcısız durum için ilk 3 mod için aynı olduğu sadece 4 mod davranışın farklılık arz ettiği ve daha sonraki modlarında aynı şekilde devam ettiği tablo ve şekiller beraber değerlendirildiğinde anlaşılmaktadır. Ayrıca maksimum yer değiştirme aynı şekilde ilk

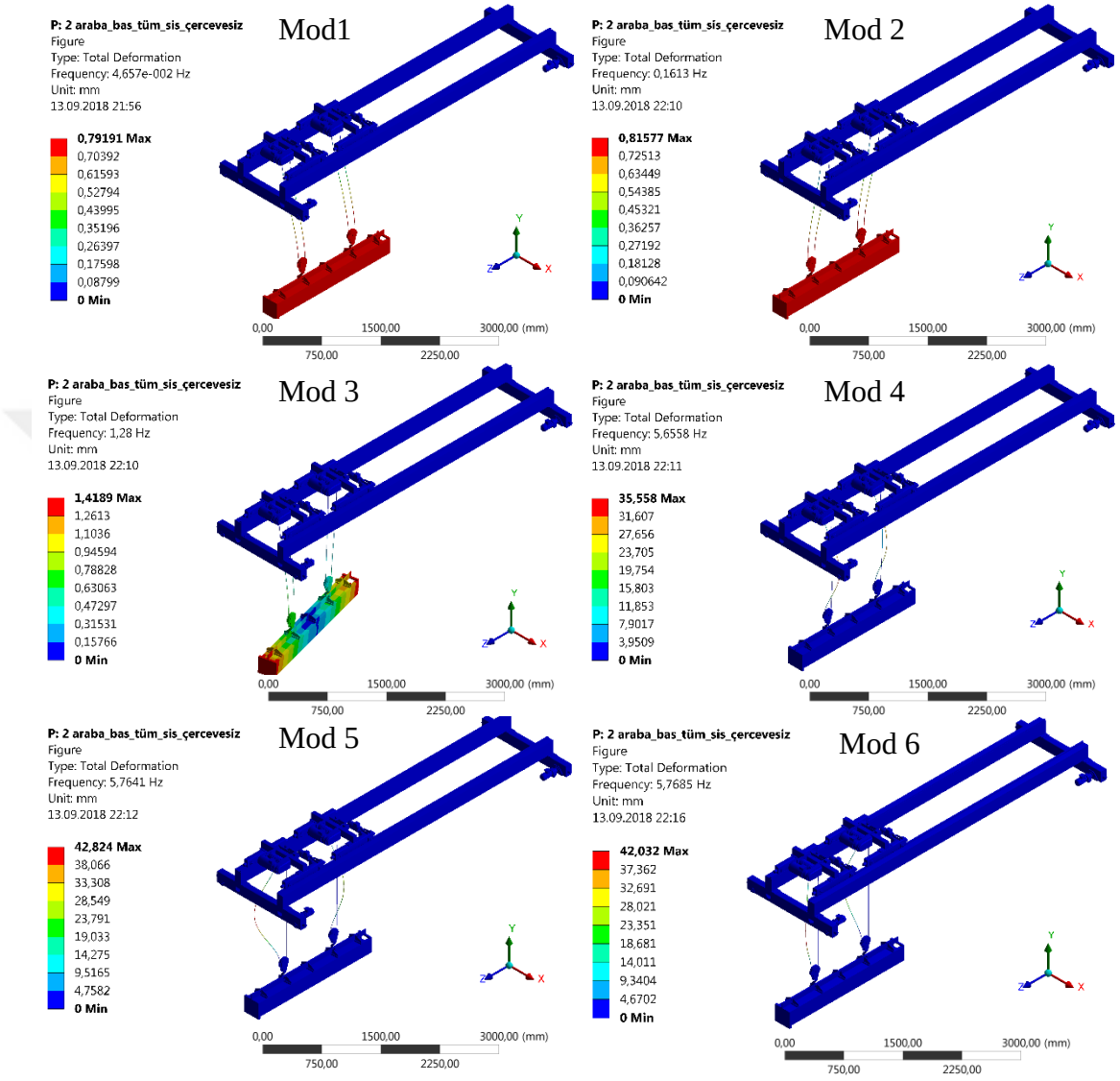
üç mod için aynı değerlerde gerçekleşirken 4. Mod davranışı farklılık arz etmektedir. Daha sonraki modal davranışlar köprü taşıyıcının bir üst modu burada bir alt moda geçerek devam ettiği grafiklerden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.18. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 3 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 14) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

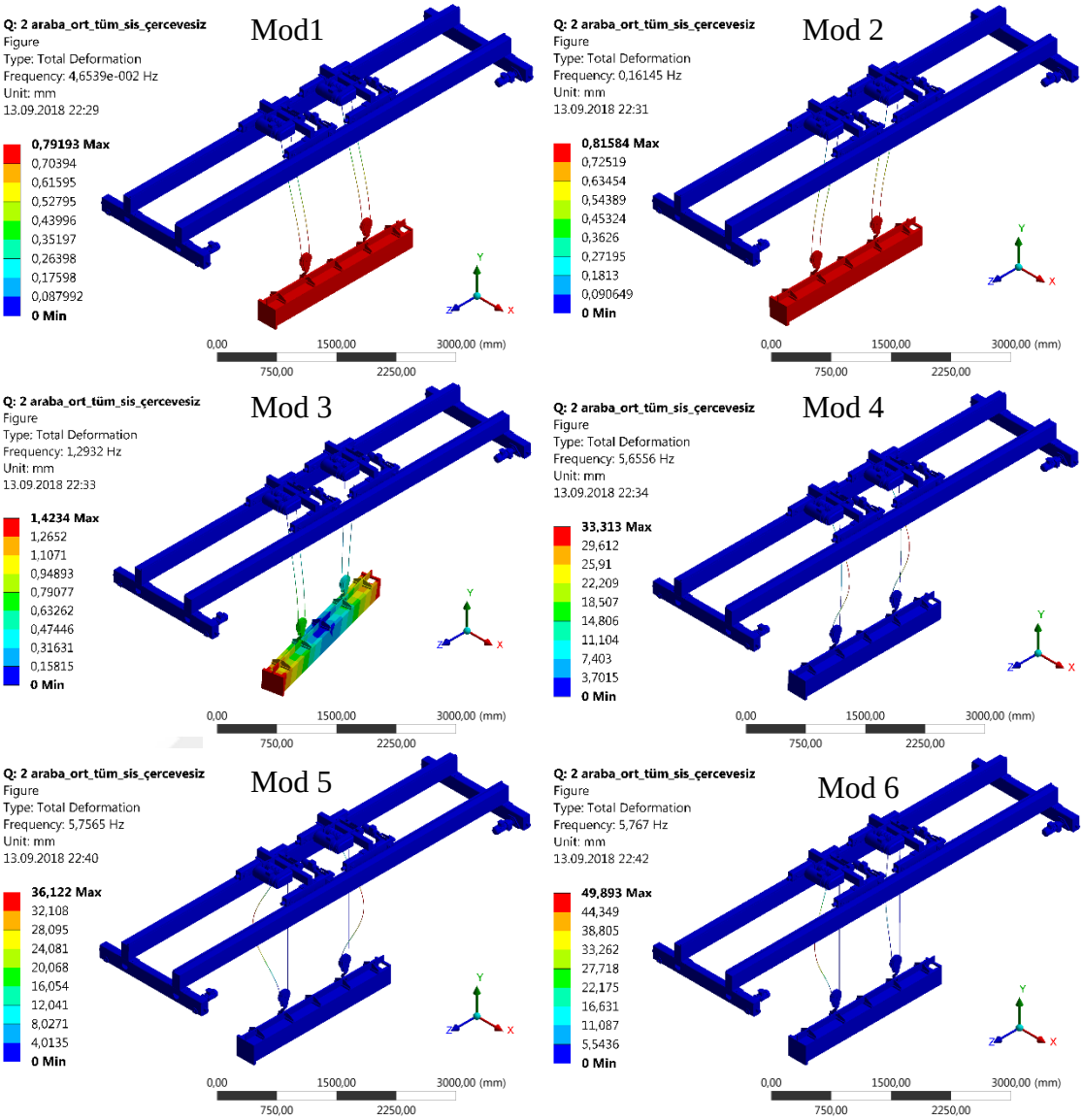
Araba konumunun köprü ortasında olmasına göre modal davranış şekilleri Şekil 4.18 ile gösterilmiştir. Köprü başındaki karakteristik davranışlara benzer modal davranışlar köprü artasında olması durumu içinde görülmektedir. Köprü ortasında olma durumunda sistemin doğal frekanslarında hemen hemen aynı değerlerde oluştuğu anlaşılmaktadır. Maksimum yer değiştirmeler karşılaştırıldığında ise ilk dört mod için yaklaşık aynı

değerlerle karşılaşılırken mod 5 için artış söz konusu iken mod 6 için maksimum yer değiştirmede azalma olduğu görülmektedir.



Şekil 4.19. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 2 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 15) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

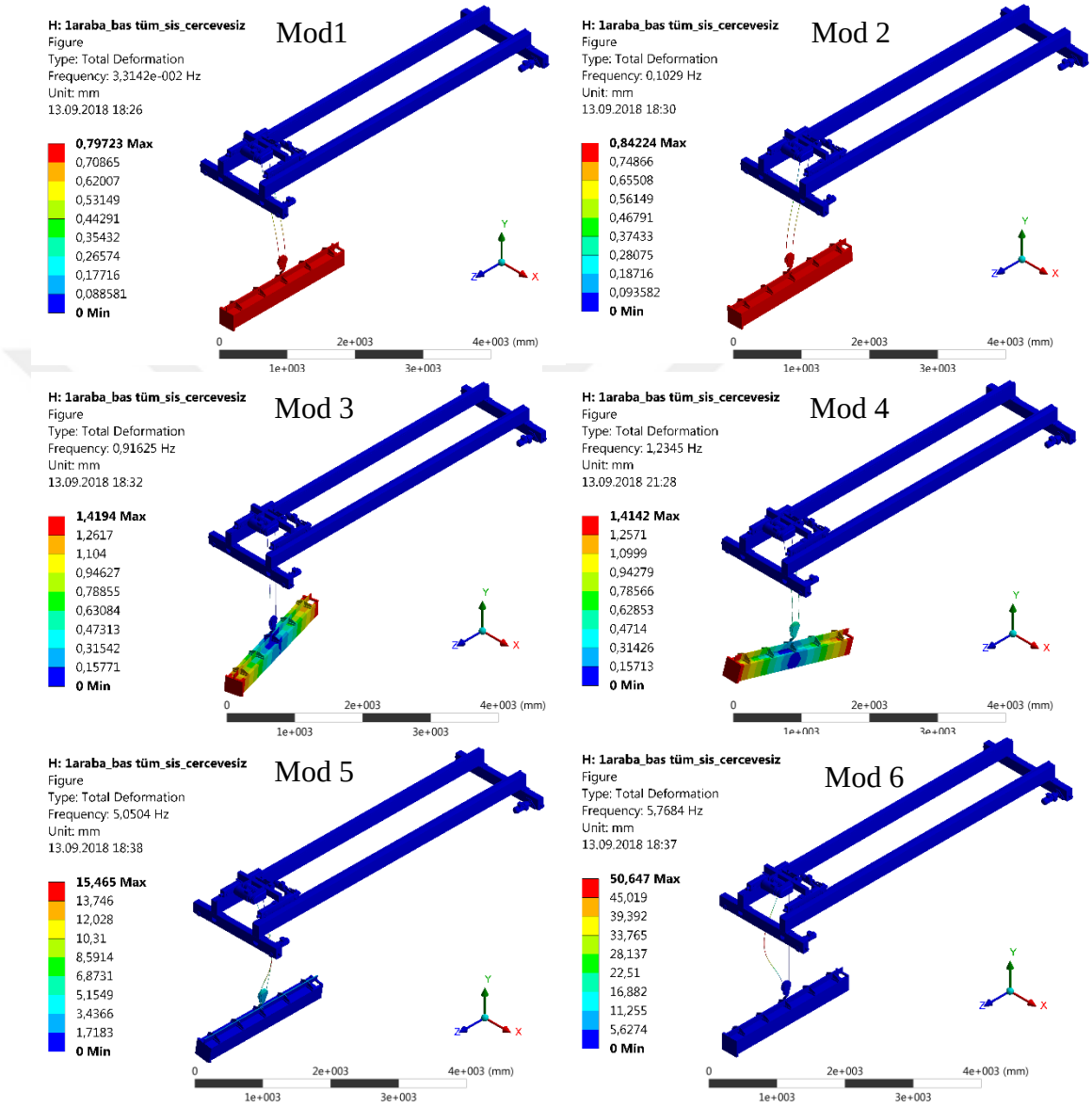
Kren sistemi üzerinde araba sayısının ikiye indirilmesi durumunda köprü başındaki doğal frekanslara göre modal davranışları veren görünümler Şekil 4.19' da sunulmuştur. Şekil değiştirme karakteristiği açısından incelendiğinde sistemin üzerinde 3 arabanın karakteristiğine benzer şekilde modal davranışlar gösterdiği görülmektedir. Üzerinde 3 arabadan birinin eksilmesi ile ilk dört mod için düşme gerçekleşirken sonraki 3 mod için aynı değerler daha sonrakiler için de bir artış söz konusu olmaktadır. Maksimum şekil değiştirmeler 3 arabalı duruma göre 2 arabalı durum için her mod davranışı için artış gösterdiği şekillerden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.20. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 2 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 16) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

İki arabanın köprü ortasında olması ve köprü taşıyıcı olmadan meydana gelen mod şekilleri Şekil 4.20'de verilmiştir. Arabaların orta konumda olması durumu için başında olan durumdaki karakteristik davranış şekilleri ile benzerlik taşımaktadır. Frekans durumu olarak bakıldığında tablo değerlerine göre ufak değişiklikler olmasına rağmen tüm modlar için aynı doğal frekansların elde edildiği anlaşılmaktadır. İlk 3 mod için maksimum yer değiştirmeler birbirine yakın değerlerde gerçekleşirken 4. ve 5. Modda belirgin bir azalama 6. Modda da belirgin bir artış söz konusu olmaktadır. Klasik tasarım olan köprü üzerinde bir arabanın olması durumunda meydana gelen davranış biçimleri Şekil 4.21'de görülmektedir. Köprü üzerinde ve başında bir arabanın olması durumu için

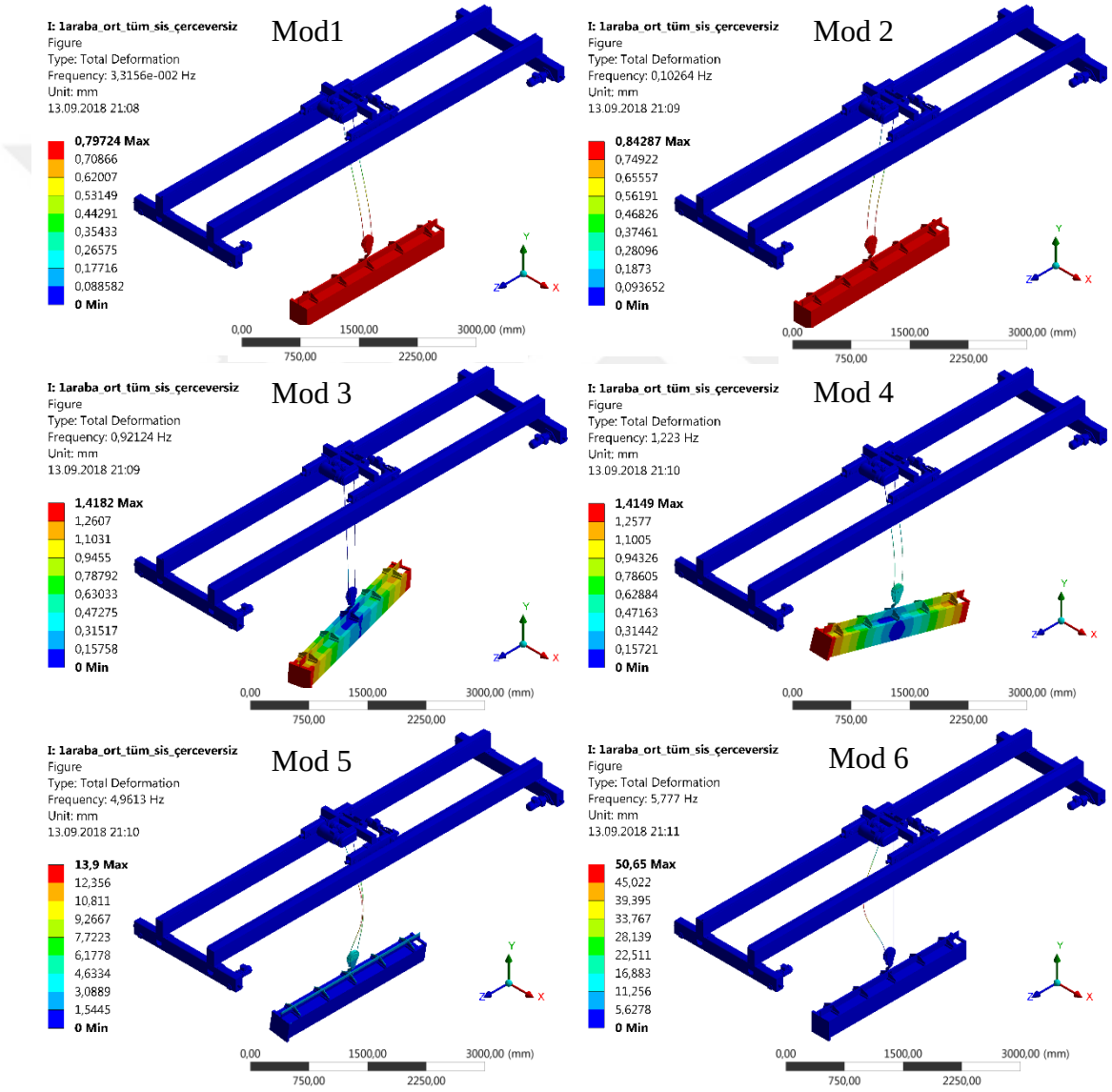
modal davranışlar incelendiğinde ilk dört mod halat-kanca ve yükün üzerinde değişimler söz konusu iken sonraki modlar için halat ve kanca üzerinde gerçekleştiği anlaşılmaktadır.



Şekil 4.21. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde1 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 17) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

Diğer araba sayılarına göre karşılaştırıldığında ilk altı mod doğal frekanslarında bir azalma oluşurken 6. Moddan sonrakilerde bir artış olmaktadır. Maksimum şekil değiştirmeler incelendiğinde ilk 3 mod için diğer şartlara yakın değerlerde bir şekil değiştirme oluşurken 4. Modda 3. Moda benzer karakteristikte ama yükün yünüyle farklı olan bir şekil değiştirme ile karşılaşılmaktadır. Aynı şekilde 5. Moddaki şekil değiştirme 15mm civarlarında gerçekleşerek oldukça azalırken 6. modda ise 50mm dolaylarında bir

şekil değişimi görülmektedir. Bir arabanın köprü ortasında olması durumunda meydana gelen modal davranış biçimleri Şekil 4.22'de görülmektedir. Köprü ortasındaki davranış şekilleri başındaki ile aynı karakteristikte olduğu anlaşılmaktadır. Aynı şekilde frekans değerleri birbirine yakın değerlerde gerçekleştiğinden kren üzerinde meydana gelen maksimum şekil değiştirmeler yaklaşık olarak köprü başındaki değerlere yakın olarak gerçekleştiği görülmektedir.



Şekil 4.22. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve yükün dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız) ve üzerinde 1 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 18) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri.

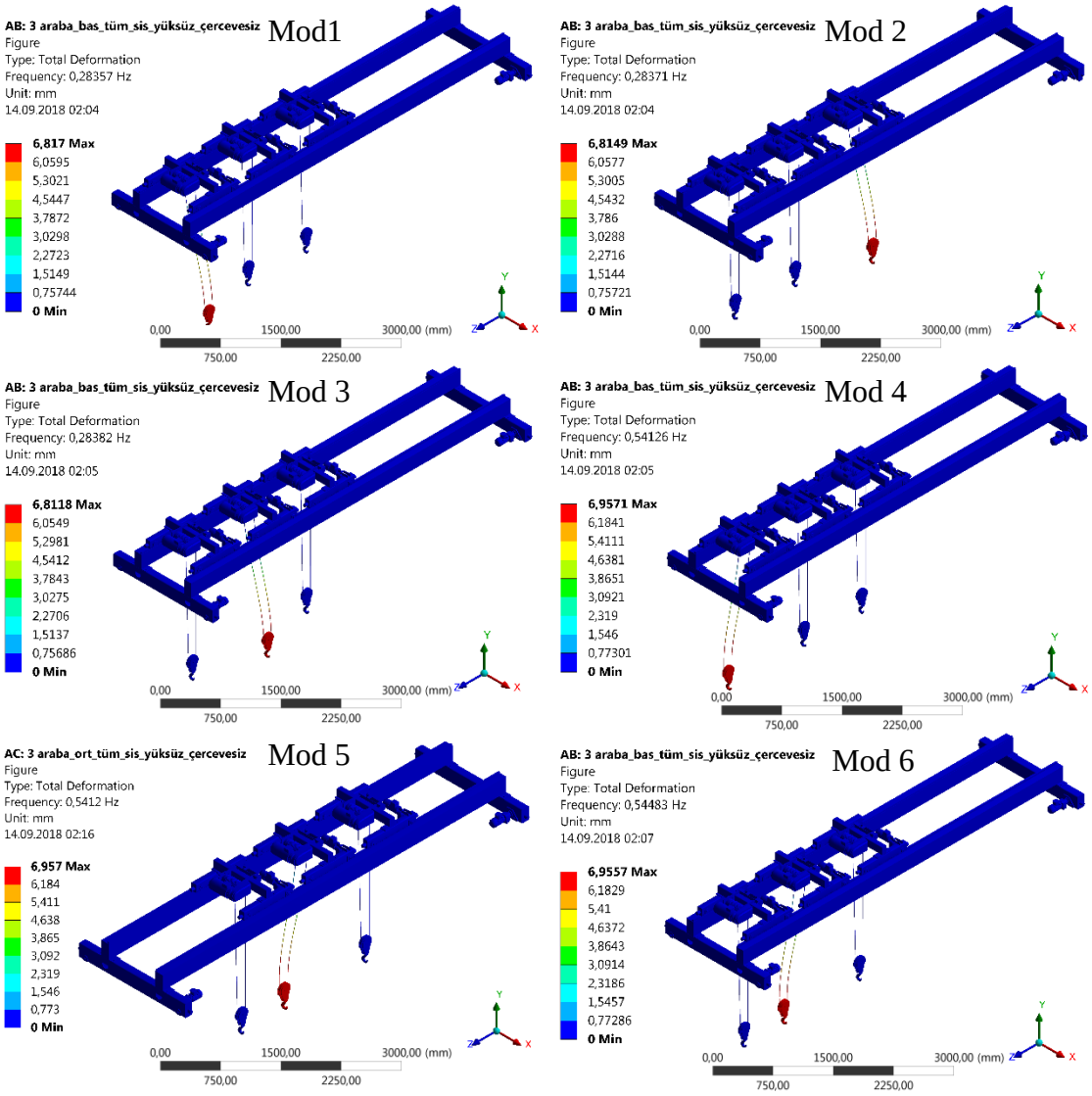
İşletmelerde taşınacak yükler, imalat durumuna göre veya ürün çeşitliliğine göre ağırlık ve geometrik yapılarında sürekli bir değişkenlik söz konusu olmaktadır. Bu nedenle kren sistemi üzerinde titreşim analizi gerçekleştirilirken yükün dikkate alındığı durumlarda sistemin dinamiğine üzerinde farklı dinamik etkiler meydana gelecektir. Bu yüzden yükün olmadığı durumlardaki dinamik etkilerin incelenmesi gerekmektedir. Kren sisteminde yükün ve çerçevenin olmadığı durumlardaki etkileri incelemek amacıyla Model 19-24 arasında üzerinde farklı araba sayılarının olduğu ve bu arabaların köprülerin üzerinde köprü başında ve ortasında olması durumlarına göre modellemeler yapılmıştır. Elde edilen bu modellerin belirtilen şartlar altında analizi yapılarak kren sisteminin davranışları incelenmiştir. Köprü üzerinde birden çok arabanın olduğu ve bu arabaların köprü üzerinde farklı konumlarına göre köprü, araba ve halat-kanca grubundan oluşan modellerin doğal frekansları Tablo 4.7'de verilmiştir. Bunula birlikte kren sisteminin belirlenen doğal frekanslara göre mod davranış biçimleri şekiller halinde sunulmuştur**.**

Tablo 4.7.Köprü, araba ve halatın birlikte değerlendirildiği yüksüz sistem için doğal frekans sonuçları

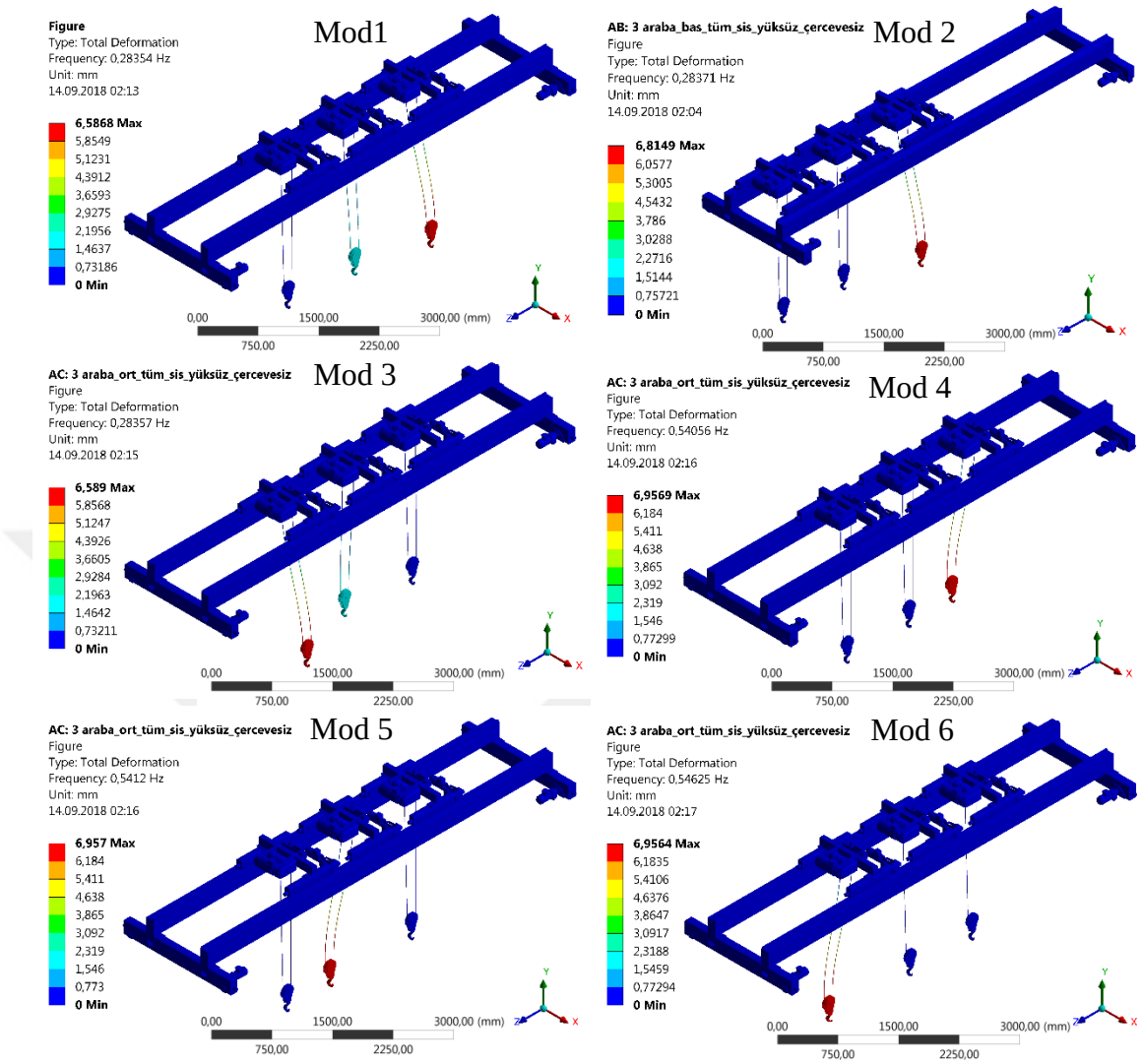
Doğal Frekans Değerleri (Hz)						
Mod No	Model 19 (3 araba, Baş konum)	Model 20 (3 araba, Orta konum)	Model 21 (2 araba, Baş konum)	Model 22 (2 araba, Orta konum)	Model 23 (1 araba, Baş konum)	Model 124 (1 araba, Orta konum)
1	0,28357	0,28354	0,28339	0,28331	0,2834	0,28354
2	0,28371	0,28356	0,28367	0,28332	0,54337	0,54059
3	0,28382	0,28357	0,5408	0,54098	5,7725	5,782
4	0,54126	0,54056	0,54094	0,54135	5,7954	5,8056
5	0,5445	0,5412	5,7719	5,7713	6,6241	6,6226
6	0,54483	0,54625	5,7898	5,7717	6,6517	6,6516
7	5,7833	5,7821	5,7935	5,7937	15,861	12,675
8	5,7856	5,7825	5,8128	5,7954	15,928	15,889
9	5,7901	5,7826	6,6234	6,6228	18,2	15,956
10	5,8056	5,8054	6,624	6,6235	18,274	17,6

Köprü, araba ve halat-kanca grubundan oluşan köprü üzerinde 3 arabanın köprü başında konumu dikkate alındığında yükün sistemde olmadığı duruma göre ilk altı doğal frekansa karşılık gelen mod davranışları Şekil 4.23'te verilmiştir. Kren sistemi üzerindeki bu doğal frekanslara karşılık gelen şekiller incelendiğinde yer değiştirmelerin sadece halat-kanca grubunda olduğu ve her modda farklı halat ve kanca grubunda oluştuğu görülmektedir. Köprü başında çerçevenin olması durumu ile karşılaştırıldığında frekans değerleri birbirinde çok yakın olarak gerçekleştiği tablo değerleri incelendiğinde anlaşılmaktadır.

3 arabalı durumda köprü taşıyıcının olmaması bir miktar frekans değerlerini artırmışta olsa aynı olduğu kabul edilebilir. Maksimum şekil değiştirmeler incelendiğinde her bir mod için yaklaşık 6.8mm-6.95mm civarlarında bir şekil değiştirme söz konusu olmaktadır. İlk 3 mod olarak köprü taşıyıcılı ve yüksüz olan durumla karşılaştırıldığında 6.8mm civarında şekil değiştirme ile karşılaşırken sonraki 3 mod için artarak 6.95mm civarında gerçekleşmektedir. Bu aradaki fark çok fazla olamadığından dolayı aynı özelliği taşıdığı kabul edilebilir. Arabaların ortada olması durumu için meydana gelen mod davranış biçimleri Şekil 4.24' de gösterilmiştir.

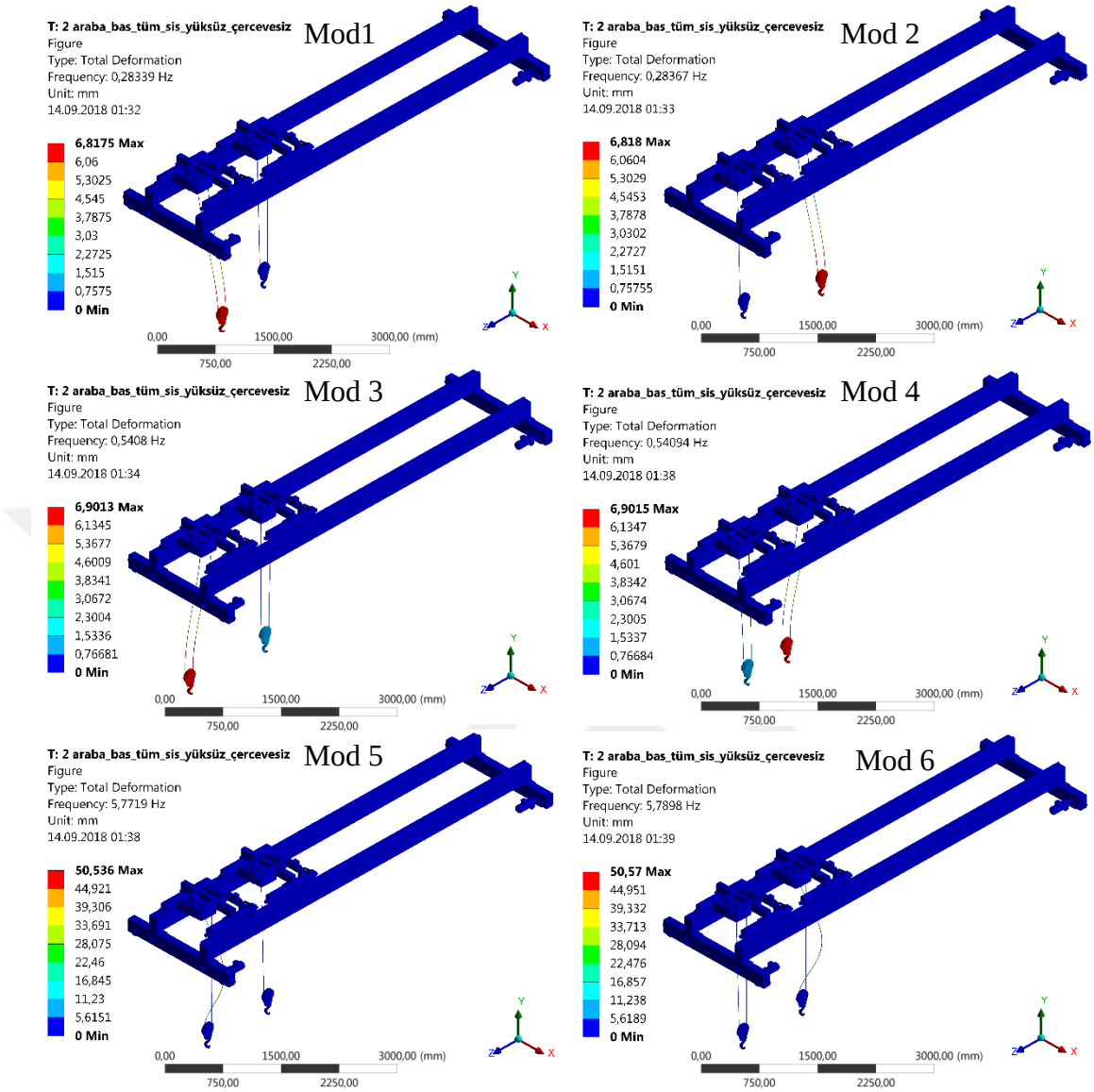


Şekil 4.23. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 3 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 19) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri



*Şekil 4.24.*Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 3 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 20) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri

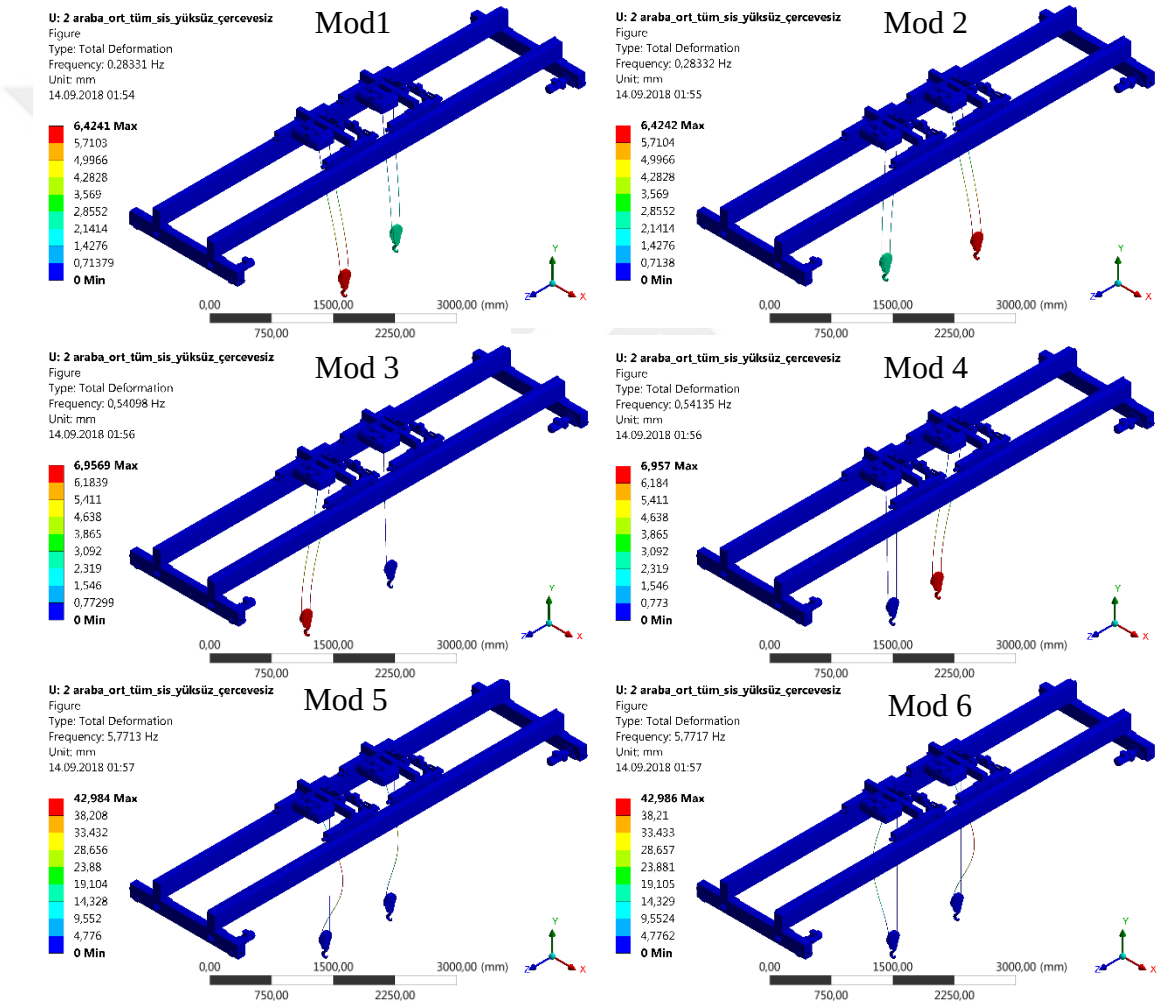
Arabaların köprü ortasında olması durumu için karakteristik olarak şekil değiştirmenin yine halat-kanca grubunda gerçekleştiği görülmektedir. Burada frekans değerleri incelendiğinde köprü başına göre küçük değişimler olmasına rağmen birbirine çok yakın değerlerde gerçekleştiği aynı şekilde köprü taşıyıcı sistemdeki yüksüz modelle karşılaştırıldığında 7. Mod 3.64Hz'lik değer dışında diğer modlardaki frekanslarında aynı olduğu görülmektedir. Maksimum şekil değiştirme açısından incelendiğinde ise şekil değiştirmeler farklı halat-kanca gruplarında olmasına rağmen değer olarak köprü başındaki değerlerle hemen hemen aynı değerlerde olduğu görülmektedir. Köprü üzerindeki araba sayısının azaltılması ile oluşan 2 arabalı ve köprü başındaki konuma göre gerçekleştirilmiş mod davranış şekilleri Şekil 4.25'te verilmiştir.



Şekil 4.25. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 2 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 21) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri

Araba sayısının düşmesi ile krenin dinamik davranışında ilk dört mod için halat-kanca grubu şekil değiştirirken sonraki modlarda sadece halat üzerinde şekil değiştirme davranışı görülmektedir. Frekans değerleri açısından bakıldığında araba sayısını azalması ile 2. Moddan sonra frekans değerlerinde bir artış olmaktadır. Aynı frekans değerleri köprü taşıyıcı durum dikkate alındığında da gözlemlenmektedir ve aynı karakteristiği gösterdiği anlaşılmaktadır. İlk dört mod için gerçekleşen maksimum yer değiştirmeler 6.8mm-6.9mm civarında olmaktadır. Bu değerler 3. araba için oluşan değerlere yakınlık göstermektedir.4. moddan sonraki halat üzerinde meydana gelen şekil değişimleri 50mm civarında görülmektedir ve bu 3 arabalı duruma göre bir artış oluşturmaktadır. Köprü

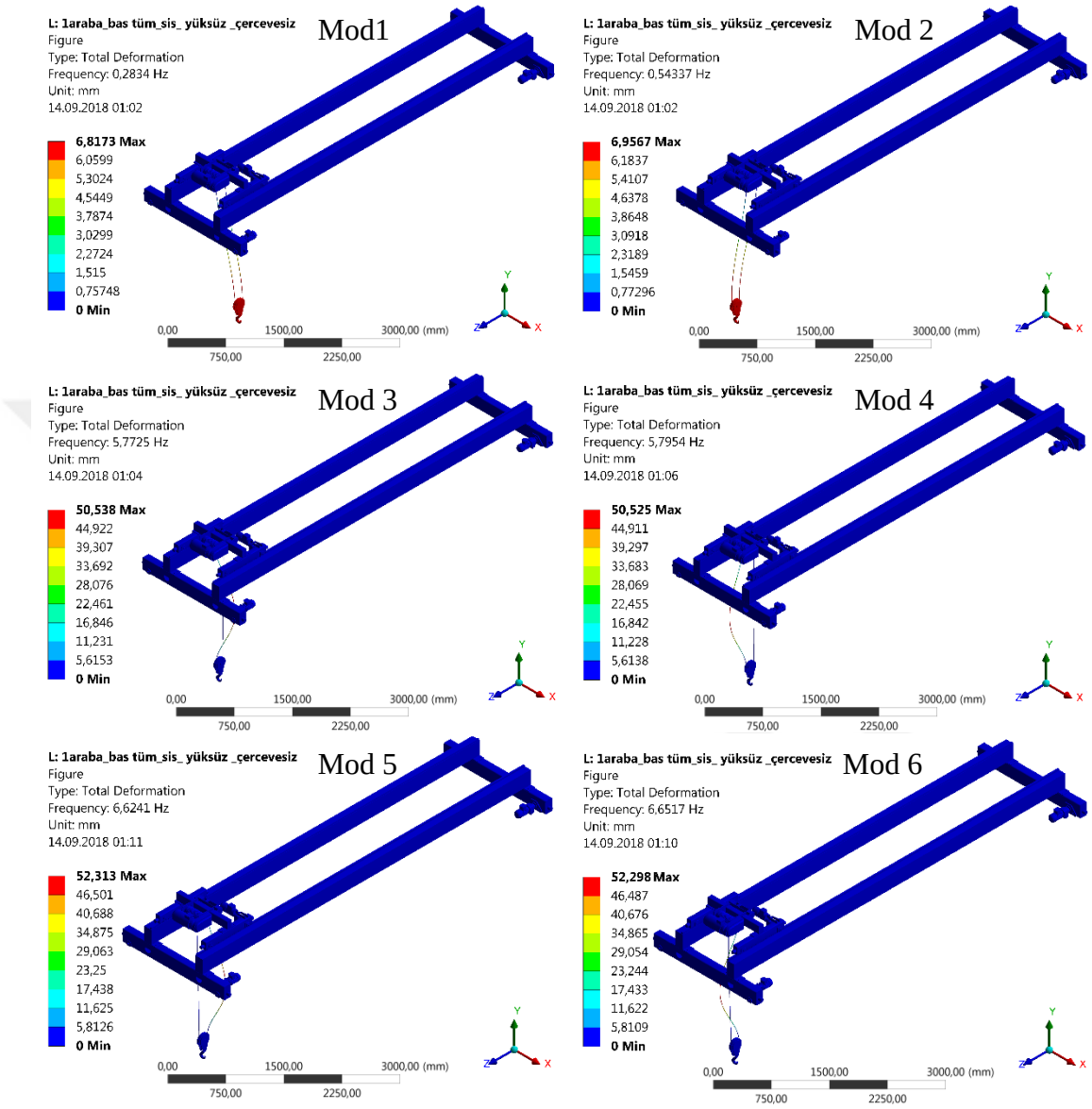
taşıyıcılı duruma göre değerlendirildiğinde ise benzer şekil değişimi oluşmaktadır. Arabaların köprü ortasında olması durumunda ise benzer şekil değiştirme karakteristiği görülmekte olup frekans değerleri de aynı şekilde benzerlik taşıdığı gözlemlenmektedir. Maksimum şekil değiştirme olarak düşünüldüğünde ise ilk dört doğal frekansı için yine aynı 6.8mm civarlarda bir şekil değiştirme söz konusudur. 4. Moddan sonra meydana gelen şekil değiştirmeler de ise 50mm olan maksimum şekil değiştirme 42 mm civarlarında görülmektedir. Köprü ortasında meydana gelen bu değişiklikleri gösteren modal davranış şekilleri Şekil 4.26'da sunulmuştur.



Şekil 4.26. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 2 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 22) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri

Aynı şekilde bu değerlendirmeler köprü taşıyıcılı ve aynı şartlardaki durumla karşılaştırıldığında doğal frekanslarda elde edilen sonuçların benzerlik gösterdiği anlaşılmaktadır. Maksimum şekil değiştirmeler açısından değerlendirildiğinde de aynı değerlere yakın değişimlerle karşılaşılmaktadır. Klasik olarak bir arabalı olarak tasarımı

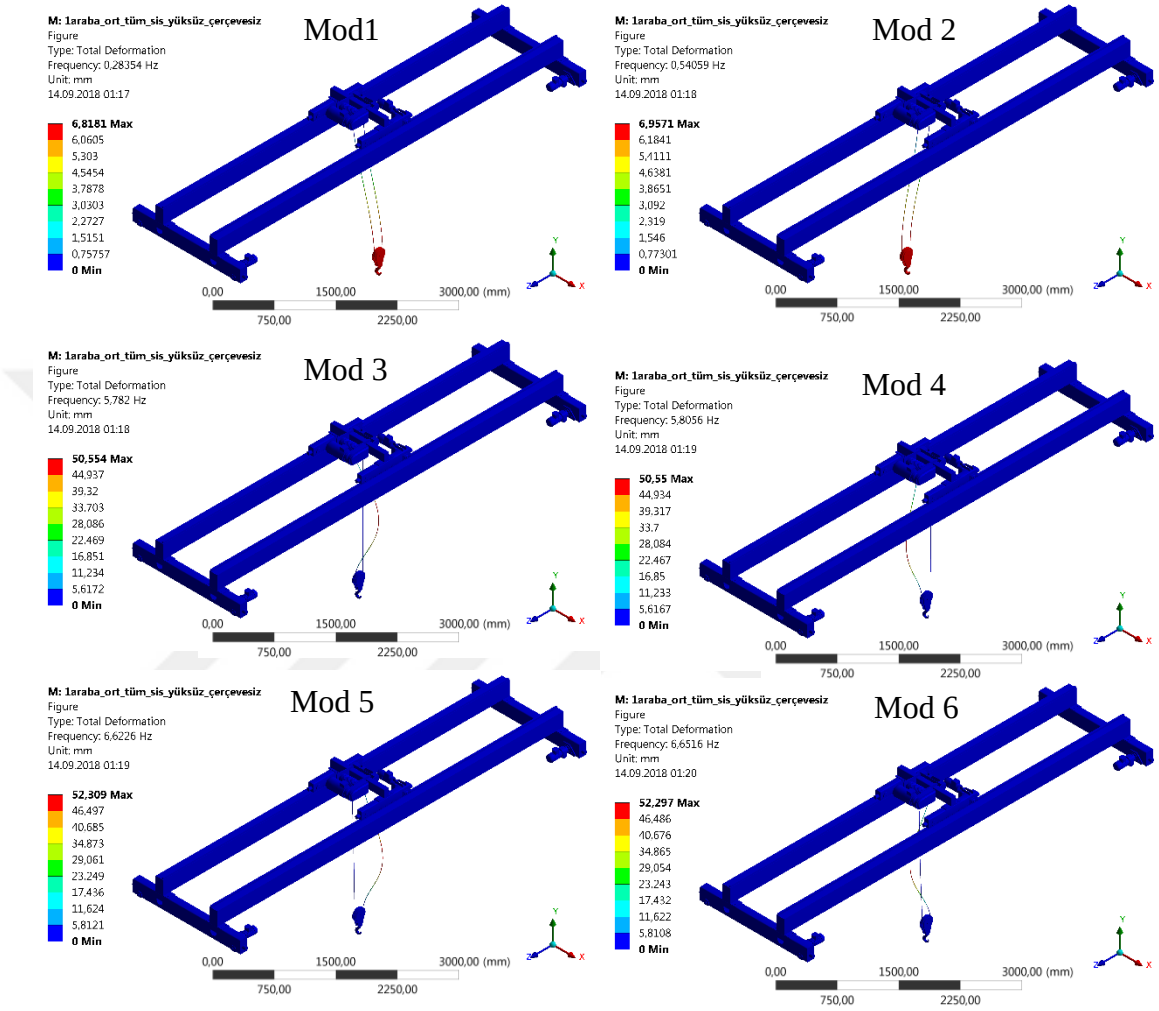
yapılan kren sistemi için arabanın köprü başında olması durumunda meydana gelen mod davranış biçimleri Şekil 4.27'de sunulmuştur.



Şekil 4.27. Kren sisteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 1 arabanın köprü başında olması durumundaki krenin (Model 23) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri

Davranış biçimleri incelendiğinde ilk 2 modda şekil değiştirmeler halat ve kanca grubunda gerçekleşirken sonraki modlar için sadece halat üzerinde meydana gelmektedir. Frekans değerleri açısından değerlendirildiğinde 2. Moddan sonra frekans değerlerinde artış başlamaktadır. İlk 6 mod açısından değerlendirildiğinde ise köprü taşıyıcılı duruma göre aynı frekanslarla karşılaşılırken bu moddan sonra frekans değerlerinde önemli derecede artış gözlemlenmektedir. Davranış karakteristiği köprü taşıyıcılı modelle karşılaştırıldığında sadece 3 modda köprü üzerinde meydana gelen şekil değişimi dışında

diğer modlardaki değişim karakteristiği benzerlik taşımaktadır. İlk 2 mod için maksimum şekil değiştirme 6,8 mm civarlarında iken sonraki modlar için 50-52mm civarlarında bir şekil değiştirme görülmektedir.

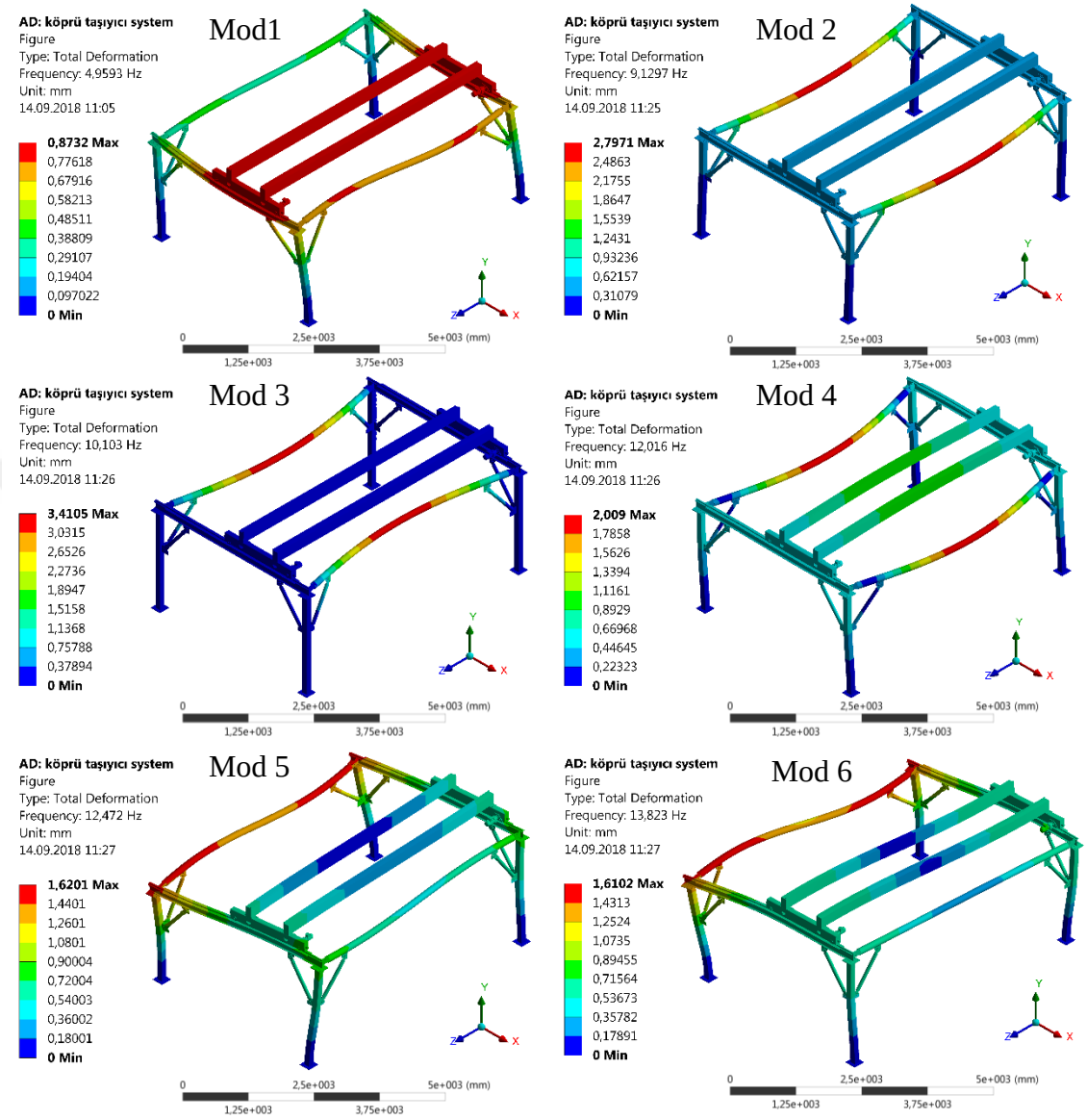


Şekil 4.28. Kren siteminde köprü, araba, halat ve kanca grubunun dikkate alındığı (köprü taşıyıcısız, yüksüz) ve üzerinde 1 arabanın köprü ortasında olması durumundaki krenin (Model 24) ilk altı doğal frekansı için mod davranış şekilleri

Arabanın köprü ortasında olması durumundaki modal davranış biçimleri Şekil 4.28'de verilmiştir. Davranış karakteristiği ve frekans değerleri açasından köprü başına göre değerlendirildiğinde aynı davranış ve frekans değerleri ile karşılaşılmıştır. Maksimum şekil değiştirmeler açısından da benzer sonuçları elde edildiği ilgili şekillerden anlaşılmaktadır. Köprü taşıyıcı açısından değerlendirildiğinde de köprü başındaki değerlendirmenin aynısı burada da görülmektedir.

Üzerinde arabanın olmadığı ve genel olarak köprü taşıyıcı ve köprü olarak sistemin genel davranışının ne olduğunu gözlemlemek amacıyla sistem köprü taşıyıcı ve köprü olarak

tasarımı gerçekleştirilmiş ve elde edilen mod davranışlar Şekil 4.29'da verilmiştir.



Şekil 4.29.Köprü taşıyıcı ve köprüden oluşan kren sisteminin (Model 25) ilk altı doğal frekansı için mod davranışları

Köprü taşıyıcı ve köprüden oluşan kren sistemi için elde edilen doğal frekans sonuçları Tablo 4.8'de verilmiştir.

Tablo 4.8. Köprü taşıyıcı ve köprüden oluşan yapı için doğal frekanslar

Mod	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Doğal Frekans (Hz)	4,9593	9,1297	10,103	12,016	12,472	13,823	16,029	18,481	22,599	22,955

Köprü ve köprü taşıyıcısı olarak modellenen yapılardaki modal davranışlar incelendiğinde şekil değiştirmelerin genellikle köprü ve köprü taşıyıcı olarak kullanılan

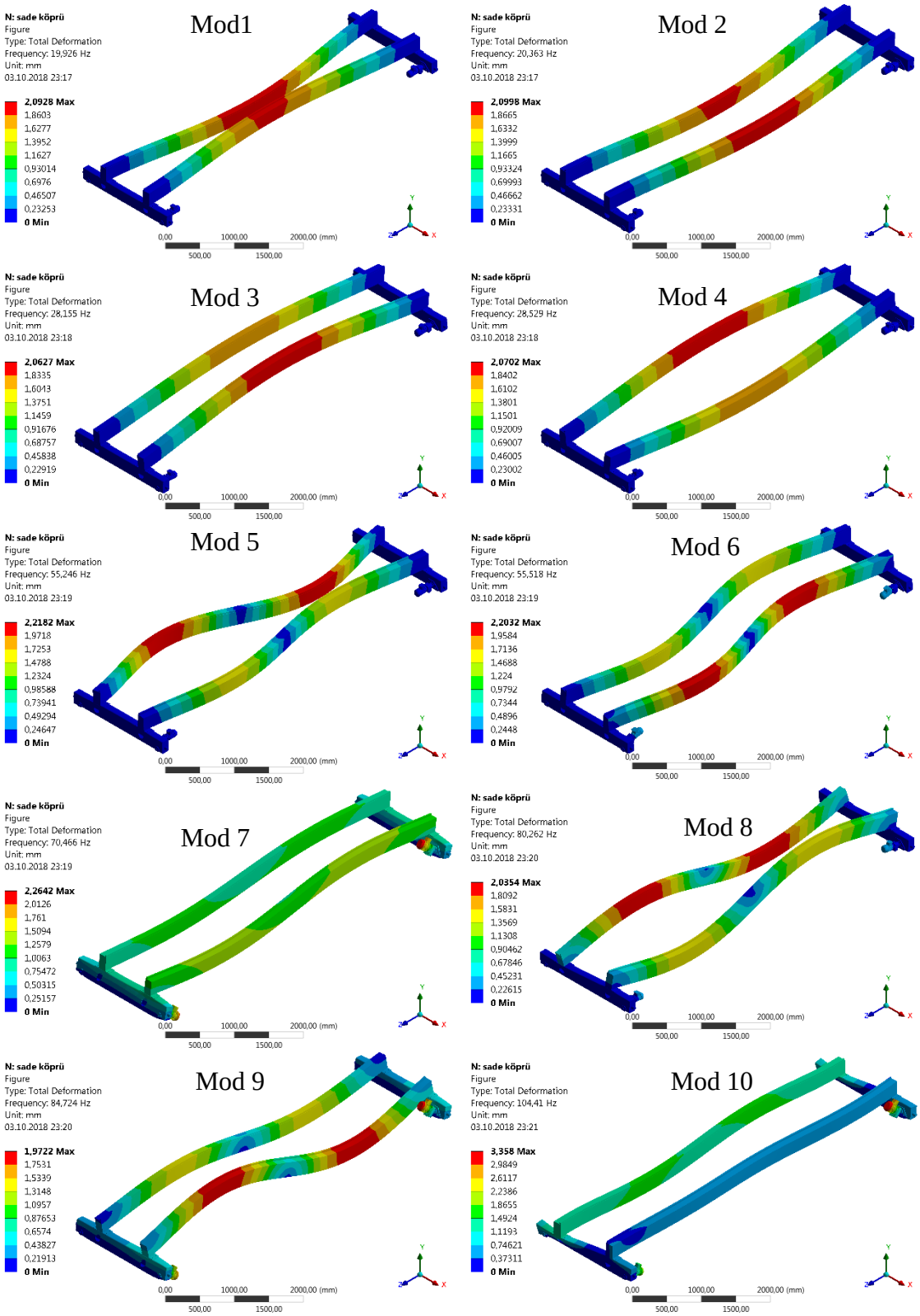
ray yollarını birleştiren yuvarlak parçaların üzerinde gerçekleştiği görülmektedir. Buda bize taşıyıcı ve köprünün nasıl bir şekil değişimine sahip olacağı hususunda bilgi vermektedir. Bir bütün olarak kren sistemi değerlendirildiğinde köprü üzerinde net olarak ne kadarlık bir şekil değişimi tespit edilemediğinden; köprü taşıyıcı ve köprünün ne kadar bir şekil değiştirmeye maruz kalacağı hakkında bilgi edinebilmek amacıyla bu modelleme yapılarak analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucu incelendiğinde en fazla şekil değiştirmenin 3. Modda 3.41 mm ile köprü taşıyıcı kollarında oluştuğu görülmektedir. Genel olarak bakıldığında ise yaklaşık 1-2.5 mm civarında değişen yer değiştirmelerin olduğu gözlemlenmektedir. Köprü olarak düşünüldüğünde ise 4. Modda yaklaşık 0,89-1,1mm arasında köprü ortasında meydana gelen bir şekil değişimi söz konusu olmaktadır. En belirgin şekil değişimi ise 1. Modda 0,87mm ile 1. Modda gerçekleştiği söylenebilir. Tablo 4.4'teki doğal frekanslar incelendiğinde ise daha önce gerçekleştirilen modal analizlere göre arabasız, köprü taşıyıcı ve köprüden oluşan yapının frekanslarında bir artışın olduğu görülmektedir. Daha önceki analiz sonuçları incelendiğinde meydana gelen ilk altı mod için doğal frekanslar 5-6Hz civarlarında iken burada 4-13Hz arasında frekanslarla karşılaşılmaktadır.

Kren sistemi bir bütün olarak değerlendirildiğinde tüm yapının birbiri ile temasta bulunmasından dolayı her bir bileşenin karakteristiğinde değişimler olduğu yapılan analizler neticesinde anlaşılmaktadır. Yine benzer şekilde sistem bazı elemanlar için davranış biçimleri de net olarak anlaşılamamaktadır. Bu nedenle şekil değiştirmenin net olarak tespit edilmesi ve sistemdeki önemli olan bileşenlerin karakteristik özelliklerinin tespit edilmesi isteniyorsa bu bileşenlerinde ayrı olarak analiz edilmesi daha doğru bir yaklaşım olmaktadır. Bu nedenle bu tezin önemli hedeflerinden biride köprü kirişlerinin şekil değiştirmesi üzerine olduğundan dolayı köprü grubu ayrı modellenerek (Model 26) analizi gerçekleştirilmeye çalışılmıştır. Bu analiz neticesinde elde edilen doğal frekanslar Tablo 4.9'da verilmiştir.

Tablo 4.9. Köprü grubu için farklı modlarda elde edilen doğal frekans sonuçları

Mod	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Doğal Frekans (Hz)	19,926	20,363	28,155	28,529	55,246	55,518	70,466	80,262	84,724	104,41

Köprünün yukarıda elde edilen on doğal frekansa karşılık gelen modal davranışları Şekil 4.30'ta verilmiştir.



Şekil 4.30. Köprü grubunun ilk on doğal frekansına göre mod davranışları

Tablo 4.9 incelendiğinde ilk frekans değerinin 19.92Hz olduğu görülmektedir. Bu değer diğer analizlerden elde edilen doğal frekanslardan oldukça yüksek olmasından dolayı diğer analizlerde köprü grubunun yer değiştirmeye maruz kalmamasının nedeni olarak

söylenebilir. Çünkü orada elde edilen en yüksek frekans değeri1 18.2Hz'lik bir değer elde edilmiştir. Kren sisteminde köprü tek olarak düşünüldüğünde 10. modda maksimum 104,41Hz'lik bir frekansa kadar ulaşıldığı görülmektedir. Buda tüm sistem olarak düşünüldüğünde çok yüksek bir değer olmakla beraber sistemde uygulanacak en yüksek frekans değeri 50Hz olduğundan çalışma frekansından oldukça uzakta kalmaktadır. Modal davranış şekilleri düşünüldüğünde ise kren sisteminin iki kirişten oluşmasından dolayı şekil değişimlerinin her iki kirişte de farklı olduğu anlaşılmaktadır. Bu yüzden çift kiriş köprüsü analizleri yapılırken ki kirişlerin benzer şekil değişimine maruz kalması kabul edilerek analiz edilmesi doğru bir yaklaşım değildir. Buradaki şekil değişimleri bu kabulün yanlış olacağını ve sistemlerde analiz gerçekleştirilirken bu davranışlarında dikkate alınması gerekliliğini ortaya koymaktadır. Burada çift kiriş köprüler için iki kirişinde farklı davranış göstermesi karakteristik özellik olarak dikkate alınması gereken önemli özelliklerden birisi olarak ortaya konabilir. Köprünün üzerinde meydan gelen maksimum şekil değiştirmeler incelendiğinde ise 10. modda 3.35mm maksimum yer değiştirmenin gerçekleşebileceği görülmektedir. Genel olarak incelendiğinde ise ortalama 2mm'lik bir şekil değişiminin ortaya çıkacağı ilgili grafiklerden anlaşılmaktadır. Genel olarak modal analizlerin değerlendirilmesi neticesinde aşağıdaki irdelemeler vurgulanabilir:

- Araba sayılarını kren sistemi üzerine etkileri açısından değerlendirildiğinde araba sayısının artması kren sisteminin doğal frekansını azalttığı söylenebilir.
- Kren sisteminin tasarımında köprü taşıyıcısı dikkate alınmadığı durumlarda kren sisteminin doğal frekansları etkilemediği ve analizler gerçekleştirilirken köprü taşıyıcısı olmadan modellemeler yapılabileceğini göstermektedir.
- Kren sistemlerinde arabaların köprü başında veya ortasında olması durumuna göre değerlendirildiğinde konumun doğal frekansları ve karakteristik şekil değiştirmeleri etkilemediği ve analizler gerçekleştirilirken sadece konumlardan birisinin dikkate alınmasının yeterli olduğu görülmektedir.
- Kren sistemi üzerinde yükün etkisi açısından incelendiğinde yükün olduğu durumlarda frekansı düşerken mod sayısı artıkça yüksüz sistemlerde frekans değerlerinde özellikle 2 ve 3 araba için azalama söz konusu olmaktadır. Ancak sistemde bir arabanın olması durumunda sistemde yükün olması durumunda ilk 3 mod için yük durumu azaltırken diğer modlarda yüksüz durumun frekans değerlerini artırdığı görülmektedir.

- Kren sisteminin bir bütün olarak düşünüldüğünde frekans değerleri oldukça küçük değerlerde olduğundan çalışma frekansı bu frekanslar üzerinde olduğundan sistemin titreşim açısından etkilenmesi biraz güç olmaktadır. Kren sitemi üzerinde her bir grubun karakteristiği farklı olduğundan dolayı ayrı olarakta incelenmesinde fayda olduğu yapılan analizler sonucunda ortaya çıkmaktadır. Özellikle köprü grubunun elde edilen sonuçları bu durumu ortaya koymaktadır.

4.4. Sonlu Elemanlar ile Zorlanmış Titreşim Analizi (Harmonik)

Kren sisteminde özellikle yükün kaldırıldığı durumlarda halatta kuvvet değişimi meydana gelmektedir. Halatlar üzerine kaldırılacak yüke göre kuvvetler hesaplanarak kren sistemine uygulanmıştır. Bu sayede kren sisteminde oluşacak titreşimlerin tahmin edilmesi amaçlanmaktadır. Burada önemli olan husus, yükün kaldırılması esnasında sisteme bir yükün uygulanması ve sistemin bir yük tarafından zorlanmış olmasıdır. Harmonik analiz olarak adlandırılan sonlu elamanlar analizi ile krende belirli yükler altında meydana gelen dinamik karakteristiklerinin belirlemek amaçlanmıştır. Harmonik analiz belirli frekanslarda zorlanmış kuvvetler altında yapıların tepkisini anlamak amacıyla yapılan bir analiz çeşididir. Yapıların titreşimden nasıl etkilediğini bulmak için sabit bir tahrik ile zorlanmış titreşim türü olarak görülebilir.

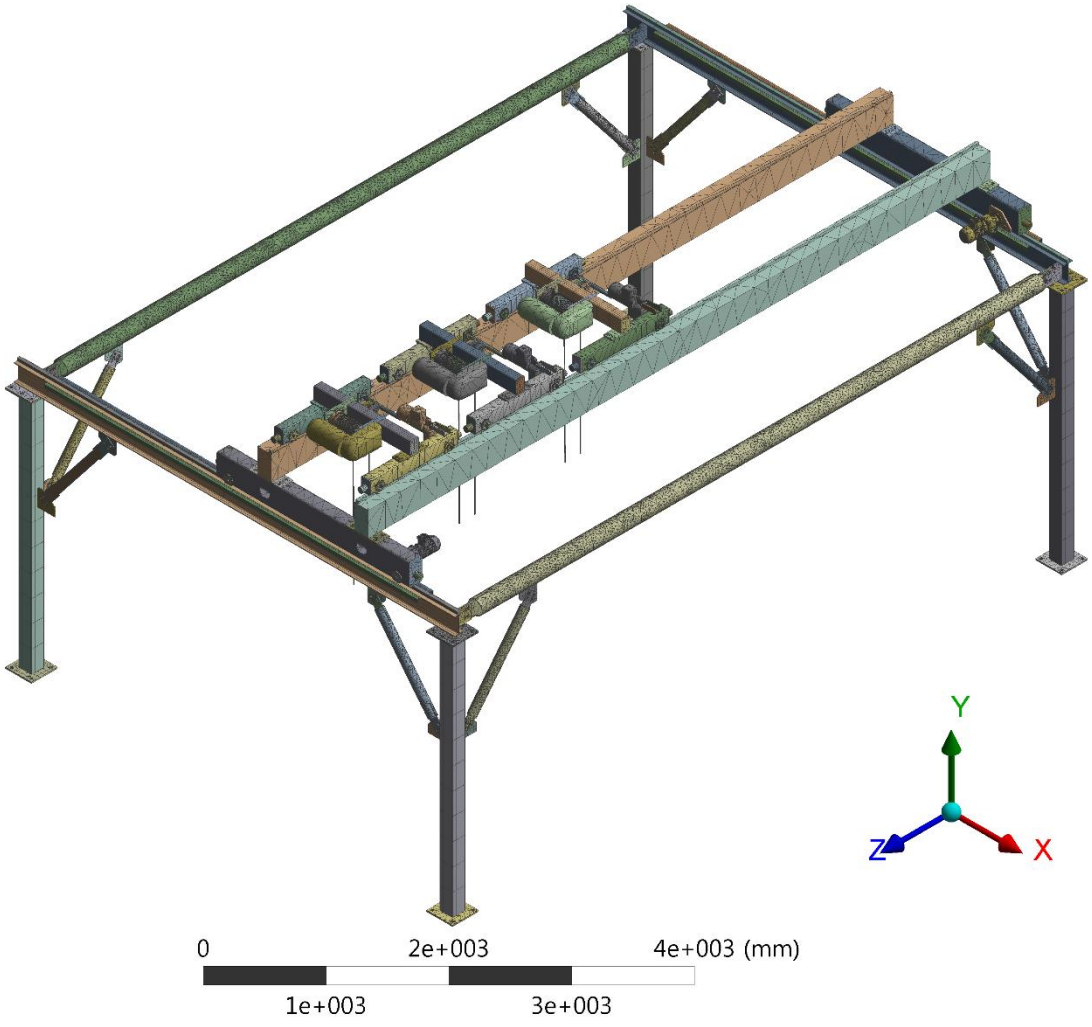
Kren sisteminin simülasyon ve deneysel olarak frekans cevabının belirlenmesi, dinamik özellikleri analiz etmek için daha anlamlı olmaktadır. Bu nedenle harmonik yanıtla ilgili daha fazla çalışma yapılmaktadır. Her yapının ortadan kaldırılamayacak modal nitelikleri bulunmaktadır. Bu modal yapılar çalışma sürecini aynı düzeyde etkileyemez. Dolayısıyla, bu aksaklıkları azaltmak ve modal davranışa sebep olacak değerlerin bilinmesi bazı avantajlar sağlayarak bu değerlerin dikkate alınmasına yardımcı olmaktadır.

Kren sisteminin özellikle yükü kaldırması esnasında bir zorlanmaya maruz kaldığını düşünerek kren sisteminin bu zorlamaya karşı tepkilerini tespit etmek amacıyla bir önceki modal analizlerde kullanılan ANSYS Workbench 18.1 programı harmonik analiz içinde kullanılmıştır. Bu analizde de uygulanan kuvvet dışında modal analiz için gerçekleştirilen analiz prosedürleri harmonik analiz içinde yapılmıştır. Modal analizde olduğu gibi öncelikle kren sistemini üzerinde farklı araba sayılarına göre modelleri katı tasarım programında modellenerek ANSYS programına aktarılmıştır. Burada kullanılan modeller deneysel sistemde de ölçümler bütün sistem üzerinden alındığından dolayı tasarımında köprü taşıyıcı, köprü, araba ve halat-kanca grubundan meydana gelen Model 7 ile Model 12 arsındaki modal analizde kullanılan modeller dikkate alınmıştır. Burada yükün uygulanabilmesi amacıyla kanca grubu ihmal edilerek halat üzerine zorlanmış yük uygulanmıştır. Programa katı model atandıktan sonra modal analizde olduğu gibi ANSYS Workbench tarafından yürütülen harmonik analiz süreci aşağıdaki gibidir;

- Katı modellerin programa tanıtılması ve kren sistemini meydana getiren her bir katı model olarak tasarımı yapılmış bileşenin malzemeleri tanımlanmıştır. Modal

analizde olduğu gibi aynı özelliklere sahip yapı çeliği (Tablo 4.2) malzeme olarak tüm bileşenlere tanımlanmıştır.

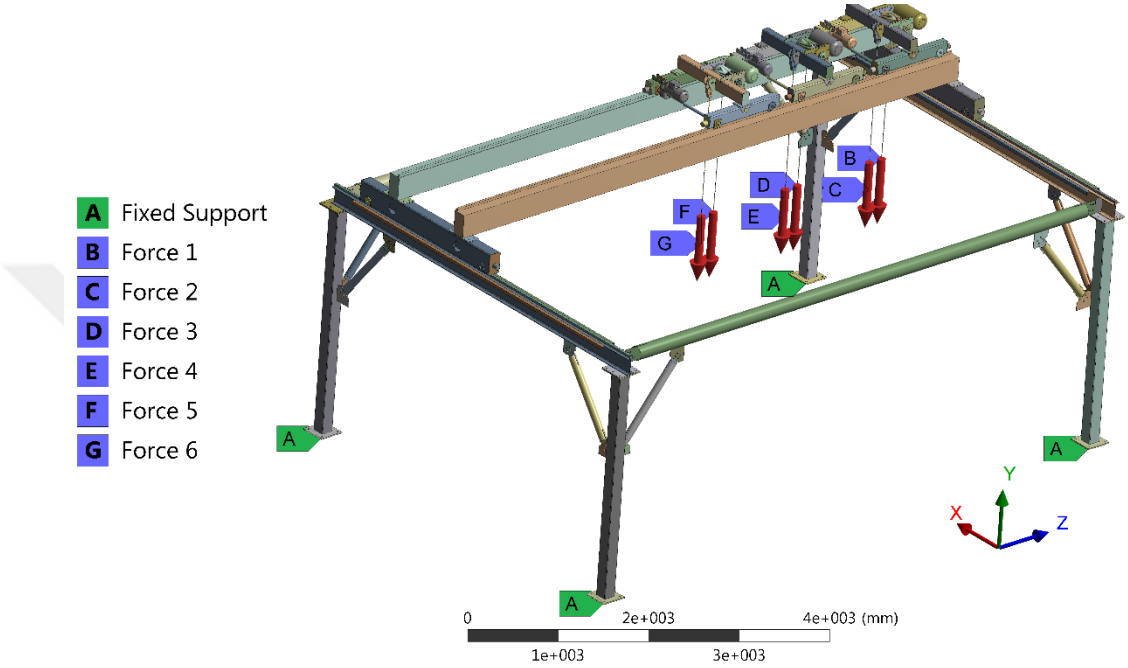
- Analiz seçeneklerinin ayarlanması ve 0-200Hz aralığında 1Hz aralıklarla kren sisteminin harmonik analizi gerçekleştirilmiştir.
- Kren sistemi modeli analizin gerçekleştirilmesi için tüm yapının elemanlarını birbiri ile temas işlemleri tanımlanarak daha sonra, krenin sonlu sayıda elemanlara ayrıldığı ağ yapısını oluşturulması gerçekleştirilmiştir. Örnek olması amacıyla arabaların 3 arabalı köprü başında bulunan kren modelinin elamanlara ayrılmış(mesh) ağ modeli Şekil 4.31'de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.31. Harmonik analiz için oluşturulmuş üzerinde 3 arabanın olduğu krenin ağ yapısının görünümü

- Harmonik analiz için kren sisteminin yerle teması olan yerler sabit bağlantı olarak kabul edilerek ve köprü taşıyıcısına altında bulunan plakalardan yere sabitlendiği de kabul edilmiştir. Aynı zamanda kren sitemi üzerinde zorlanmış kuvvetin

uygulanması için halat ve kanca grubundan kanca ihmal edilmiş ve aynı zamanda da yükün uygulanabilmesi için halat Şekil 4.31'de olduğu gibi ikiye bölünerek; yükler kaldırılacak yükün büyüklüğüne göre halatların ucuna uygulanmıştır. Kren sisteminin başlangıç ve sınır şartları ile harmonik analiz için uygulanan yükün uygulanması Şekil 4.32' de ayrıntılı olarak verilmiştir.



*Şekil 4.32.*Kren sisteminin harmonik analizi için başlangıç ve sınır şartları ile uygulanan yüklemenin görünümü

Harmonik analiz için belirtilen tüm tanımlamalar yapıldıktan sonra kren sisteminin uygulanan zorlanmış kuvvetler altında frekans cevabının elde edilmesi amacıyla harmonik analizleri yapılmıştır. Kren sisteminde karşılaştırma yapabilmek amacıyla serbest titreşim analizinde olduğu gibi kren sistemi üzerinde farklı araba sayıları, arabaların köprü üzerindeki konumları ve kren sisteminde yükün etkilerinde karşılaştırabilmek amacıyla iki farklı yük dikkate alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Yukarıda belirtilen analiz şartları genel olarak aşağıdaki Tablo 4.10'da ifade edilebilir.

Tablo 4.10.Yapılan Harmonik analiz şartlarını gösteren parametreler

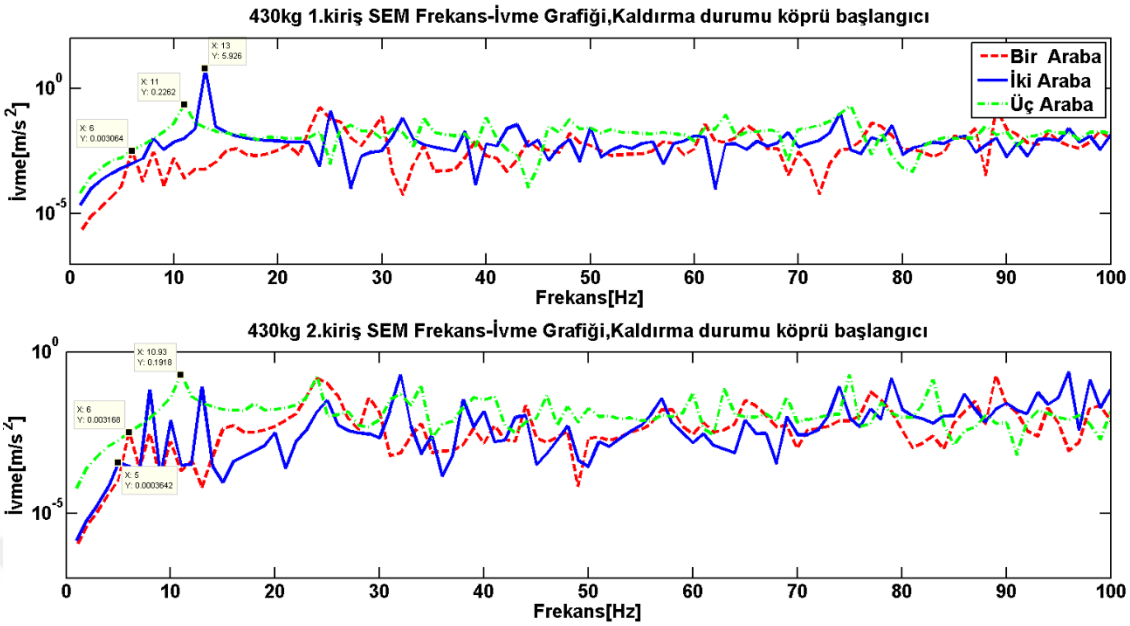
Yapılan Analiz Şartları												
Araba sayısı	1 araba				2 araba				3 araba			
Araba konumu	Köprü Başı		Köprü Ortası		Köprü Başı		Köprü Ortası		Köprü Başı		Köprü Ortası	
Yük (kg)	430	1540	430	1540	430	1540	430	1540	430	1540	430	1540

Bu analizlerde kren sisteminin birçok noktasından sonuçlar alınabilir. Ancak kren sistemlerinin köprü kirişlerindeki orta noktaların tepkisi kren konstrüksiyonlarında dikkate alınan önemli bir parametredir. Bu nedenle köprü kirişlerinin ortasında meydana gelen frekansa karşılık ivme sonuçları dikkate alınarak sonuçlar irdelenmiştir. Kren sisteminde üzerinde araba sayısının birden fazla olması durumu için sistemde meydana gelen etkilerin incelenmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle kren üzerinde bir ve birden fazla arabanın olması durumları için ayrı ayrı modellemeler gerçekleştirilmiş ve analizi yapılmıştır. Burada kren kirişleri üzerinde meydana gelen etkilerin, arabaların kiriş üzerinde konumuna göre (köprü başı ve köprü ortası), araba sayısına ve yükün uygulanması durumları dikkate alınarak sonlu elamanlar metodu ile analizler yapılmıştır. Kren sistemi üzerinde yukarıda belirtilen çalışma şartlarına göre kren sitemi üzerinde meydana gelen etkiler grafikler halinde sunulmuştur.

Kren sistemi üzerinde araba sayısı, kaldırılan yükün 430kg olduğu ve köprü başında bulunduğu durum dikkate alındığında kirişler üzerinde oluşan frekans tepki cevabı Şekil 4.33’ te verilmiştir.

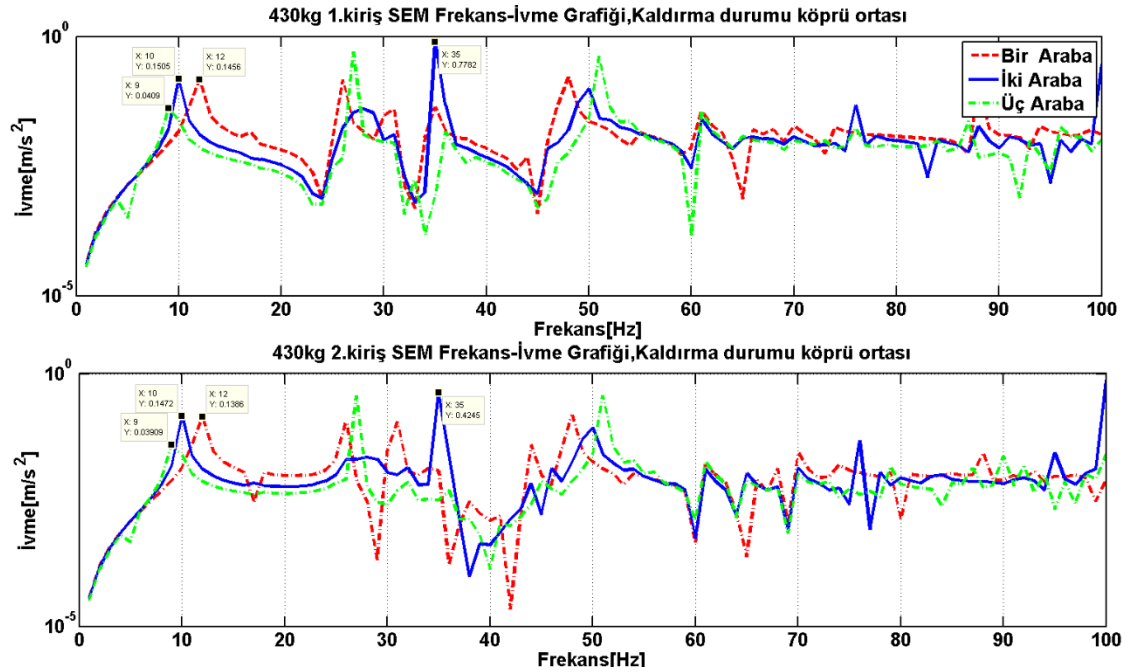
Grafikler incelendiğinde birinci ve ikinci kirişte aynı araba sayılarına hemen hemen aynı frekanslarda ivme değerlerinde benzerlik görülmektedir. Hem birinci kiriş hem de ikinci kiriş üzerinde araba sayısına göre aynı frekanslarda değişim görülmesine karşın genlik değerlerinde farklılık olduğu anlaşılmaktadır. Buradan anlaşılacağı üzere kirişlerin aynı yükleme şartları altında farklı dinamik tepkisinin olduğu görülmektedir. Yine buradaki grafikten bir araba ve iki arabanın titreşim karakteristiği benzerlik gösterirken 2 arabalı durumda 430 kg yüke göre birinci ve ikinci kirişte meydana gelen karakteristikte farklılık meydan geldiği görülmektedir.

Yükün 430kg olması, arabaların köprü ortasında olması durumu ve köprü üzerinde farklı araba sayılarına göre köprü kirişleri üzerinde meydana gelen frekansa karşı ivme değişimi Şekil 4.34’te verilmiştir.



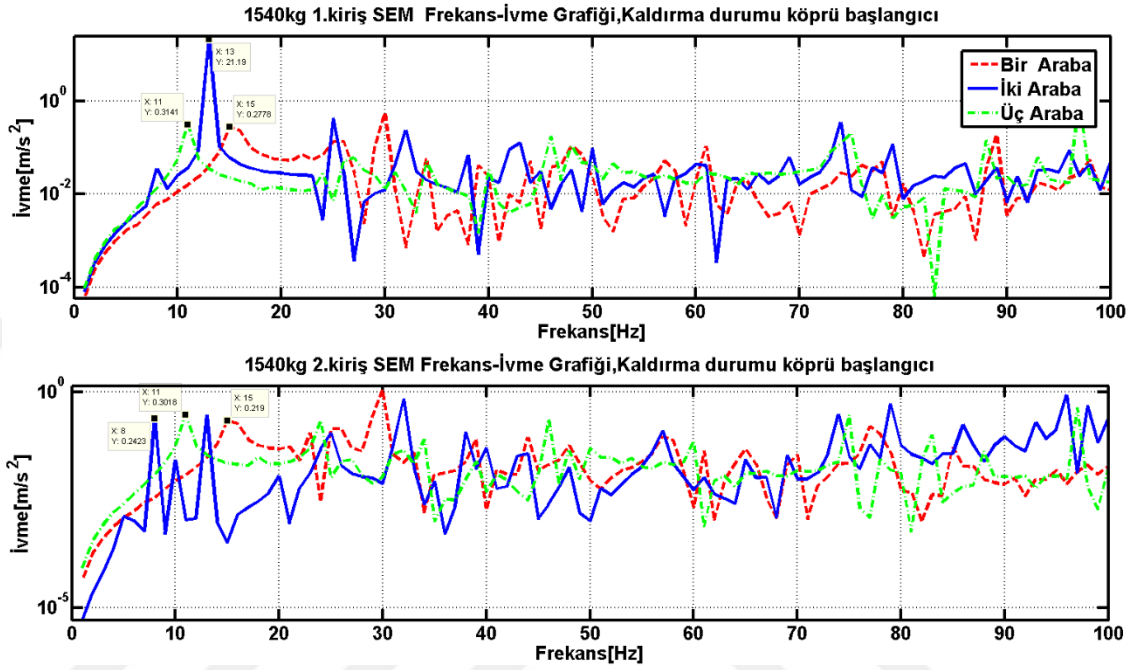
Şekil 4.33. Arabaların köprü başında olması ve 430 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (SEM)

Arabaların köprü ortasında olması durumu için değişken saydaki arabalar kirişler üzerinde farklı modların oluşmasına sebep olurken yaklaşık aynı frekanslar civarında modların meydana geldiği anlaşılmaktadır. Arabaların her iki kirişe etkileri aynı frekanslarda gerçekleşirken sadece genliklerinde bir fark olduğu anlaşılmaktadır.



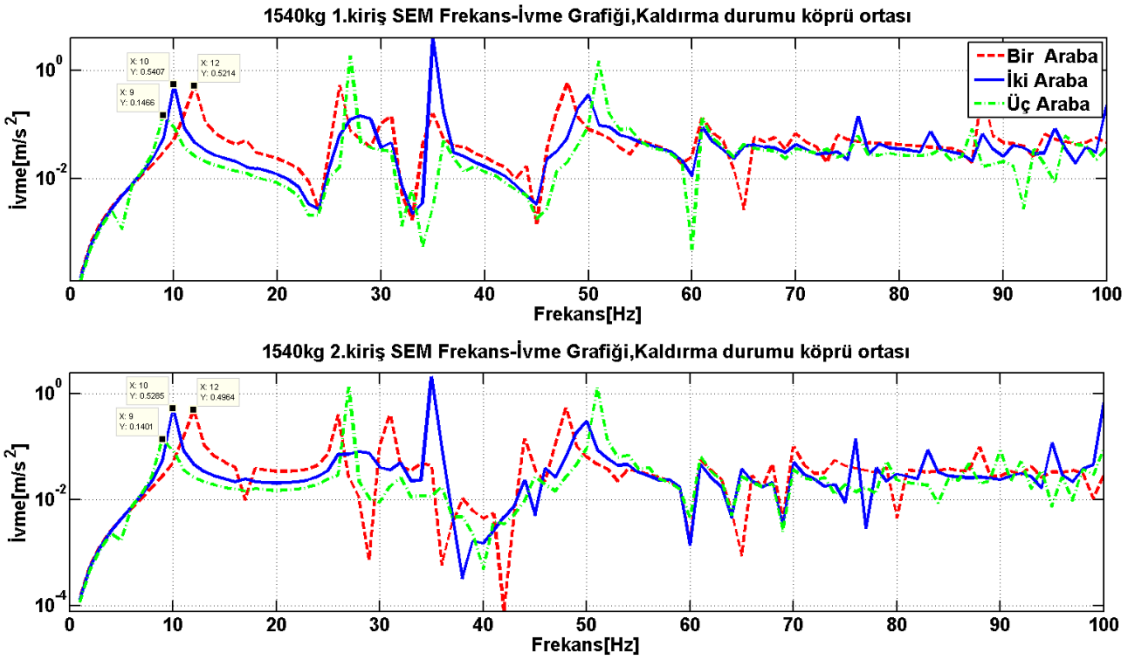
Şekil 4.34. Arabaların köprü ortasında olması ve 430 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (SEM)

Birinci ve ikinci kirişte aynı titreşim davranışı gözlemlenirken sadece genliklerinde değişim olduğu görülmektedir. Yükün 1540kg olarak artırılması ve köprü başında kaldırdığı düşünüldüğünde farklı araba sayılarında kirişlerin frekansa göre ivme değişimleri Şekil 4.35'te gösterilmiştir.



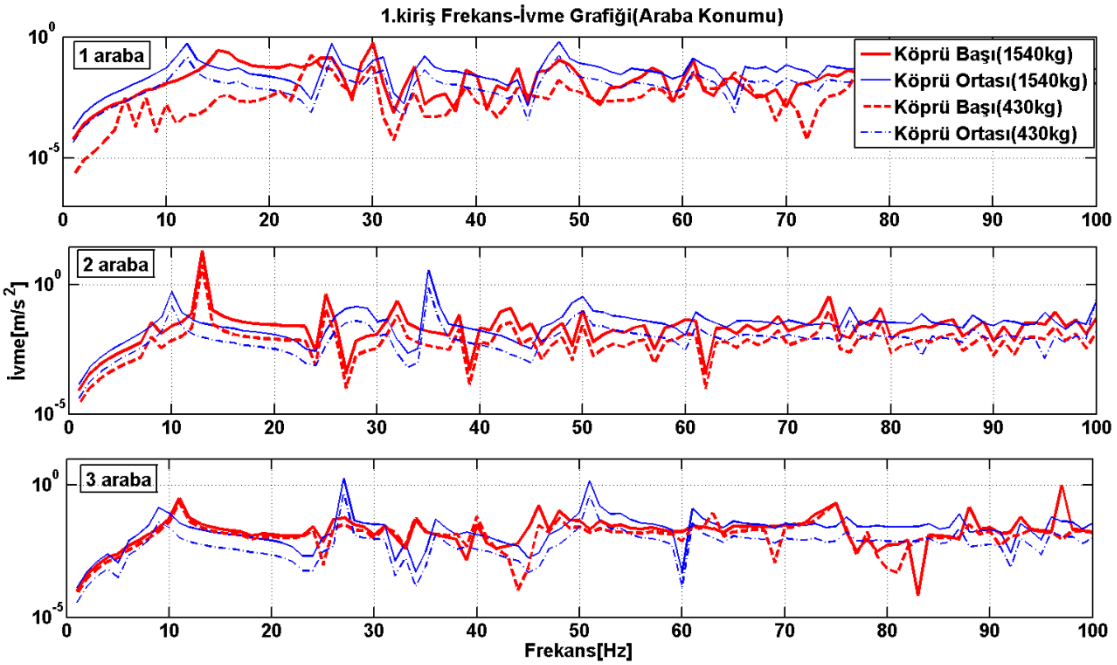
*Şekil 4.35.*Arabaların köprü başında olması ve 1540 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (SEM)

Köprü başlangıcı için yükün artması bir araba için frekans artışına neden olmaktadır. 2 ve 3 araba için ise aynı titreşim karakteristiği gözlemlenmekte, fakat genliklerinde daha fazla artış olduğu anlaşılmaktadır. Bir araba için 1. frekans 5Hz iken 15Hz'e kadar çıkmıştır. Diğer araba sayılarında ise 430kg'lık duruma göre aynı frekanslarla tepki gösterdiği fakat genlik değerinim artığı grafikler incelendiğinde anlaşılmaktadır. Yükün 1540kg olmasında köprü ortasına alınarak aynı analiz yapıldığında elde edilen frekans cevabı Şekil 4.36'da görüldüğü gibidir. Elde edilen cevaplar incelendiğinde köprü başındaki titreşim karakteristikleri karmaşık ve araba sayılarına göre farklılık gösterirken köprü ortası durumu yaklaşık aynı frekans değerleri civarında tepki göstermektedir. Kirişler açışından değerlendirildiğinde ise aynı frekanslarda farklı genliklerde tepki olduğu grafiklerden anlaşılmaktadır. Örneğin bir arabalı durum incelendiğinde 1. kiriş ve 2.kiriş ilk frekans değeri 12Hz dolaylarında ivmelenme değerleri sırasıyla 0.5214m/s^2 ve 0,4964 m/s^2 değerlerinde tepki gösterdiği anlaşılmaktadır. Aynı konum için 430kg yüke göre karşılaştırıldığında her iki kiriş için aynı titreşim karakteristiği meydana geldiği fakat genliklerinde yüke göre bir artış olduğu anlaşılmaktadır.



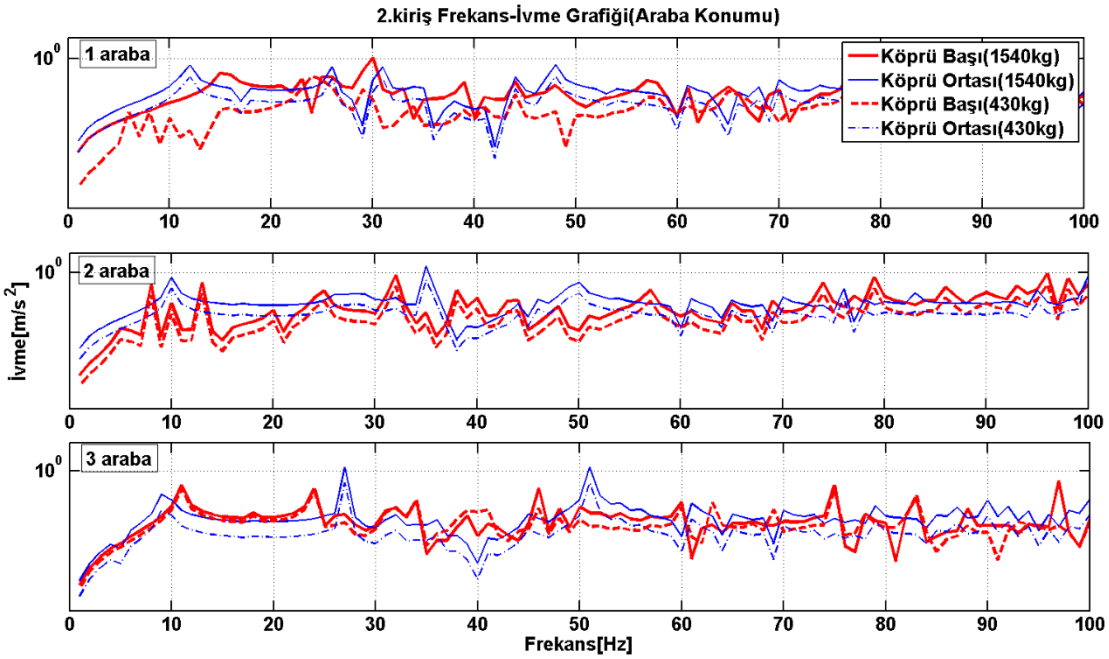
Şekil 4.36 .Arabaların köprü ortasında olması ve 1540 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (SEM)

Yapılan çalışmalarda kiriş üzerinde konum ve yüklerin etkisini görebilmek amacıyla aynı şartlardaki yükleme şartlarında kiriş üzerindeki araba sayılarına göre kirişler üzerindeki etkiler de incelenmiştir. Bu şartlar altındaki 1. kirişte meydana gelen frekans cevabı Şekil 4.37'de sunulmuştur.



Şekil 4.37. 1. kiriş üzerinde araba sayılarına göre köprü konumu ve yüklemelere göre meydana gelen frekans cevabı (SEM)

Grafikler incelendiğinde köprü başı ve köprü ortası konumlarında kiriş üzerinde farklı frekans cevabı oluşturmaktadır. Yükün değişimi ise köprü ortasında ve başında olması durumunda sadece genliği değiştirmekte olup aynı karakteristiği sağladığı anlaşılmaktadır. Aynı şekilde 2. kiriş için aynı değerlendirme yapıldığında bu durum 2. Kiriş içinde olduğu anlaşılmaktadır. 2. kirişte araba konumu ve yükleme şartlarında frekans cevabı Şekil 4,38'de sunulmuştur. Her iki grafikte de araba sayılarının değişmesi frekansların ilk cevap değerlerinde farklılık olduğu araba sayısı arttıkça frekanslarda azalmaya sebep olduğu görülmektedir.



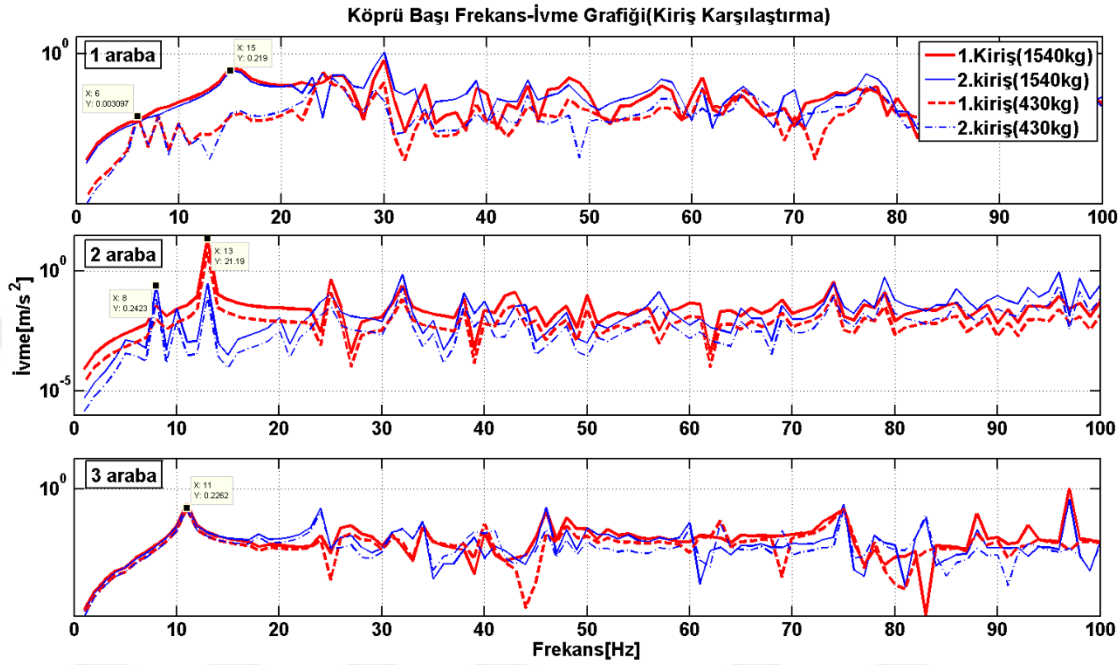
*Şekil 4.38.*2. kiriş üzerinde araba sayılarına göre köprü konumu ve yüklemelere göre meydana gelen frekans cevabı (SEM).

Kirişler üzerinde yüke göre meydana gelen etkileri daha iyi incelemek amacıyla kren sisteminde araba konumunun değişmediği durumlar dikkate alınmıştır. Arabanın köprü başında bulunması durumu için kiriş ve yük şartlarına göre elde edilen frekans cevapları Şekil 4.39'da verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde bir arabalı durum için 1540 kg uygulandığında 1. kiriş ve 2. kiriş hemen hemen aynı noktalarda tepki gösterirken 430kg'lık yükte de 1.ve 2. kirişte oluşan tepkide kendi içerisinde benzerlik göstermektedir.

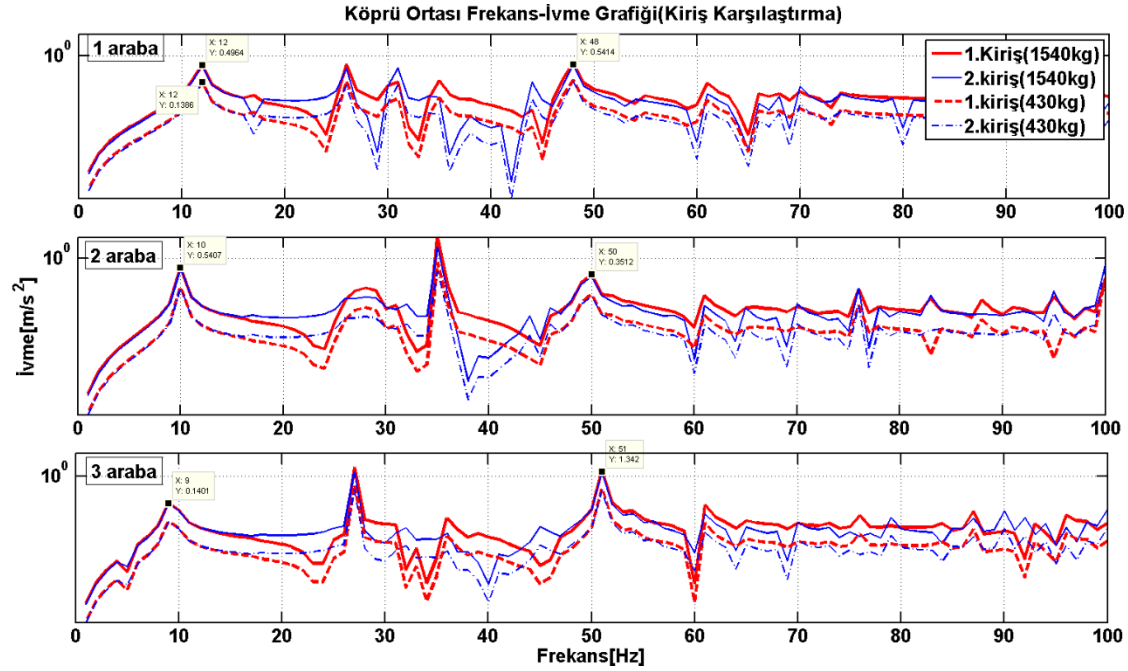
Yükün değişimi ile hem karakteristik davranış değişmiş hem de genlikler değişmiştir.

İki ve üç araba durumu incelendiğinde ise yükün farklı olması durumunda 1. kiriş gösterdiği karakteristik, 2. kirişin gösterdiği karakteristik ile aynı olduğu görülmektedir. Her iki durumda da yükün azalmasında tepki miktarları farklılık göstermektedir. Araba

sayısı artıkça da yükün etkisinin az olduğu ve kirişler üzerinde meydana gelen tepki karakteristiklerinin benzer olduğu görülmektedir. Aynı şekilde arabaların köprü ortasında olması durumu dikkate alındığında; kiriş ve yük şartlarına göre ele edilen frekans cevapları Şekil 4.40'ta verilmiştir.



Şekil 4.39. Arabaların köprü başında olması durumunda araba sayıları ve yükleme şartlarına göre kirişlerde meydana gelen frekans cevabı (SEM).



Şekil 4.40. Arabaların köprü ortasında olması durumunda araba sayıları ve yükleme şartlarına göre kirişlerde meydana gelen frekans cevabı (SEM).

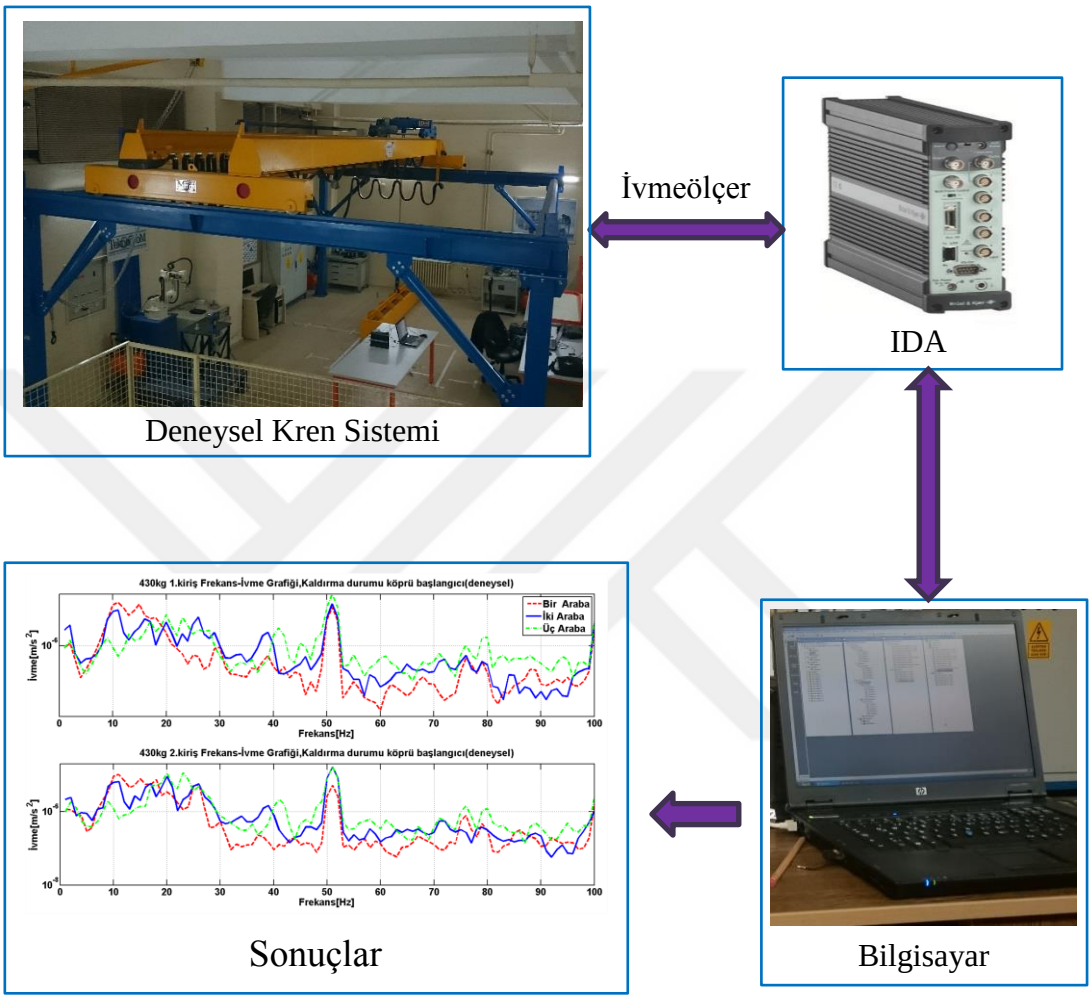
Köprü ortasında aynı şartlar altında analiz gerçekleştirildiğinde araba sayılarına göre tepki frekansları hemen hemen aynı değerlerde olduğu ve araba sayısının artmasıyla kren sisteminin frekansında düşmeye sebep olduğu anlaşılmaktadır. Yükün değişmesi durumunda ise kirişler üzerindeki tepki cevapları her iki kirişte de aynı değerlerde olduğu anlaşılmaktadır. Kirişin ortasında yükün kaldırılması her iki kirişte de aynı yükte aynı tepkinin oluşmasına ve yükün azalmasıyla da tepki değerinin azalmasına sebep olmaktadır.

4.5 Deneysel Titreşim Analizi

Kren sisteminin üzerinde araba sayısının farklı olması, arabaların köprünün farklı konumlarında bulunması durumunda iki kirişli gezer köprülü kren sisteminde farklı yükleri kaldırma esnasında köprü kirişlerinde meydana gelen dinamik etkilerin neler olduğu tespit edilmeye çalışılmıştır. Şekil 4.41'de gösterilen kren sisteminde ivme ölçerler kren kirişlerinin altına gelecek şekilde; birinci ivme ölçer (A) birinci kirişin orta noktasına, ikinci ivme ölçer (B) ikinci kirişin ortasına, düşey eksendeki titreşimleri algılamak amacıyla bağlanmıştır. Kren sisteminde verileri toplamak ve sonuçları elde edebilmek amacıyla kullanılan veri toplama cihazı ve bilgisayar sırasıyla C ve D harfi ile gösterilmiştir. Farklı yükler altında çalışma şartlarını sağlayabilmek amacıyla tasarlanan yük çerçevesi E ile görülmektedir.

*Şekil 4.41.*Deneysel kren sistemi

Kren sisteminin deneysel olarak dinamik karakteristiğini belirlemek amacıyla kullanılan deneysel titreşim ölçümü düzeneğinin blok diyagramı Şekil 4.42'de verilmiştir.



Şekil 4.42. Deneysel ölçüm sisteminin blok diyagramı.

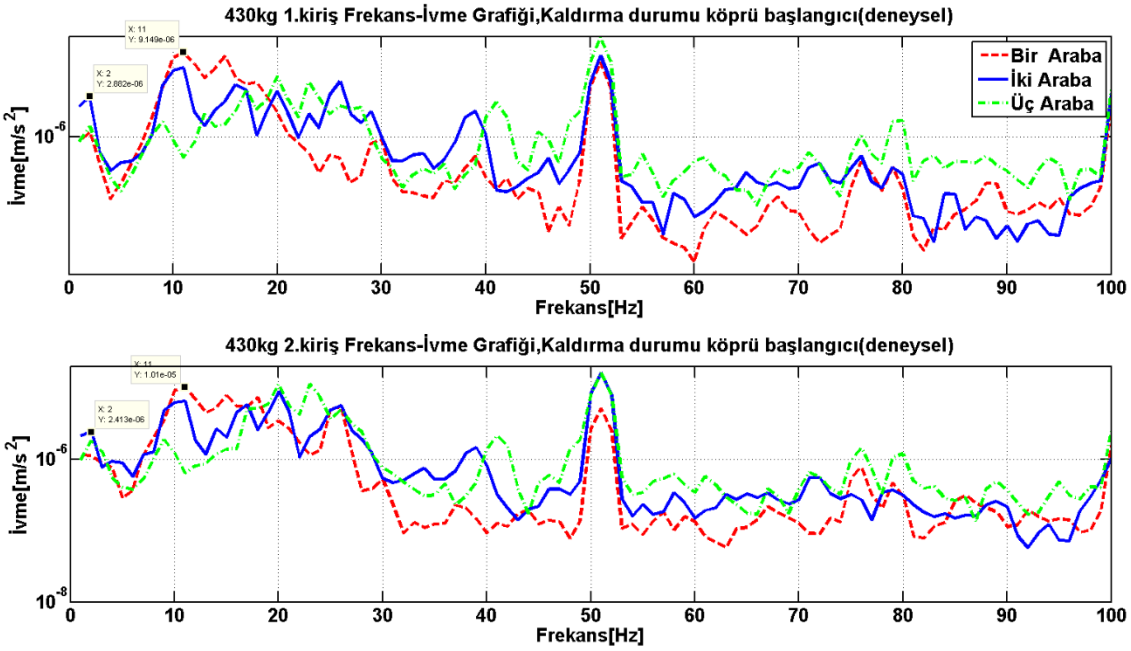
Modal testler kullanılarak yapının dinamik davranış analizinin aşamaları şunlardır: ilk olarak uygun sınır koşulları ve aynı zamanda harekete geçirme kuvvetleri uygulanır; Daha sonra sistemin tepkisi ile birlikte kuvvetler ölçülür. Son olarak, frekans tepki fonksiyonlarının (FTF'ler) çıkarılmasıyla, modal parametreler hakkında bilgi edinilebilmektedir.

Doğal frekans ve mod şekillerini elde etmek için 1.5 tonluk kren sistemi, piezoelektrik ivmeölçerler (Brüel & Kjaer 4514 tipi) ve veri toplayıcı (Brüel & Kjaer PULSE-3560B tipi) kullanılmıştır. Deneysel sistemde kullanılan veri toplama ünitesi ve sensörler 3.

bölümde kullanılan elemanlarla aynı olup genel özellikleri ve görünümleri bu bölümde verilmiştir.

Kren sisteminin deneysel olarak frekans cevabını ölçmek amacıyla kren sisteminde yükün kaldırılması esnasında belirli bir hızda kaldırma işlemi gerçekleştirilirken ölçüm cihazı üzerinden anlık veriler takip edildiğinden frekans cevabının sabit kaldığı durumlarda ölçümler alınarak sonuçlar elde edilmiştir.

Sonlu elamanlar metodunda dikkate alınan şartlar karşılaştırma yapabilmek amacıyla deneysel çalışma içinde dikkate alınmıştır. Deneysel çalışma için farklı iki yük, arabaların kirişler üzerindeki konumu ve araba sayıları dikkate alınarak çalışma gerçekleştirilmiştir. Arabaların köprü başında bulunması ve yük olarak 430 kg yükün kaldırıldığı durum dikkate alındığında kren kirişlerinde oluşan frekans cevapları Şekil 4.43'te verilmiştir.

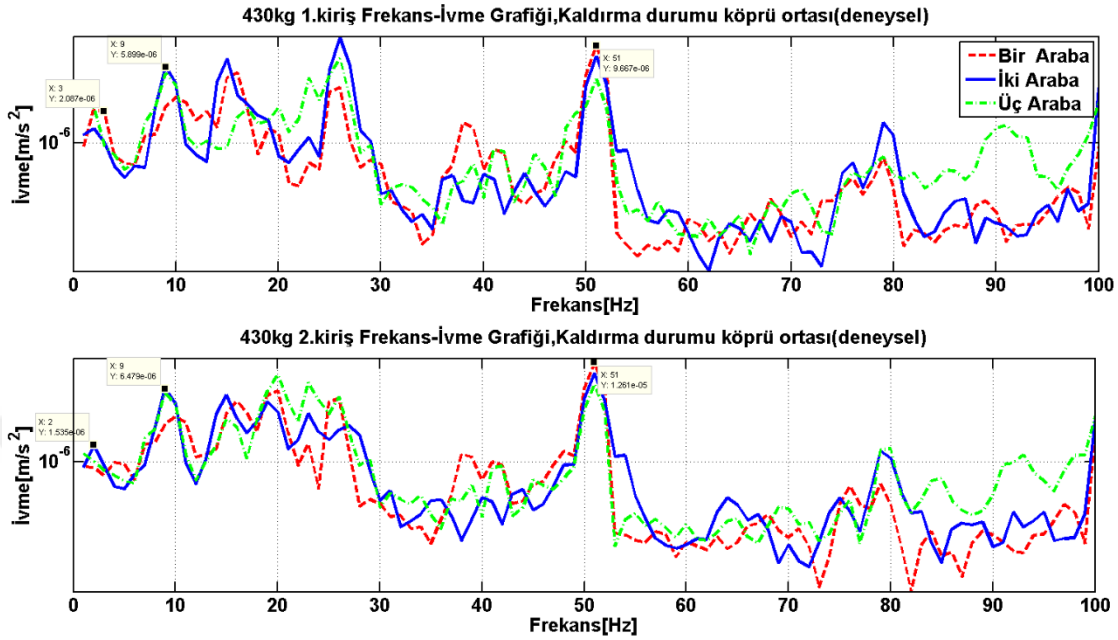


Şekil 4.43. Arabaların köprü başında olması ve 430 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (Deneysel).

Arabaların kren kiriş üzerindeki davranışları incelendiğinde kiriş üzerindeki frekans cevapları yaklaşık olarak birbirine benzer karakteristiği görülmektedir. Tepki frekansları dikkate alındığında birbirine yakın frekanslarda tepki vermesine karşın araba sayısı arttıkça tepki frekanslarında düşüş görülmektedir. Sonlu elamanlar metodu dikkate alındığında benzer frekanslarda tepki oluştuğu grafiklerden anlaşılmaktadır.

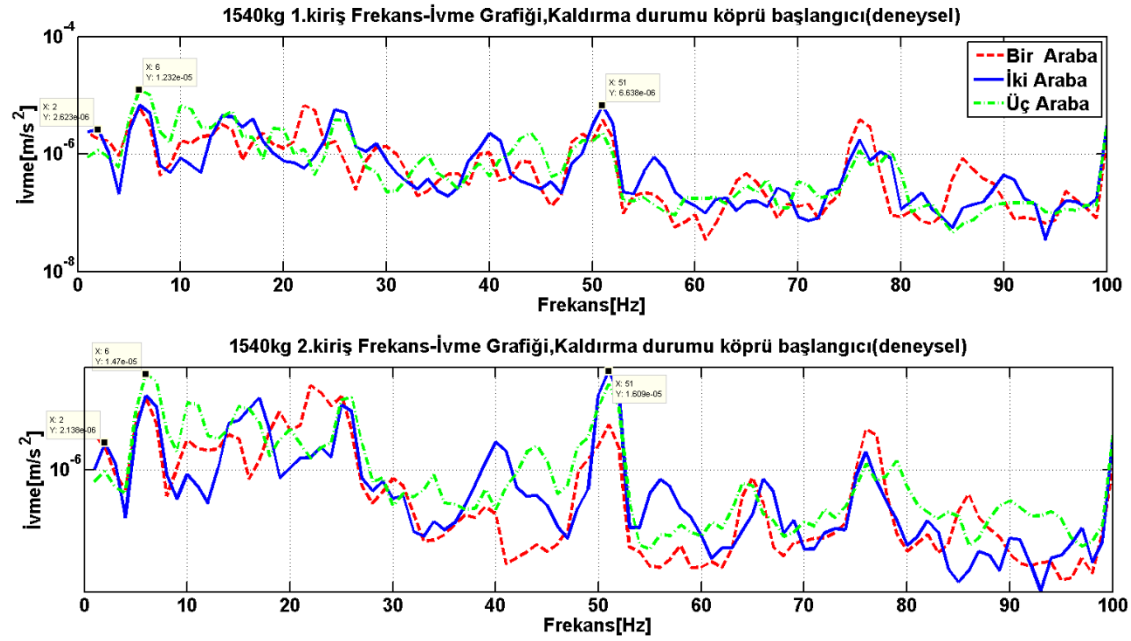
Aynı yükün köprü ortasında kaldırıldığı dikkate alındığında köprü başına göre daha belirgin tepki frekansları oluştuğu ve farklı araba sayılarına göre genlikleri farklı ama

birbirine yakın frekanslarda tepki verdiği anlaşılmaktadır. Köprü ortası durumu için elde edilen frekans cevabı Şekil 4.44'te verilmiştir.



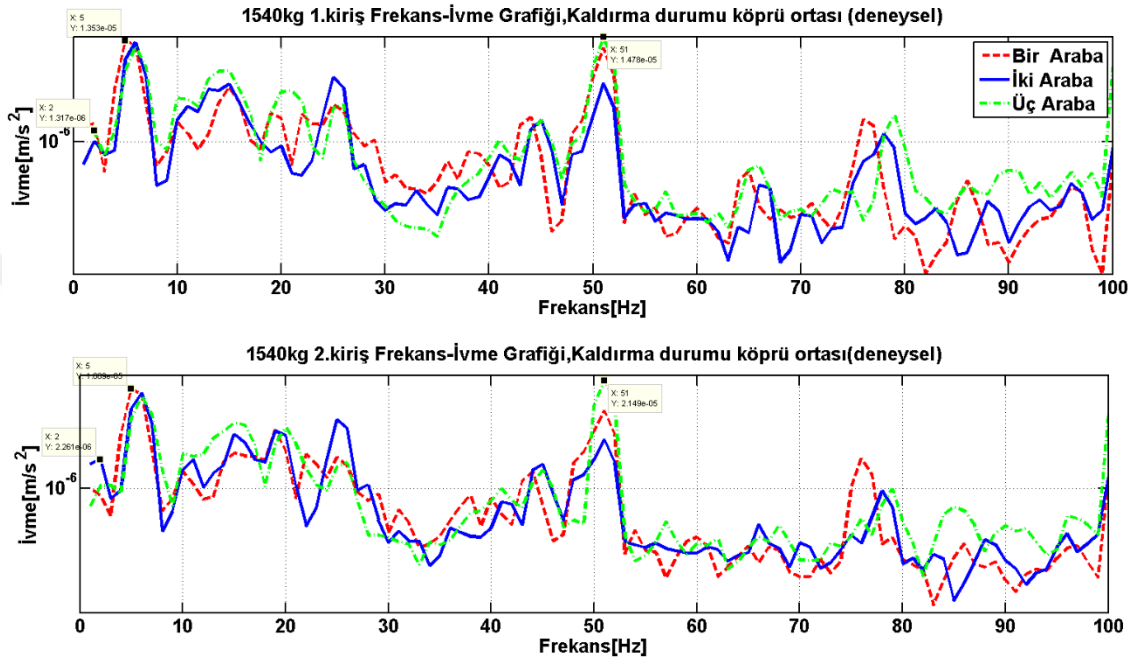
Şekil 4.44. Arabaların köprü ortasında olması ve 430 kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (Deneysel)

Köprü başında uygulanan yük 1540 kg olduğu duruma göre kiriş üzerinde meydana gelen frekans cevabı Şekil 4.45'te verilmiştir. Yükün artması ile frekans tepki değerlerinin 430 kg yüke göre belirgin şekilde düştüğü görülmektedir.



Şekil 4.45. Arabaların köprü başında olması ve 1540kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (Deneysel)

Aynı şekilde tepki frekansları araba sayısı açısından incelendiğinde birbirine yakın ya da aynı değerlerde farklı genliklerde olduğu görülmektedir. Arabaların köprü ortasında olduğu ve 1540 kg yük durumda kirişler üzerindeki meydana gelen frekans cevabı Şekil4.46'da verilmiştir.

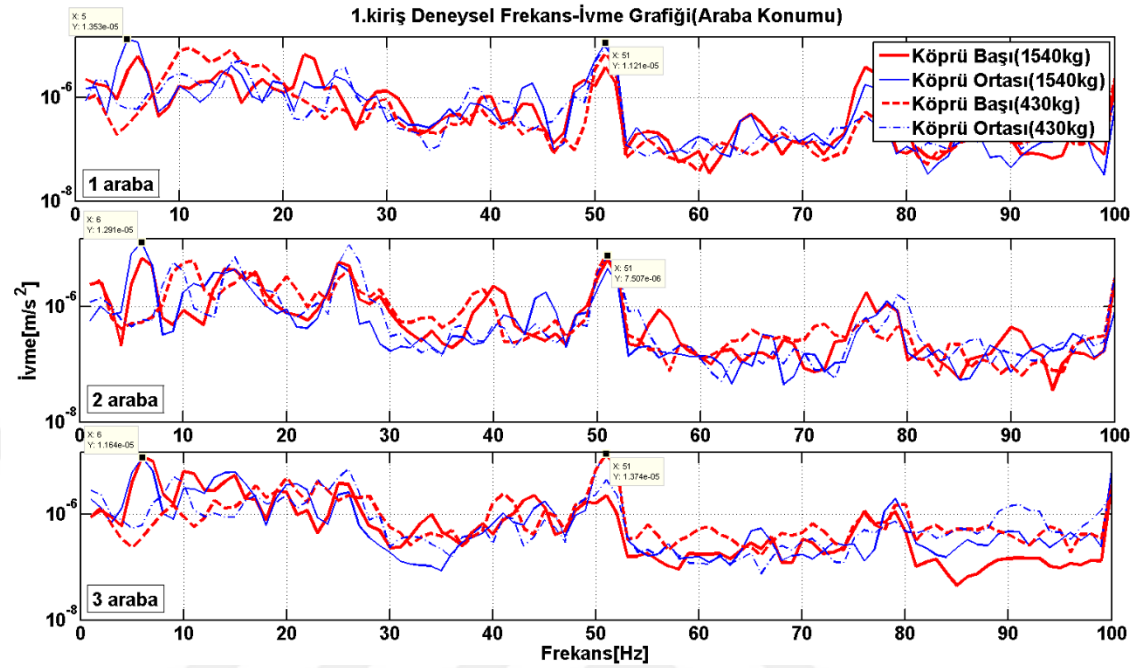


Şekil 4.46. Arabaların köprü ortasında olması ve 1540kg yükün kaldırılması durumunda kren kirişlerinin frekans cevabı (Deneysel)

Köprü ortasında olma durumu incelendiğinde araba sayılarına göre köprü başlangıcında elde edilen frekans değerlerine benzer frekanslarda tepki verdiği görülmektedir. Bununla beraber 1. ve 2 kirişlerin araba sayılarına göre benzer karakteristiği takip ettiği hem köprü ortası hem de başı için aynı olduğu anlaşılmaktadır. Bunun yanında frekansların genliğinde farklılık olduğu şekilden anlaşılmaktadır.

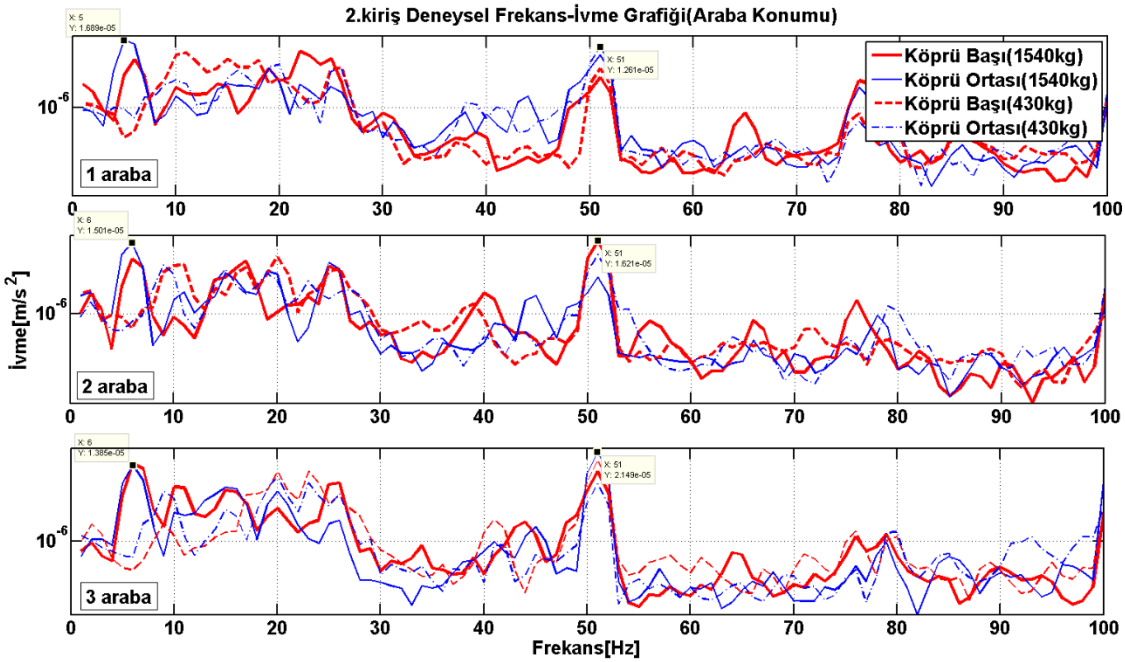
Kirişler üzerinde araba konumu ve yüklerin etkisinin tam olarak anlaşılabilmesi amacıyla sadece kirişler üzerinde araba konumu ve yük değişiminin olduğu karşılaştırma yapılmıştır. Bu nedenle 1 kiriş üzerinde araba konumları ve yüke göre meydana gelen frekans cevabı Şekil 4.47'de verilmiştir. Köprü başında frekans tepki değerleri incelendiğinde köprü başı ve ortasında 1540 kg yükte 5Hz'lik değerlerde tepki meydana gelirken 430 kg'lık yükte ise 10Hz dolaylarında tepki oluştuğu görülmektedir. Titreşim karakteristiğinin aynı yükler altında benzerlik taşıdığı görülmektedir. Arabaların sayısı açısından düşünüldüğünde aynı araba konumları ve yükler altında benzer karakteristikler

gösterdiği görülmektedir. Sadece titreşim genliklerinde farklılık olduğu grafiklerden anlaşılmakladır.



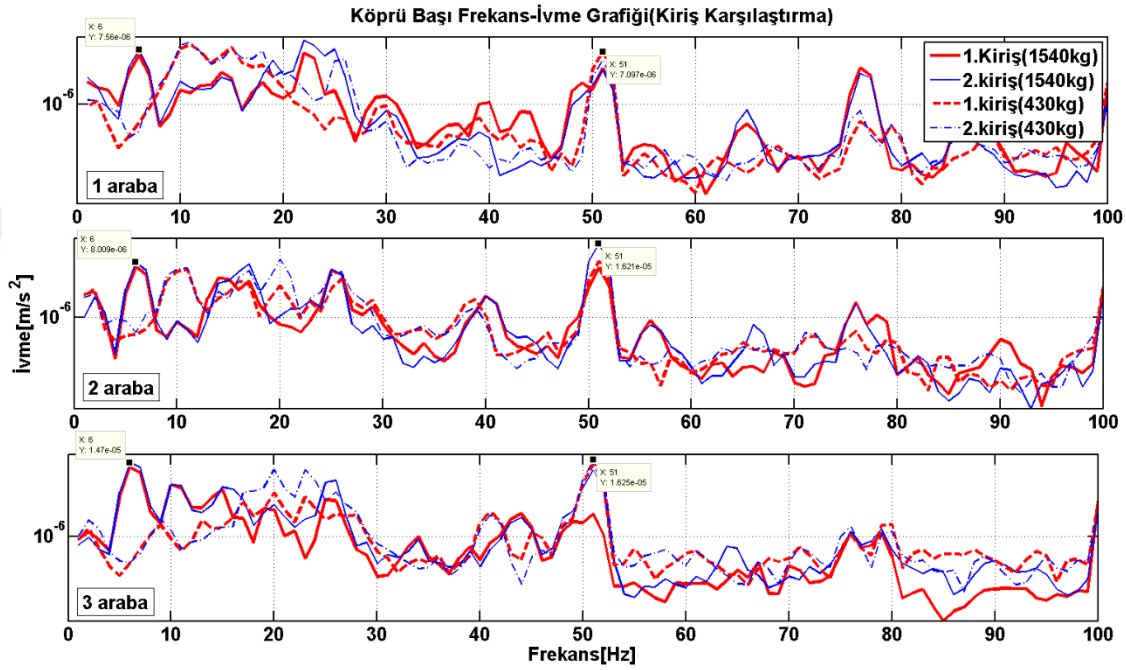
*Şekil 4.47.*1. kiriş üzerinde araba sayılarına göre köprü konumu ve yüklemelere göre meydana gelen frekans cevabı (Deneysel)

Köprü komumu ve yüklerin araba sayılarına göre 2. kirişe olan etkileri dikkate alındığında elde edilen frekans cevabı Şekil 4.48 de verilmiştir.



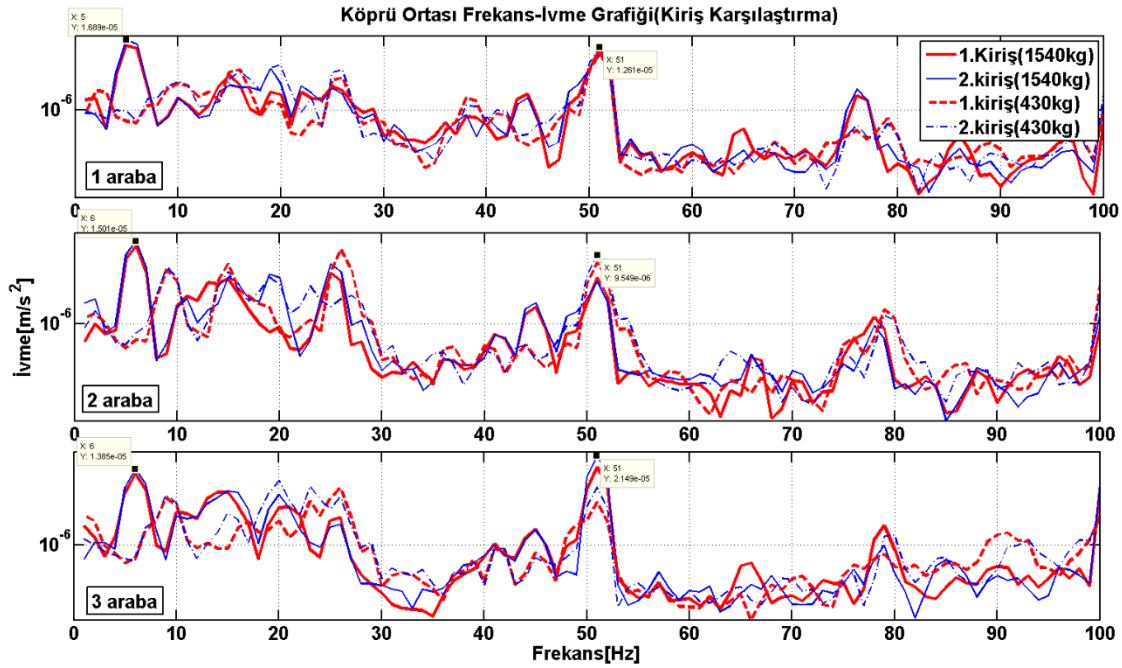
Şekil 4.48. 2. Kiriş üzerinde araba sayılarına göre köprü konumu ve yüklemelere göre meydana gelen frekans cevabı (Deneysel)

Bu grafiklerde de araba sayıları ve köprü konumlarına göre 1. kirişe benzer karakteristik görülmektedir. Burada dikkati çeken önemli husus 1. kirişe göre 2. kirişte meydana gelen titreşim genliklerinin fazla olmasıdır. Bu durumun daha net anlaşılması amacıyla araba konumun değişmediği yalnız kiriş ve yük açasından değerlendirme yapıldığında köprü başında kaldırma yapıldığı durumlar için kren siteminden elde edilen frekans cevabı Şekil4.49'ta verilmiştir.



Şekil 4.49. Arabaların köprü başında olması durumunda araba sayıları ve yükleme şartlarına göre kirişlerde meydana gelen frekans cevabı (Deneysel)

Köprü başında 1540 kg'lık yükün 1. ve 2. kirişteki oluşturduğu karakteristikler birbirini takip ederken aynı şekilde yükün azaltılmasıyla 1. ve 2. kirişte meydana gelen karakteristik aynı şekilde benzerlik göstermektedir. Yükün azalmasıyla frekans tepki değerlerinde bir artma söz konusu olmaktadır. Araba sayısının artması deneysel olarak yapılan ölçümlerde frekansın pek değişmediği fakat genliklerde bir değişime neden olduğu anlaşılmaktadır. Ölçümlerin köprü ortasında çalışma şartlarına göre alınması durumunda elde edilen frekans cevabı Şekil 4.50 'de verilmiştir. Köprü ortasında çalışma durumuna göre de 1540 kg'lık yükün kaldırılması esnasında meydana gelen kiriş tepkilerinin köprü başındakine benzer şekilde takip ettiği ama köprü başına göre daha belirgin olarak aynı frekanslarda tepki verdiği gözlemlenmektedir. Ayrıca köprü ortası konumunda meydana gelen genliklerin köprü başında meydana gelen genliklere göre daha büyük olduğu ilgili grafiklerden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.50. Arabaların köprü ortasında olması durumunda araba sayıları ve yükleme şartlarına göre kirişlerde meydana gelen frekans cevabı (Deneysel)

4.6. Sonuçlar ve İrdeleme

Deneyler ve SEM 'deki modal analizlere dayanarak, vinç sisteminin performansını değerlendirmek için harmonik cevabı elde edilmiştir. Harmonik tepki, modal karakteristiklerin titreşimi gerçekten nasıl etkilediğini detaylı bir şekilde açıklamaktadır.

Genel olarak sonlu elemanlar metodunun değerlendirilmesinde şu genel sonuçlara varılabilir; yük açısından değerlendirildiğinde köprü başında ve köprü ortasında yükün değişmesi tepki fonksiyonunun genliğinde değişikliğe neden olmakta ve yük azaldıkça genlik azalmaktadır.

Araba sayısının artması ise kren kirişlerinde daha önce tepki frekansına neden olmaktadır. Birinci ve ikinci kirişte bir arabalı durumda birbirinden faklı karakteristikte sonuçlar elde edilirken 2. ve 3. arabada benzer karakteristikler görülmektedir.

Köprü ortasında kaldırma yapıldığında kren kirişlerinin tepki değerleri krenin başta olması durumuna göre daha belirgin tepki frekansları vermekte ve daha sağlıklı değerlendirme imkânı sağlamaktadır. Köprü başı durumunda ise frekans tepki fonksiyonları farklı karakteristik göstermektedir

Deneysel sistemde de aynı şekilde frekans cevabı köprü ortası dikkate alındığı zaman daha belirgin tepki fonksiyonlarının elde edildiği görülmektedir. Grafiklerde köprü ortasının farklı yüklerde olmasına karşın 1. ve 2. kiriş karakteristiğini köprü başına göre daha iyi takip ettiği anlaşılmaktadır. Aynı zamanda köprü başında ve köprü ortası durumuna göre değerlendirildiğinde meydana gelen tepki frekans genliklerinin köprü başına göre köprü ortasında daha fazla olduğu gözlemlenmektedir.

Kaldırma esnasında araba sayılarının artmış olması kren siteminin vermiş olduğu tepki frekanslarında pek farklılığa neden olamamakla birlikte genliklerde artışa neden olduğu genel olarak grafiklerden görülmektedir.

Deneysel olarak elde edilen grafikler incelendiğinde genellikle 2Hz -50Hz arasında tepki fonksiyonlarının artış gösterdiği maksimum genliklerin başlangıçtaki 5Hz ve 12Hz dolayları ile 50Hz civarlarında daha fazla tepki olduğu anlaşılmaktadır. Bu durumun en belirgin olarak elde edildiği SEM sonucu ise Şekil 4.40'ta görülmektedir.

Aynı zamanda deneysel olarak elde edilen yukarıdaki değerlere benzer etkilerin gerçekleştiğini sonlu elamalar metodu ile yapılan analizlerden de elde edildiği anlaşılmaktadır. Benzer sonuçların elde edildiğini ifade eden en iyi sonuçların köprü ortasından elde edilen sonuçlar olduğu ilgili grafiklerden anlaşılmaktadır. Buradan daha iyi sonuçları elde edebilmek amacıyla köprü ortasında çalışma durumundaki hem deneysel hem de SEM analizlerinin köprü ortasına göre yapılmasının daha uygun olacağı anlaşılmaktadır.

Özet olarak, bu bölümde sonlu elamalar analizi ile modal ve harmonik analizlerle deneysel frekans tepki fonksiyonlarının elde edilmesine odaklanılmıştır. Elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında benzer sonuçlarla karşılaşıldığı görülmektedir.

SEM ile kren sisteminin bir bütün (köprü taşıyıcı, köprü araba halat, kanca grubu ve yük) olarak düşünüldüğünde kren sisteminde yük 1540 kg olarak tercih edilmişti. Bu şartlar için 0-6Hz arasında doğal frekanslara sahip olduğu tespit edilmişti. Bu sonuçlarla değerlendirildiğinde deneysel verilerin ilk frekans tepki değerleri ile örtüştüğü görülmektedir. Bu da bize elde edilen değerlerin tutarlı olduğunu göstermektedir.

Kren sistemlerimde modal davranışların incelenmesinde halat ve yükünde sistemde dahil edildiği ve üzerinde birden çok araba olan krenler için çalışma yapılmıştır. Halatın, yükün

ve arabanın sistemin doğal frekansına olan etkisinin araştırılması bu konuda önemli bir katkı sağlamaktadır.

Ayrıca sonlu elemanlar analizlerinden (modal, harmonik) ve deneysel sonuçlardan görüleceği gibi çift köprülü kren sitemlerinde kirişler arasında farklı davranışların olduğu aynı frekanslarda farklı genliklerle karşılaşıldığından bu durumun kren tasarımında dikkate alınması gerekmektedir.

5. BÖLÜM

KREN SİSTEMİNİN HAREKETLİ YÜK ETKİSİ ALTINDA DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK DİNAMİK ANALİZİ

5.1. Giriş

Kren sistemlerinde yükün kaldırılması ve araba hareketi ile taşınması sırasında sürekli pozisyonun değişmesinden dolayı dinamik etkiler meydana gelmektedir. Özellikle kren sistemlerinde çift kirişli köprü dikkate alındığında; yapı simetrik olarak tasarımı yapılıp kirişler üzerinde meydana gelen etkiler tek kiriş olarak düşünülerek dinamik analizler gerçekleştirilmektedir. Ancak kren sisteminde kaldırma grubu, halat ve yük birlikte hareket etmektedir. Kaldırma grubunun yapısal olarak simetrik olmaması, aynı şekilde taşınan yüklerinde çoğunun simetrik olmaması nedeniyle yükün ağırlık merkezi farklılığı ve yükün halatla arabaya bağlantısı nedeniyle meydana gelen salınımlardan dolayı kren üzerinde meydana gelen etkileri, aynı zamanda modal analizlerden anlaşılacağı üzere, kren sisteminde kirişlerin esnekliğinden ötürü meydana gelen tüm etkilerin dikkate alındığı durumlar için analiz gerçekleştirmek daha doğu bir yaklaşım olmaktadır. Bu nedenle kren sisteminde yükün hareketi esnasındaki tüm bu etkilerin hesaplanabilmesi için ADAMS programında kirişler esnek olarak modellenmiştir. Farklı araba sayılarına göre üzerine etki eden kontak kuvvetleri ADAMS programı vasıtasıyla elde edilmiş ve elde edilen bu sonuçlar ANSYS programında zamana bağlı olarak analiz edilmiş ve en son deneysel olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Ayrıca bu deneysel çalışma ile sadece araba sayısı değil kren sisteminin dinamiğini etkileyen yük, halat uzunluğu ve çalışma hızı parametreleri de dikkate alınarak çalışmalar yapılmıştır. Burada yapılan deneysel çalışmaya daha yakın sonucu elde edebilmek amacıyla yapılan analizlerde gerçek bir kren siteminin birebir katı modeli dikkate alınmıştır. Bu bölümde kren kirişleri üzerinde etki eden toplam etkilerin

hesaplanabilmesi ve kren kirişinin esnekliğinden kaynaklanan etkilerin de dikkate alınarak gerçek sonuca yakın karma sayısal bir analiz çalışması yapılmıştır.
Geliştirilen bu nümerik modellemelerin pahalı olan deneysel sistemler yerine etkili bir biçimde kullanılabilirliği amaçlanmıştır. Bir diğer ifadeyle hareketli yük probleminin etkilerini araştırmak ve bu problemin çözümü için yapılan sayısal çözüm yöntemlerinin geliştirilmesine literatürde bir katkı sağlanması amaçlanmıştır. Bu nedenle ilk olarak ADAMS ve ANSYS programı karma analizi ile sayısal bir çözüm gerçekleştirilmiştir. Daha sonra aynı çalışma şartları düşünülerek bir deney düzeneği tasarımı ve imalatı gerçekleştirilerek dinamik etkiler deneysel olarak da ortaya konulmuştur. Böylece önerilen çözüm yönteminin etkinliği irdelenmiştir.

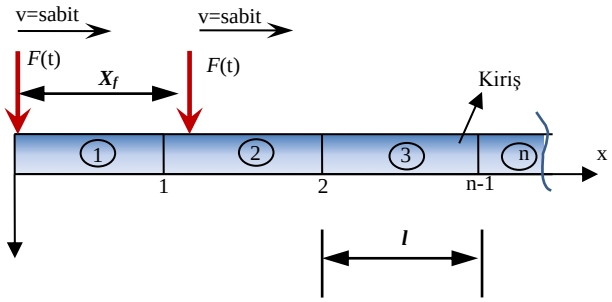
Bununla beraber salınım için gerçekleştirilen çalışmalarda genellikle yükün yapısı ve ağırlığı sürekli değişim göstermesinden dolayı kontrol parametreleri de sürekli değişkenlik göstermektedir. Bu durumda, daha pahalı kontrol yapılarının gerçekleştirilmesini zorunlu hale getirmektedir. Bu çalışmada bir diğer amaçta kren sistemi üzerinde bir araba yerine çoklu araba kullanılarak kren üzerinde oluşan titreşimlerin azaltılması üzerine de çalışma yapılmıştır. Böylelikle daha hızlı çalışma şartlarının sağlanabilirliği test edilmiştir.

5.2. Kren Sisteminin Sonlu Elemanlar ile Analizi ve Önerilen Yeni Sayısal Analiz Yaklaşımı

Kren sistemi üzerinde hareketli yük dinamiği ile ilgili teorik bilgiler bölüm 3.2'de sunulmuştur. Burada çoklu araba durumu düşünüldüğünde iki haraketli yükün dinamiği hakkında bilgiler üzerinde detaylı şekilde durulacaktır. İki hareketli yükün ikisi de v hızıyla hareket ettiği kabul edilirse ve ikisi arasında belli bir mesafe olduğunda iki yükün etkisi altındaki kirişin görünümü Şekil 5.1'de verilmiştir. İkinci kuvvetten oluşan etkiyi hesaplamak amacıyla bir yüke maruz kiriş için verilen denklemlerden 3.11 ve 3.12 genel pozisyonunu şu Eşitlik 5.1ile ifade edilebilir [35]:

$$x(t) = v\ r\ \Delta t + x_m(t) \tag{5.1}$$

Burada, birinci kuvvetin genel pozisyonu $x_m(t)$, iki kuvvet arasındaki mesafe x_f ve ikinci kuvvetin genel pozisyonu x(t) olarak ifade edilebilir. Buradan; üzerinde yük olan s elemanı şu şekilde ifade edilebilir:



Şekil 5.1. İki adet hareketli yük etkisinde olan kirişin görünümü.

$$s = \left[tamdeğer \frac{v.r.\Delta t + x_f}{l} \right] + 1 \qquad (5.2)$$

Denklem (3.9) yerel x (t) yerine global $x_m(t)$' e göre yeniden aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\xi = \frac{v.r.\Delta t + x_f - (s-1)l}{l} \qquad (5.3)$$

Aynı şekilde üç kuvvetin uygulanması durumunda da aynı işlemler tekrarlanarak aynı bağıntılara ulaşılabilir. İki veya daha fazla kuvvetin etkisi birlikte her düğüme eklenerek genel olarak kuvvet ve moment vektörleri elde edilebilir.

Kren sistemi üzerinde öncelikle sabit bir kuvvetin hareket ettiği kabul edilerek araba ve yükün toplam olarak ve her iki kirişe eşit etki ettiği klasik kabule göre köprü rayları üzerine uygulanmıştır ve elde edilen sonuçlar daha önceki çalışmalarda sunulmuştur [66].

Bu çalışmada kren sistemi üzerinde hareket eden araba ve taşınan yükün hızının değişmesi yükün kaldırılma yüksekliği gibi çalışma şartları altında kren tekerlerinde meydana gelen temas kuvvetlerinde zamana göre değişkenlik meydana gelmektedir. Bu çalışmanın temel esaslarından biri de zamana göre değişen bu kontak kuvvetlerinin hesaplanmasıdır. Kren sistemlerinin analizleri gerçekleştirilirken sadece yük ve araba ağırlığı dikkate alınarak ve arabanın ve yükün simetrik olması kabulü ile yapılmaktadır. Kren sistemi üzerinde halat uzunluğu ve çalışma hızı gibi sebeplerden dolayı meydana gelen etkiler, araba ve yükün kren sitemi üzerinde ağırlık merkezinin çalışma şartlarına göre değişmesi, bazen de yapısal olarak simetrik olamaması nedenlerinden dolayı yukarıda belirtilen şartlar altında yapılan analizler gerçek şartları yansıtmamaktadır.

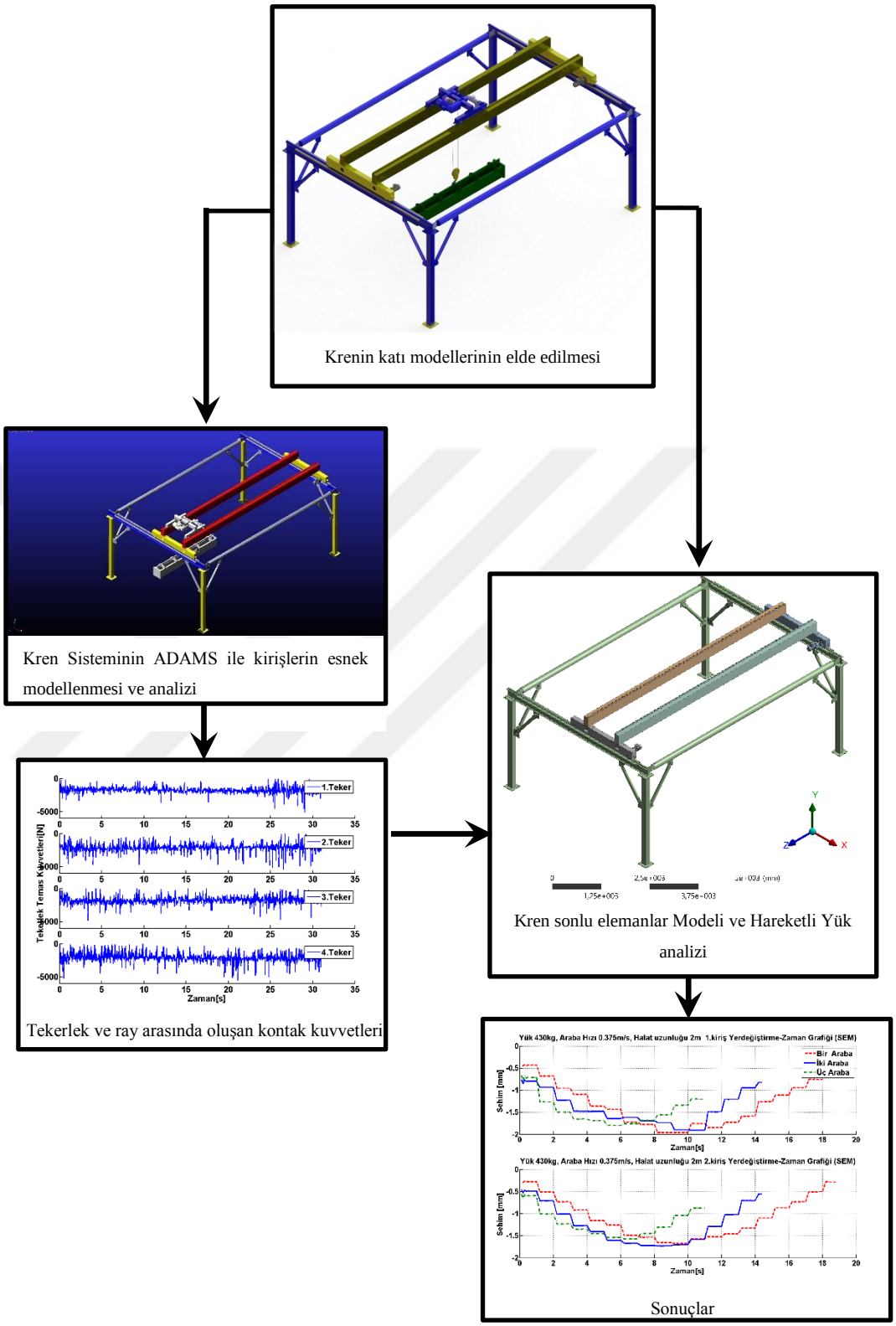
Aynı zamanda kren kirişlerinin çalışma frekanslarına göre farklı davranışları olması nedeniyle bu durumun da dikkate alınması ve hesaplamaya dahil edilmesi daha doğru olacaktır. Bu durumun geçekleştirilmesi için öncelikle katı modelleme programı vasıtasıyla kren sisteminin gerçek çalışma şartlarını dikkate alan ve yük ile arabanının arasında halatın da sisteme dahil edilmesi ile kren tasarımları yapılmıştır. Kren sitemlerinin katı tasarımları için SOLIDWORKS programı kullanılmıştır.

Daha sonra elde edilen katı modeller tüm etkileri dikkate alacak şekilde analiz yapabilmek amacıyla ADAMS programına aktarılmıştır. ADAMS programında kren kirişleri esnek olarak tasarlanmış ve faklı hızlarda çalışma şartlarında her bir tekerlek ve ray arasında meydana gelen temas kuvvetleri hesaplaması gerçekleştirilmiştir.

Daha sonra elde edilen temas kuvvetleri ANSYS programında çalışma hızlarına göre yüklerin hareket ettiği şartlara göre tanımlanarak analiz gerçekleştirilmiştir.

Bu birleşik hareketli yük analiz yönteminin akış şeması Şekil 5.2'de gösterilmiştir.

Önerilen bu analiz yönteminin uygulanmasındaki işlem aşamaları detaylıca açıklanacak olursa öncelikle kren tasarımı gerçek çalışma şartlarında imal edilip kullanılacağı düşünülerek kren siteminde kullanılacak motor, kanca, redüktör gibi elemanlar tasarım esnasında belirlenmiş ve gerçek ölçülerinde modellenmiştir. Daha sonra imalatı ve kurulumu gerçekleştirilen kren sisteminde tasarım esnasında belirlenen elemanların birebir aynısı kullanılmıştır. Böylece hem analiz hem de deneysel çalışmalarda elde edilecek sonuçların birbiriyle uyumunda oluşabilecek hatalar azaltılması amaçlanmıştır. Bu durum, basitleştirilerek gerçekleştirilen analizler yerine daha doğru bir yaklaşım oluşturmaktadır. Kren sisteminde ayrıca yükün taşınması esnasında kren kirişlerinde salınımdan kaynaklanan etkileride hesaba katmak amacıyla yükün araba ile bağlantısının yapılması gerekmektedir. Araba ile yükün birbiri arasında halatla bağlantısı sağlandığından dolayı halat bir yay gibi davranmaktadır. Bu nedenle araba ile yük arasındaki bağlantı arasında bir yay tanımlanmıştır. Yayın tanımlanmasında bağlantı kanca grubu üzerinde bir hareketli makara olduğundan, yük iki halatla bağlanmaktadır. Bu nedenle yay tariflenirken iki yaya eşdeğer bir yay olarak tanımlanmıştır. Analizde kren üzerinde bir ve birden fazla arabanın olduğu ve farklı taşıma yüksekliklerinde ve hızlarında çalışma yapılacağından dolayı tüm bu şartlar için ayrı katı modeller SOLIDWORKS programında yapılmıştır.



*Şekil 5.2.*Önerilen birleşik hareketli yük analizini gösteren akış diyagramı

Arabanını kren üzerinde yükün taşınması esnasında meydana gelen etkilerin incelenmesi için oluşturulan katı modellerden bir örnek görünüm Şekil 3.5 ile verilmiştir.

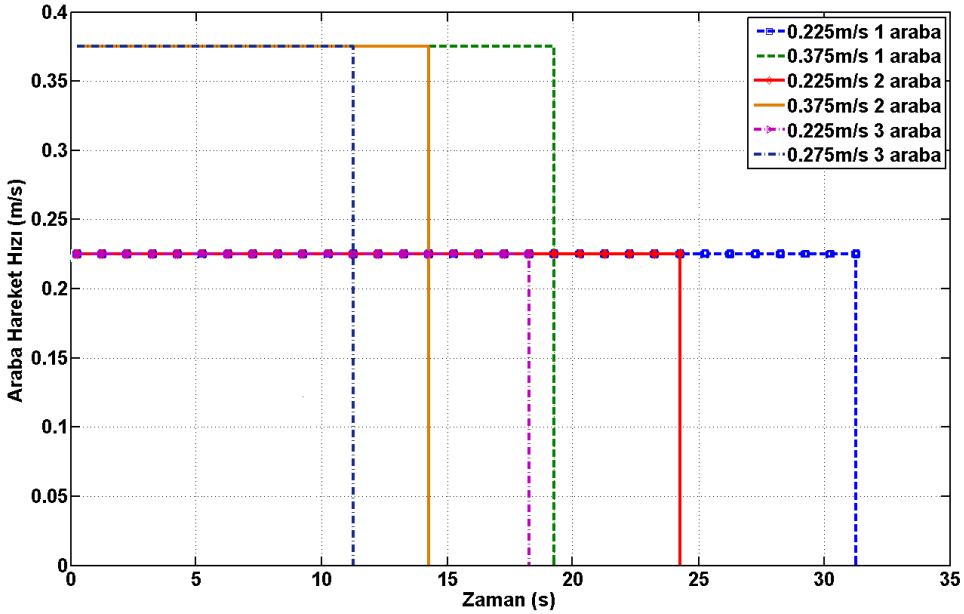
Şekil 5.3. Kren sistemin ADAMS ve ANSYS'te kullanılan katı modellerden bir örnek

Kren sisteminde kullanılan halat 8mm çapında olup rijitlik katsayısı 400 N/mm olarak verilmiştir. Bu analizlerde kontak kuvvetlerini hesaplamak amacıyla Coulomb sürtünme yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntemde kontak kuvvetlerinin hesaplanabilmesi için dinamik sürtünme hızı, dinamik sürtünme katsayısı, statik sürtünme hızı ve statik sürtünme katsayısı parametrelerinin tanımlanması gerekmektedir. Dinamik analizlerde tekerlek ve ray arasında metal metale temas ederek kuru şartlarda sürtünme gerçekleştiğinden dolayı kullanılan parametreler Tablo 5.1'de verilmiştir

*Tablo 5.1.*Kren sisteminde temas kuvvetlerinin hesaplanması için kullanılan dinamik analiz parametreleri

Dinamik Analiz Parametreleri	Değer	Birim
Eşdeğer yay rijitlik katsayısı (keş)	800	N/mm
Dinamik Sürtünme Katsayısı $(\mu)_k$	0.25	
Dinamik Sürtünme Geçiş Hızı (v_k)	10.16	mm/sn
Statik Sürtünme Katsayısı (μ_s)	0.30	
Statik Sürtünme Geçiş Hızı (v_s)	0.1	mm/sn

Kren sisteminde araba sayısı ve araba hareket hızına göre sayısal analiz ve deneysel şartlardaki durumlar için oluşturulan hız profillerinin dağılımları Şekil 5.4'te görülmektedir. Krenin köprü açıklığına ve araba sayısına bağımlı olarak hareket süreleri de farklılık göstermektedir.



Şekil 5.4 Araba hareket hızı profilleri

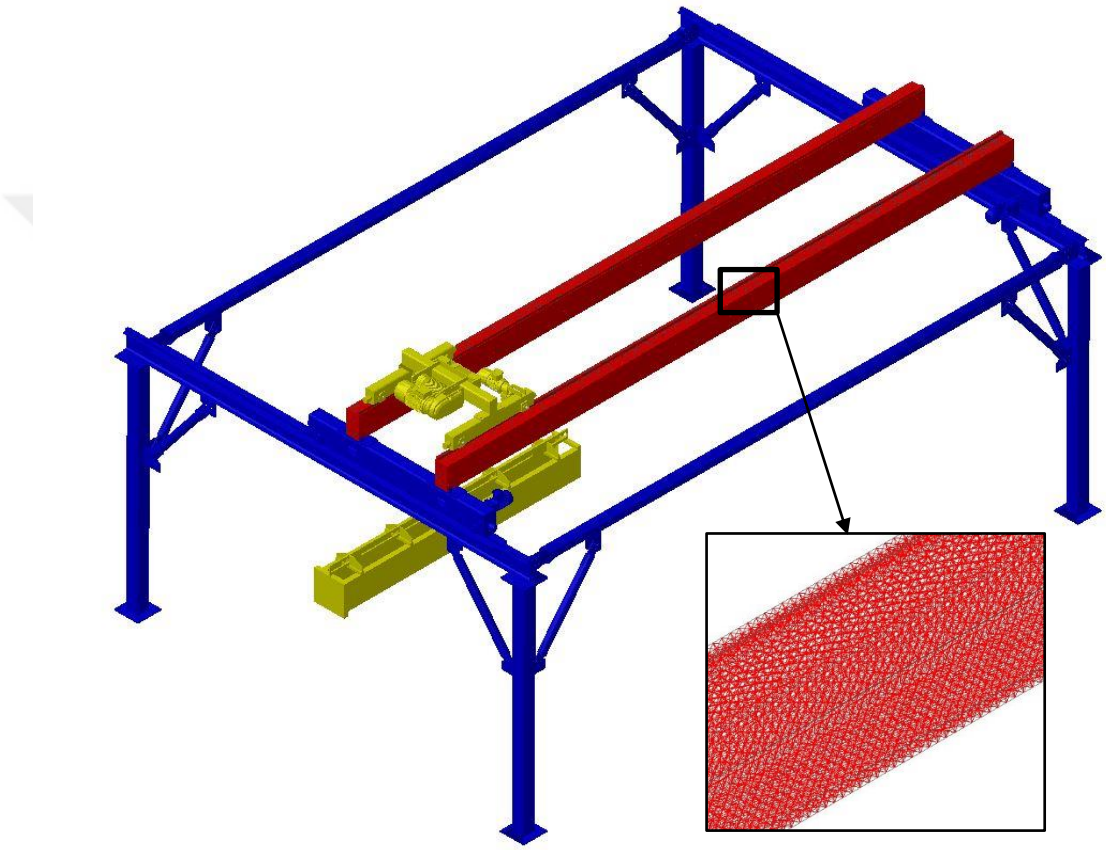
Araba sayısı ve araba hızına göre hareket süreleri Tablo 5.3'te verilmiştir.

Tablo 5.2 Araba hareket süreleri

Araba Sayısı	Araba Hareket Hızı(m/s)	Hareket Süresi(s)
1	0.225	31
	0.375	18.8
2	0.225	24
	0.375	14.4
3	0.225	18
	0.375	11

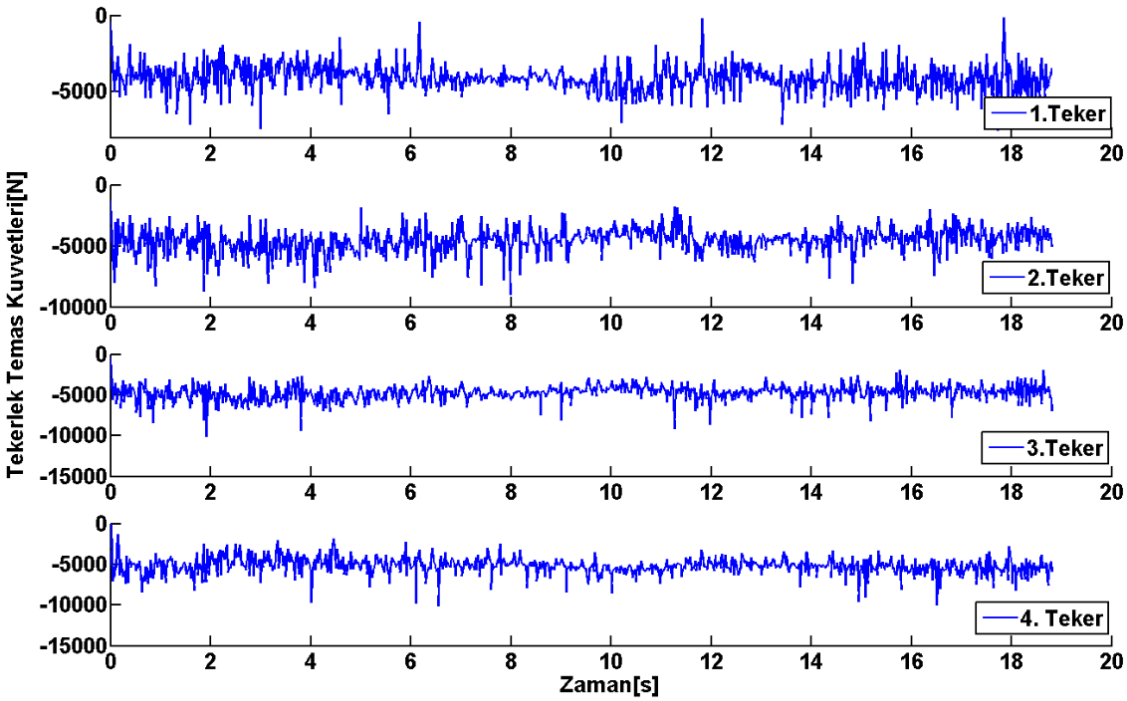
Araba sayısı, araba hızına ek olarak farklı yük ve farklı taşıma yükseklikleri dikkate alınarak oluşturulan 24 adet farklı katı model ve analiz için hazırlanmış diğer katı modeller, kren kirişlerini esnek olarak analiz edilebilmesi amacıyla, Adams programına aktarılmıştır. Daha önce belirtilen çalışma hızları tekerlek ve ray arasındaki sürtünme parametreleri ve yayın rijitlik katsayısı tanımlanması işlemleri SOLIDWORKS programında tanımlanmış olup ADAMS'a aktarıldığında tüm bu ayarlamalar ADAMS programına otomatik olarak aktarılmıştır.

Burada sadece ADAMS programında kirişlerin esnek olarak tariflenmesi yapılmıştır. Sekil 5. 5'te kirişlerin esnek olarak tanımlandığı görünüm sunulmuştur. Kirişlerin esnek olarak ayarlanmasında sonra analiz edilmesi işlemleri yapılarak bir arabalı durum için 4, iki araba için 8, üç araba içinde 12 adet tekerlekle ray arasında oluşan temas kuvvetleri belirlenmiştir.



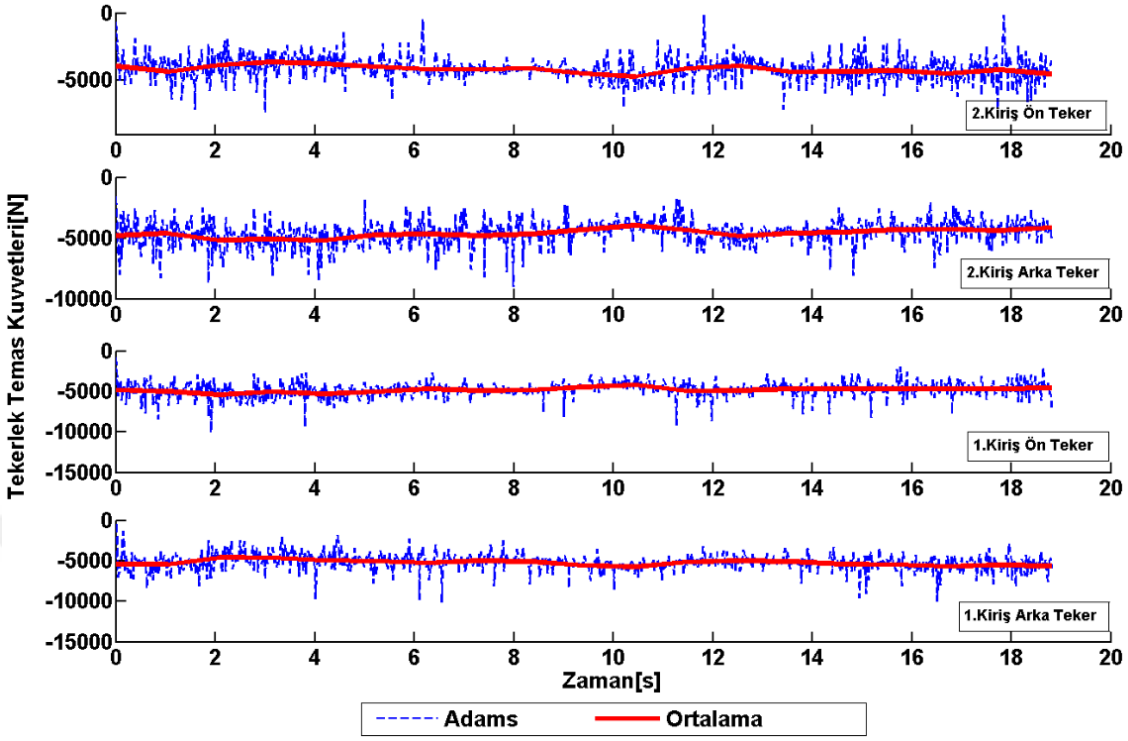
*Şekil 5.5.*Kren sisteminin ADAMS Modeli ve kirişlerin esnek modellenmesi

Kren sisteminin farklı şartlar altındaki tüm modelleri için analiz gerçekleştirilmesine karşın elde edilen kontak kuvvetlerinden sadece bir tanesinin sonuçları sunulmuştur. Örnek olarak yükün 1540kg olduğu araba hareket hızının 0.375m/s, halat uzunluğunu 2m, üzerinde 1 arabanın olması durumuna göre 4 tekerde meydana gelen temas kuvvetleri değişimi Şekil 5.6'da verilmiştir.



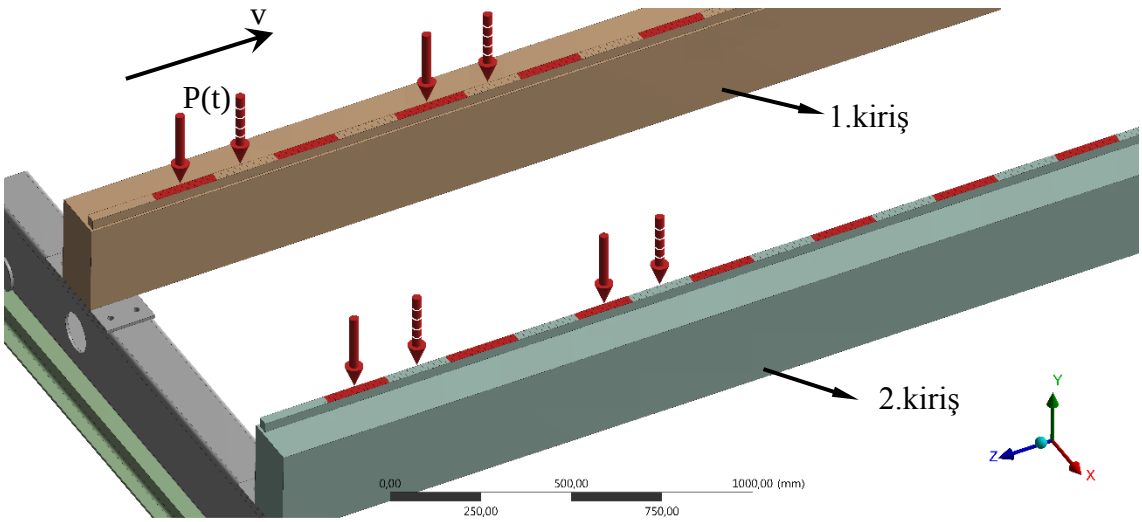
Şekil 5.6. Bir arabalı 1540kg yükün 0.375m/s hızla taşınması esnasında dört tekerde oluşan temas kuvvetleri

Temas kuvvetleri incelendiğinde her bir tekerde meydana gelen değişimin farklı değerlerde gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Ayrıca temas kuvvetlerinin içerisinde aşırı derecede dalgalanma olduğu anlaşılmaktadır. Bu durum esnek analiz gerçekleştirildiği için oluşmaktadır. Bu aşırı derecede dalgalanma, elde edilen sonuçlarda bazı hatalara neden olacağından dolayı bu aşırı artma veya düşüşler ortadan kaldırılmalıdır. Elde edilen bu veriler yaklaşık olarak 1 saniyede 30 veri olarak elde edilmiştir. Bu durumdaki bir yüklemede sonlu elamanlar analizinde çözüm süresini artıracaktır. Bu durumu ve aşırı değişimleri dengelemek amacıyla her bir saniye içerisindeki verilerin ortalaması alınmıştır ve bu elde edilen yeni ortalama değerler sonlu elemanlar analizinde kullanılmıştır. Tekerlek temas kuvvetlerinin ortalamasının alınmış hali Şekil 5.7'de görülmektedir.

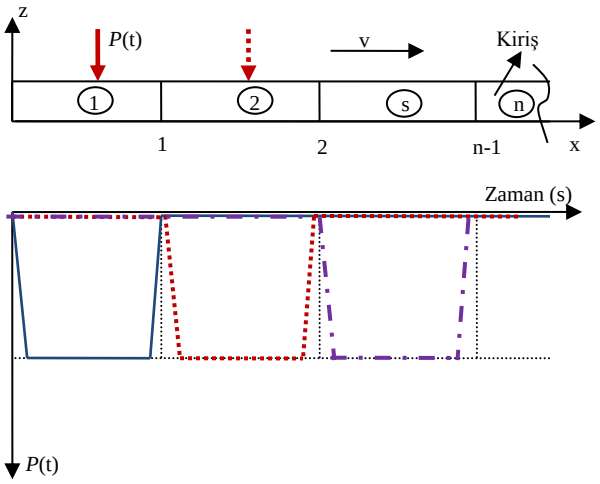


Şekil 5.7. Tekerlek temas kuvvetinin her bir saniye için ortalamasının değişimi

Krenin çalışması esnasında arabanın yapısal durumu yük ve yükün halatla bağlanması ve yükün hareketi esansında meydana gelen ortalama temas kuvvetleri aşağıdaki şekilde olduğu gibi her bir saniyede arabanın hızına göre 1 saniyede alması gereken yol kadar uzunluğa sahip alanlar üzerine uygulanmıştır. Kuvvetlerin hepsi Şekil 5.8'de görüldüğü gibi toplam kuvvet olarak uygulanmış ve bu kuvvet de sistem üzerinde sabit bir hızda hareket ettiği durum için kren sisteminin dinamik analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.8. Hareketli toplam yükün kren kirişleri üzerinde görünümü



Şekil 5.9. Tekerlek ve ray temas kuvvetinin kiriş üzerine zamana bağlı olarak uygulanması

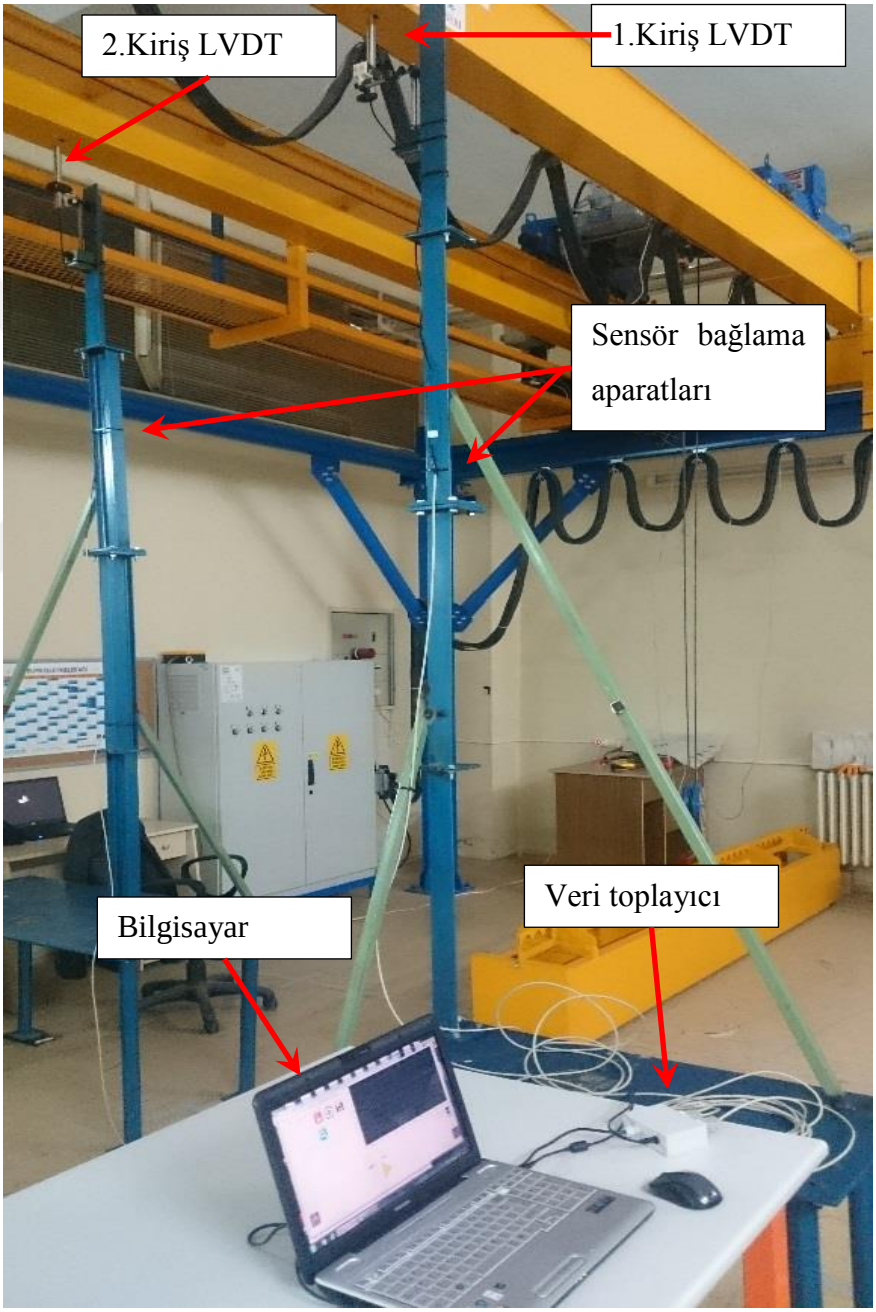
Hareketli yükün analizi yapılarak gerçekleştirilen bu çalışmanın temeli zamana bağımlı olarak dış yükün sonlu elamanlar modeline uygulanmasıdır. Örnek olarak bir tekerlek ve ray temas kuvvetinin uygulanması Şekil 5.9'dan görüldüğü gibi maksimum yük belirtilen ilk bölgede uygulanırken diğer bölgelerde sıfır olarak görülmektedir. Zamana göre diğer alana gelindiğinde bu sefer diğer bölgelerdeki kuvvet tanımı sıfır olarak görülmektedir. Araba sayısına göre oluşan tüm temas kuvvetlerinin tanımlaması bu şekilde gerçekleştirilmiştir.

Kren sistemleri genel olarak üzerinde bir arabalı olarak tasarlanmaktadır. Bu çalışmada ise üzerinde birden çok arabanın olduğu koşullarda aynı kiriş üzerinde meydana gelen dinamik etkilerin araştırılmasına yoğunlaşılmıştır. Bu nedenle kiriş üzerine bir ve birden çok arabalı olması durumuna göre analizler gerçekleştirilmiştir.

5.3. Deneysel Sehim Ölçümü

Kren sistemi üzerinde meydana gelen etkilerin belirlemesinde kren sistemi üzerindeki kiriş üzerinde meydana gelen sehim ölçümü sistemin dinamik etkilerini incelemek açısından önemli bir parametredir. Kren sistemi üzerinde oluşan sehim değişimini ölçmek teorik olarak önerilen çözüm yönteminin etkinliğini araştırmak amacıyla da önem arz etmektedir. Kren sistemi üzerinde farklı araba sayısı (1,2,3) farklı yükün taşınması(1540Kg,430kg), farklı araba çalışma hızları (0.375m/s, 0.225m/s) ve kaldırma yüksekliği (1m,2m) gibi farklı çalışma şartlarında meydana gelen etkileri ölçmek amacıyla deneysel sehim ölçme düzeneği oluşturulmuştur.

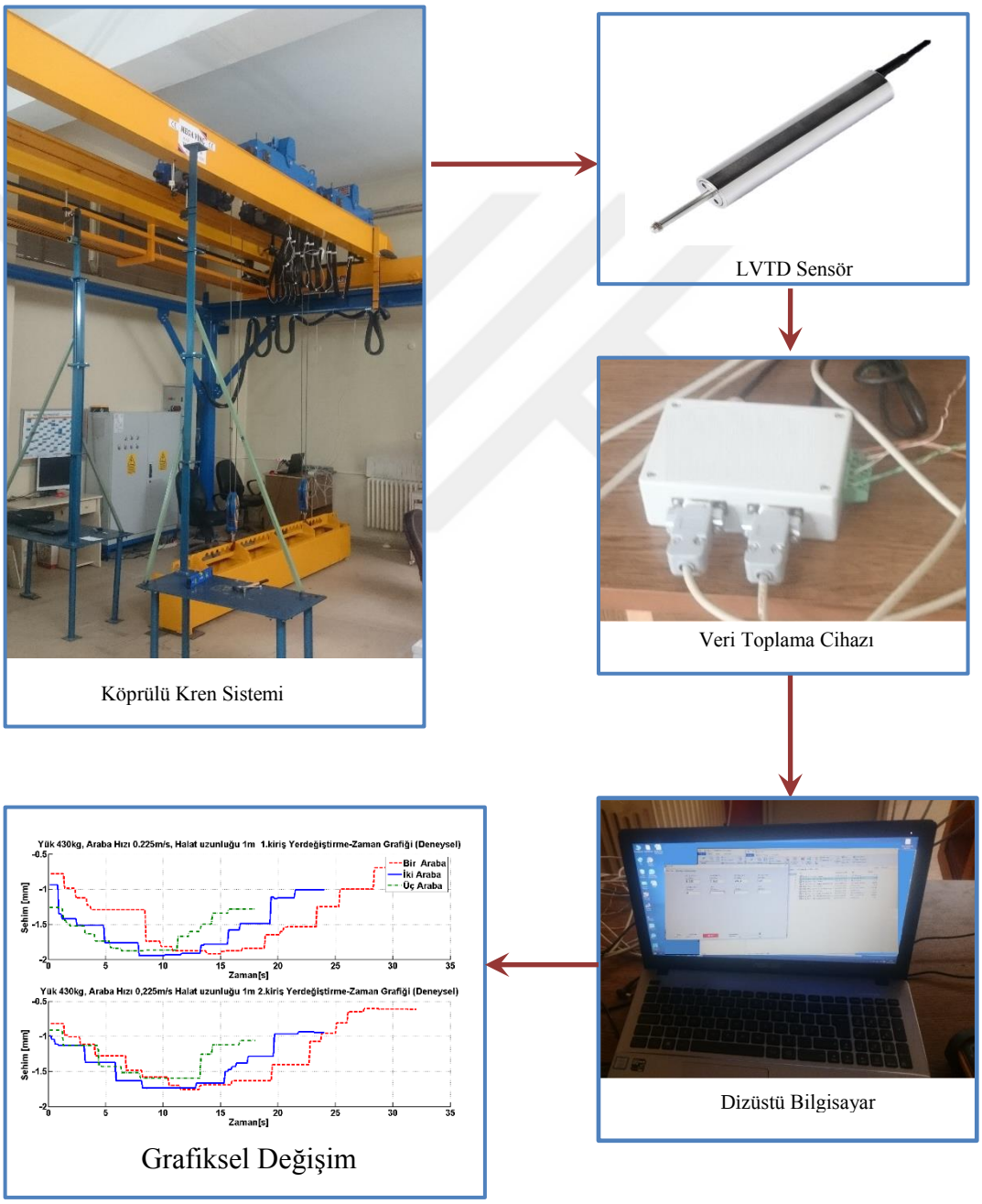
Şekil 5.10'da gösterilen deneysel düzenekte sehim ölçmek amacıyla LVDT sensör tercih edilmiştir. Kren sistemi tavanda olmasından dolayı kirişten bağımsız şekilde kiriş üzerine bağlantı yapılması gerektiğinden, LVDT sensörler; kirişin ortasına bağlamak amacıyla bağlantı aparatları hazırlanmış ve LVDT sensörun bağlantılarının nasıl olduğunu gösteren görünüm bu şekil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 5.10. Deneysel kren sistemi ve LVTD Sensörlerinin bağlantı görünümü

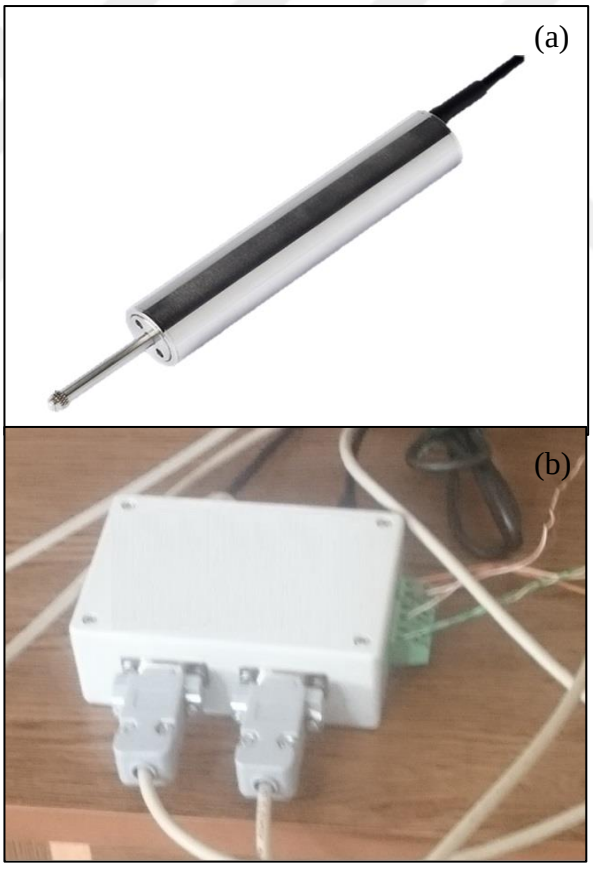
Sehim ölçümü için 2 adet LVTD sensor çift köprülü kren sistemi için kirişlerde meydana gelen değişimleri ölçmek amacıyla kullanılmıştır. Sensörlerden bir tanesi 1. kirişten diğeri ise 2. kirişten ölçüm yapabilecek şekilde bağlanmıştır. Veri toplama düzeneği ve bilgisayar da resim üzerinde gösterilmiştir.

Şekil 5.9 ile gösterilen deneysel kren sistemi üzerinden sehim ölçmek için kullanılan düzeneğin akış diyagramı Şekil 5.11' de verilmiştir.



Şekil 5.11. Deneysel sehim ölçüm sisteminin blok diyagramı.

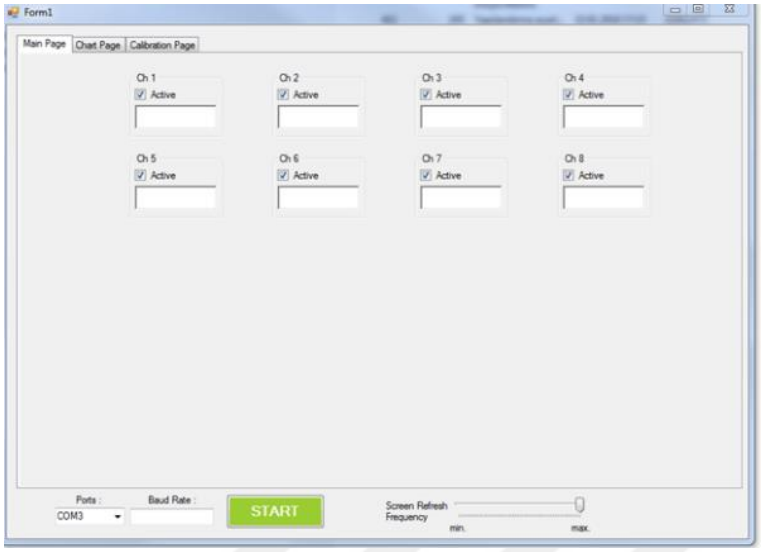
Deneysel sistem üzerinden ölçümler sayısal analizde kullanılan aynı hız, halat uzunluğu, yük ve çalışma süreleri için gerçekleştirilmiştir. Deneysel sistemde kullanılan Doğrusal değişken diferansiyel sensörler (LVDT)[81] güç türbinleri, hidrolik, otomasyon, uçak uydular, nükleer reaktörler gibi uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu transdüserler düşük histerezis ve mükemmel tekrarlanabilirliğe sahip, DC ile çalışan hava geçirmeyecek şekilde kaplanmış 304 paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Bilgisayar tabanlı veri işlemciler (standart) veya PLC'ler ile rahatlıkla kullanılabilmektedir. Sensör tek yönde 0-25 mm arasında ölçüm yapılabilmektedir. Sensör üzerinden verilerin alınması işleminde 20ms bir veri alınabilmektedir. Yapılan yazılımla bu süre istenildiği gibi değiştirilebilmektedir. Sehim ölçümü için kullanılan sensör ve veri toplama ünitesinin görünümü Şekil 5.12' de verilmiştir.



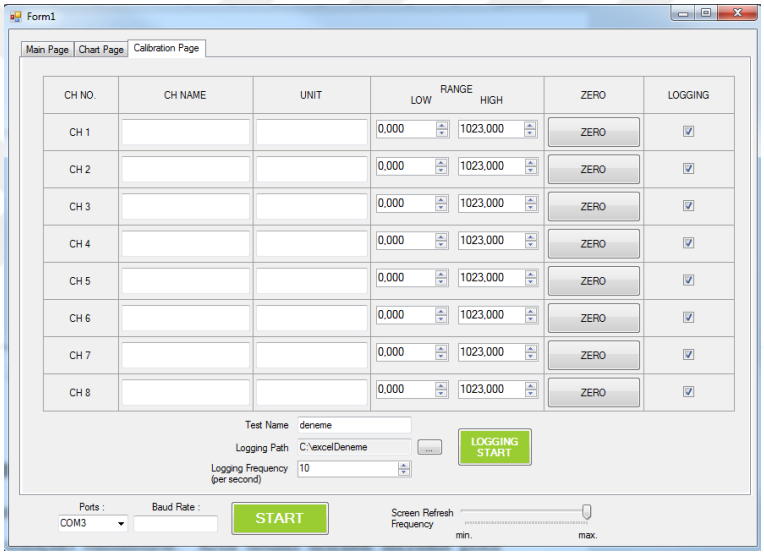
Şekil 5.12. Sehim ölçme ekipmanları (a) LVDT sensör (b) Veri toplama ünitesi

Burada veri toplama kartı ve verilerin kaydedilmesi için yazılım yapılmış ve verilerin alınması işlemi gerçekleştirilmiştir. Yapılan yazılım sayesinde kren sisteminden alınan veriler anlık olarak bilgisayar ekranından takip edilebilmektedir. Veri alınması ve verinin kaydedilmesi amacıyla gerçekleştirilen yazılım ara yüzlerin görüntüsü Şekil 5.13 ile verilmiştir.

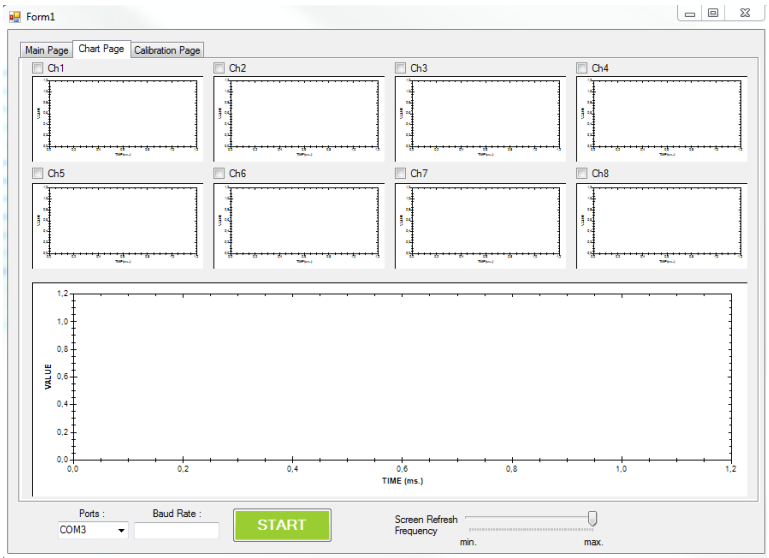
a)



b)



c)



Şekil 5.13. LVDT sensor yazılım ara yüz görüntüleri a) sensörlerin yazılım bağlantılarının yapıldığı ara yüz b) sensörlerin kalibrasyon yapıldığı ve kaydetme ayarlarının yapıldığı ara yüz c) verilerin anlık olarak değişimini gösteren ara yüz

5.4 Sayısal Analiz ve Deneysel Sonuçlar

Bu bölümde kren sitemi üzerinde kirişlerde meydana gelen çökmelerin hem deneysel hem de sayısal analiz sonuçları sunulmuştur. Kren sistemi üzerinde meydana gelen değişimleri hesaplayabilmek amacıyla farklı analiz programları ile kren sistemin sadece toplu yük olarak değil tüm geometrik yapısından kaynaklanan atalet etkileri yükün salınımdan kaynaklanan etkiler ve kirişin çalışma frekansları altında modal davranışlarının da dikkate alındığı karma bir analiz yöntemi uygulanmış ve önerilen bu analiz yönteminin etkinliğini ortaya koymak amacıyla tasarım ve analizi yapılan aynı kren siteminin imalatı ve kurulumu gerçekleştirilerek deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Hem deneysel hem benzetim çalışmalarında üzerinde çok arabalı kren sitemlerinin kullanılması ile dinamik etkilerin nasıl değiştiğini aynı zamanda özellikle ağır yüklerin taşınmasında bir arabalı duruma göre hızlı çalışma şartlarında çok arabalı kren sitemlerinin kullanılabilirliği araştırılmıştır. Çok arabalı bir kren sistemi üzerinden kirişler üzerinde meydana gelen etkileri ölçmek amacıyla LVDT Sensörler kullanılmıştır. Her iki yöntemden elde edilen sonuçlar karşılaştırma yapabilmek amacıyla aşağıdaki şekillerde grafikler halinde sunulmuştur.

Hem deneysel hem de deneysel analizler gerçekleştirilirken kren üzerinde araba ve yükün beraber hareket ettiği durumda kren dinamiğine etki edecek aynı parametreler altında çalışmalar yapılmıştır. Kren sistemi üzerinde 1.kiriş ve 2. kirişte meydana gelen etkileri incelemek amacıyla farklı yük, halat yüksekliği, araba sayısı ve araba çalışma hızları altında çalışmalar yapılmıştır. Kren sistemi üzerinde deneysel ve sayısal analizlerde çalışma şartlarını ve parametreleri Tablo 5.3'te verilmiştir.

Tablo 5.3.Kiriş sehim analizi çalışma şartları ve incelenen parametreler

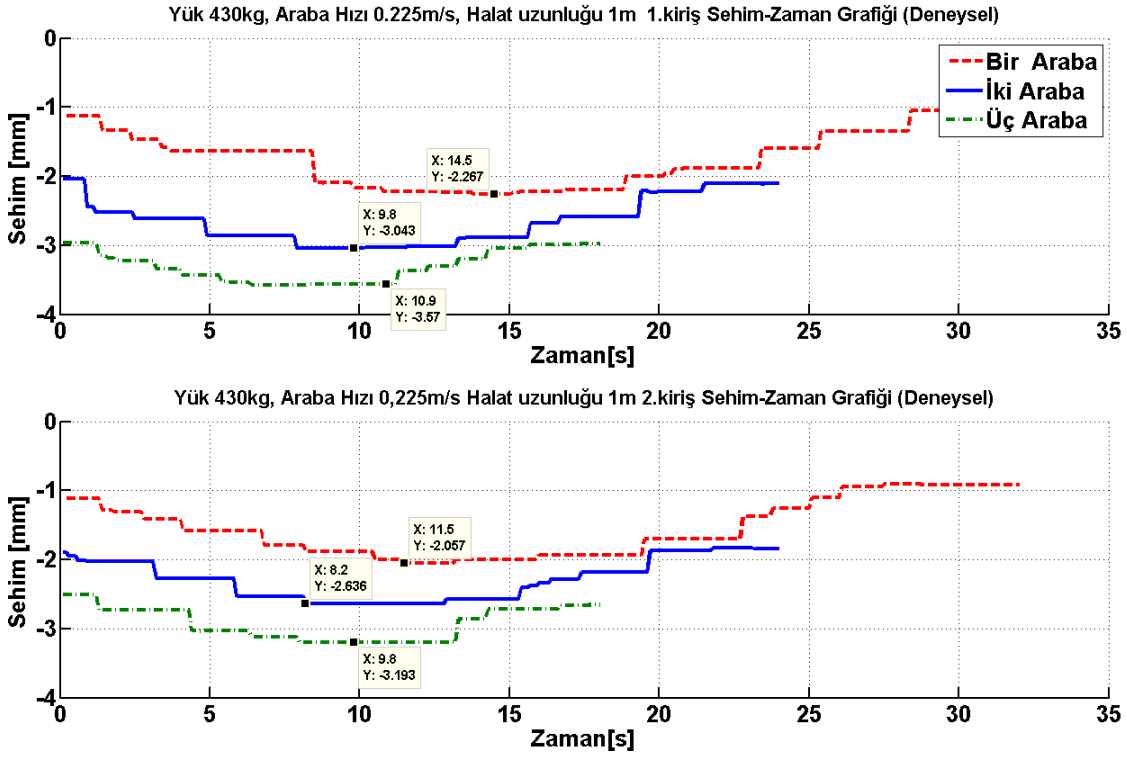
Kiriş Sehim Analizi Çalışma Şartları																								
Araba sayısı	1 araba								2 araba								3 araba							
Yük (kg)	430				1540				430				1540				430				1540			
Araba hızı (m/s)	0.225		0.375		0.225		0.375		0.225		0.375		0.225		0.375		0.225		0.375		0.225		0.375	
Halat Uzun. (m)	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2

Kren sisteminde yukarıda verilen çalışma şartları altında meydana gelen parametrelerin etkilerini gözlemlemek amacıyla 24 farklı deney ve 24 farklı model oluşturularak sayısal analiz gerçekleştirilmiş ve önerilen sayısal analiz yönteminin performanslarını karşılaştırabilmek amacıyla elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekillerde grafikler halinde sunulmuştur.

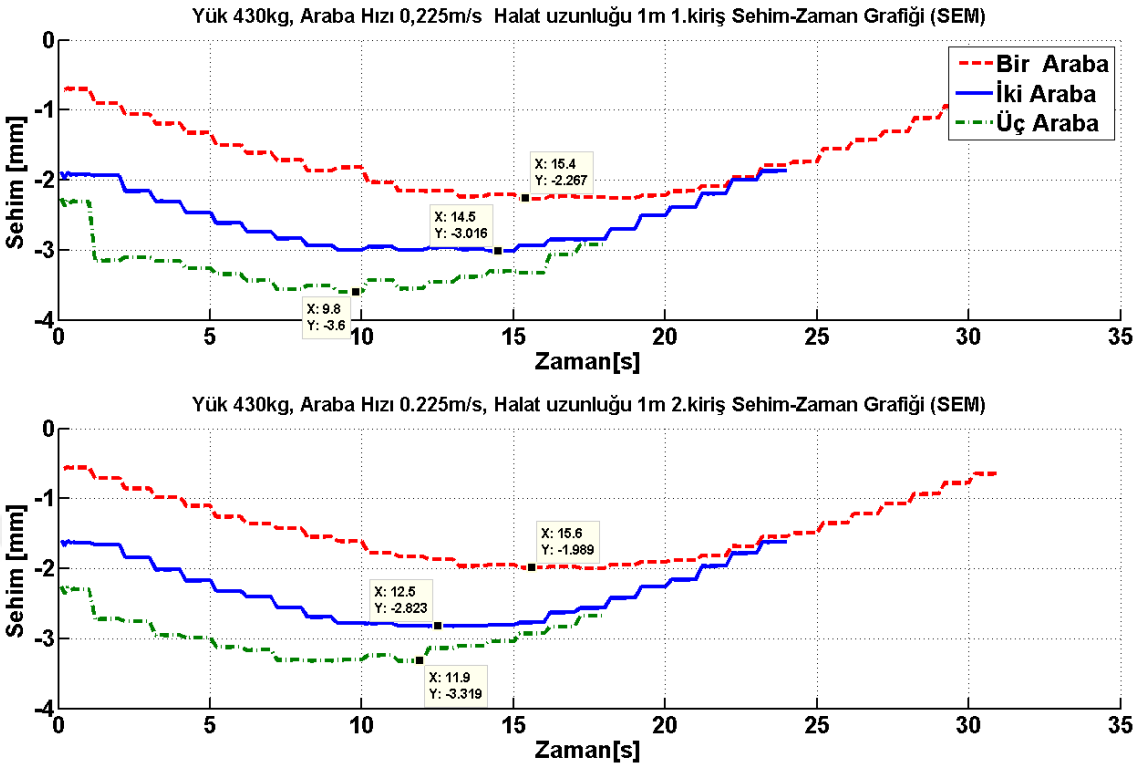
5.4.1. Araba Sayısının Kren Dinamiğine Etkisi

Kren sistemleri üzerinde farklı araba sayısı ile aynı yüklerin taşındığında kirişlerde meydana gelen dinamik etkileri incelemek amacıyla aynı yük, çalışma hızı ve halat uzunluğu altında hem deneysel hem de sayısal çalışmalar yapılmıştır. Karşılaştırma açısından hem deneysel hem sayısal analiz sonuçları beraber sunulmuştur. Ayrıca kren siteminde kirişlerde meydana gelen dinamik etkilerin belirtilen şartlarda etkilerini gözlemlemek amacıyla iki kirişte meydana gelen etkiler beraber sunulmuştur.

Kren sisteminde taşınan yükün 430kg olduğu ve araba hızının 0.225m/s ve halat uzunluğunun 1m olduğu durumda kren kirişlerinde meydana gelen sehim değişim Şekil 5.14' te sayısal çözüm ile elde edilen sonuçlar ise Şekil 5.15' te verilmiştir.



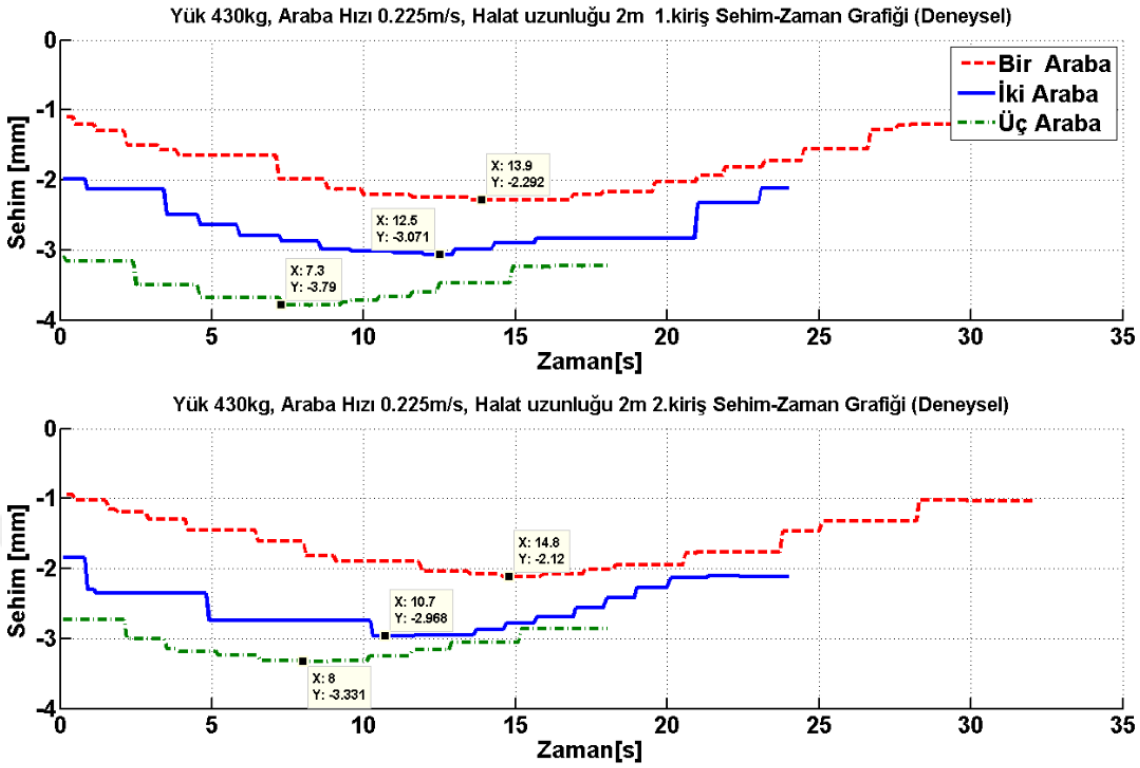
Şekil 5.14. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydan gelen sehim değişimi (Deneysel)



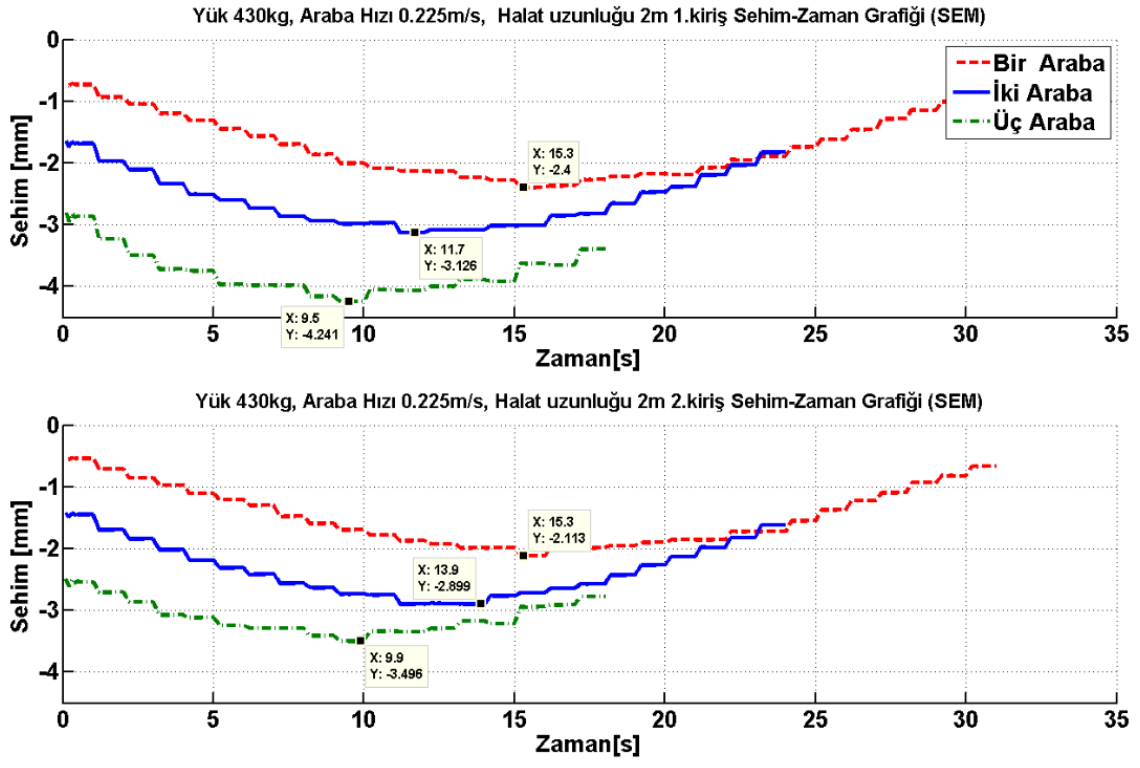
Şekil 5.15.Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydan gelen sehim değişimi (Nümerik).

Hem deneysel hem nümerik sonuçlar incelendiğinde birbirine benzer sonuçların çıktığı görülmektedir. Bir, iki ve üç arabalı durumda maksimum çökme hem deneysel hem nümerik çözümde aynı değerlerde oluştuğu ve sehim karakteristiklerinin de aynı olduğu görülmektedir. Kirişler açısından değerlendirildiğinde aynı yükün taşınması esnasında bir ve iki arabalı durumda 1. kirişte meydana gelen maksimum şekil değişimi bir araba için 2.3 mm iki araba için 3mm dolaylarında gerçekleşirken 2. kirişte meydana gelen şekil değişimi 2 mm ile2.8mm civarında gerçekleşmiştir. Üç arabada ise 1. kirişteki maksimum şekil değiştirme 3.5mm civarında iken 2. kirişte 3.3mm civarlarında oluşmuştur.

Kren sisteminde taşınan yükün 430kg olduğu ve araba hızının 0.225m/s ve halat uzunluğunun 1m den 2 m ye çıkarıldığı durumda kren kirişlerinde meydana gelen sehim değişimi Şekil 5.16'te sayısal çözüm ile elde edilen sonuçlar ise Şekil 5.17' de verilmiştir. Aynı şartlarda halat uzunluğunun artışı bir arabalı durumda benzer değişim her iki kirişte görülürken iki ve üç arabalı durum için birinci kiriş değişimi yakın değerde görülürken ikinci kirişte belirgin bir artış görülmektedir. Sayısal analiz sonuçları incelendiğinde maksimum değerlerde benzer sonuçlara ulaşıldığı sayısal analiz sonucunun karakteristik olarak aynı fakat değerlerinin 0.1 mm artış gösterdiği görülmektedir.

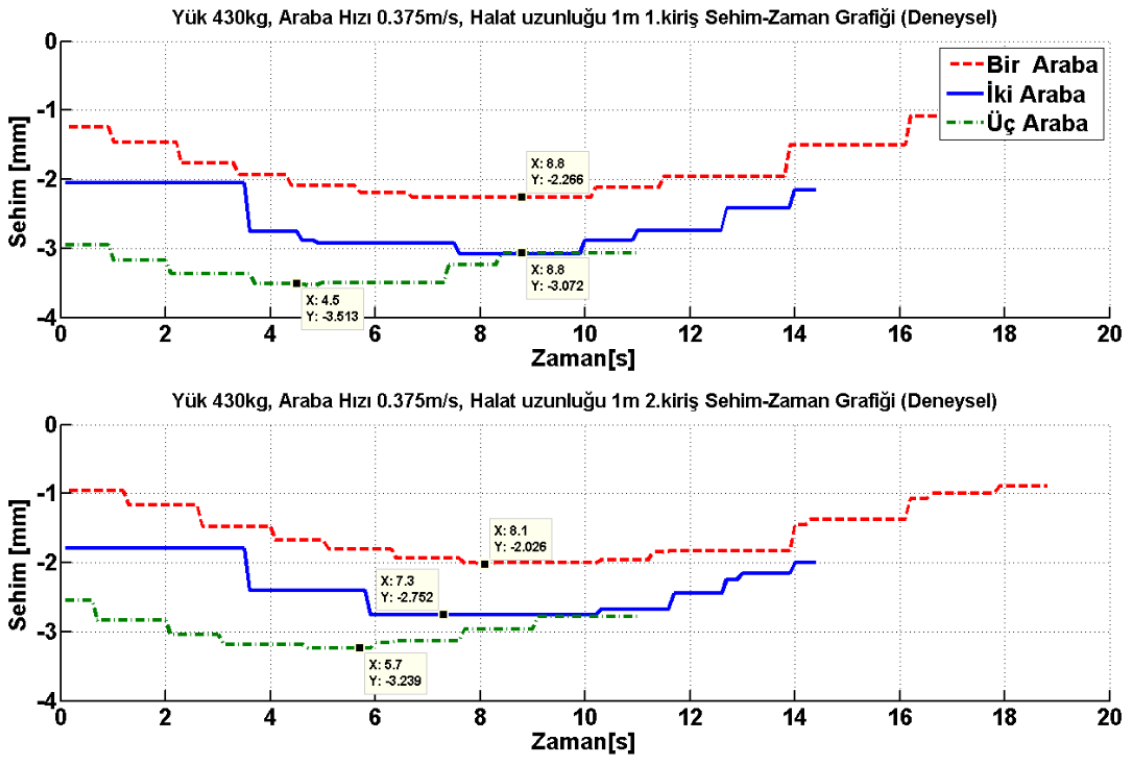


Şekil 5.16. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel)

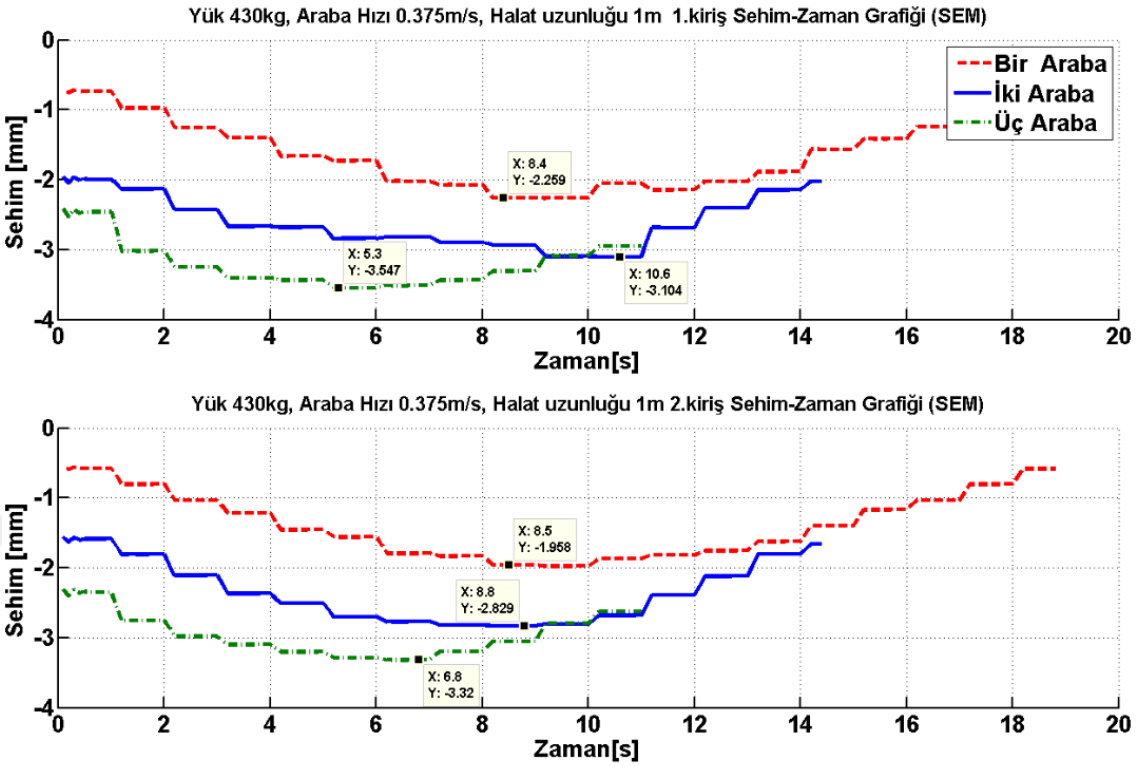


Şekil 5.17. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik).

Araba hızının 0.375m/s çıkarılmasıyla yükün 430kg ve halat uzunluğu 1m olduğu durum için deneysel olarak kirişin orta noktasında meydana gelen şekil değişimi Şekil 5.18'te sayısal analizlerden elde edilen şekil değişimi Şekil 5.19'da verilmiştir. Hızın 0.225 m/s olduğu şartları ile karşılaştırıldığında bir araba durumunda birinci ve ikinci kirişte meydana gelen maksimum sehimler hemen hemen aynı değerlerde olduğu görülmektedir. İki arabalı durumda ise birinci kirişte aynı değerde gerçekleşirken ikinci kirişte bir artış olduğu anlaşılmaktadır. Üç arabalı durumda ise benzer sehim değerlerimden biraz artış gösterdiği anlaşılmaktadır. Sayısal analizlerde de benzer sonuçlara ulaşıldığı görülmektedir. Deneysel ve sayısal analiz açından değerlendirildiğinde maksimum sehim miktarlarında benzerlik görülmektedir. Aynı zamanda araba sayılarına bakıldığımda benzer sehimler gözlemlenirken sadece sehim karakteristiklerinde biraz farklılık vardır. Araba hızını aratış göstermesi kirişlerinde hıza göre farklı davranışlar ortaya çıktığı görülmektedir. Hızın araması ile özellikle 2 arabalı sistemler için 2. kirişte diğerlerine göre belirgin bir artış olduğu anlaşılmaktadır. Sonuçlar değerlendirildiğinde araba hızının 1 arabalı sistemler için düşük yüklerde pek etkilemediği ama araba sayısının artması ile değiştiği söylenebilir.

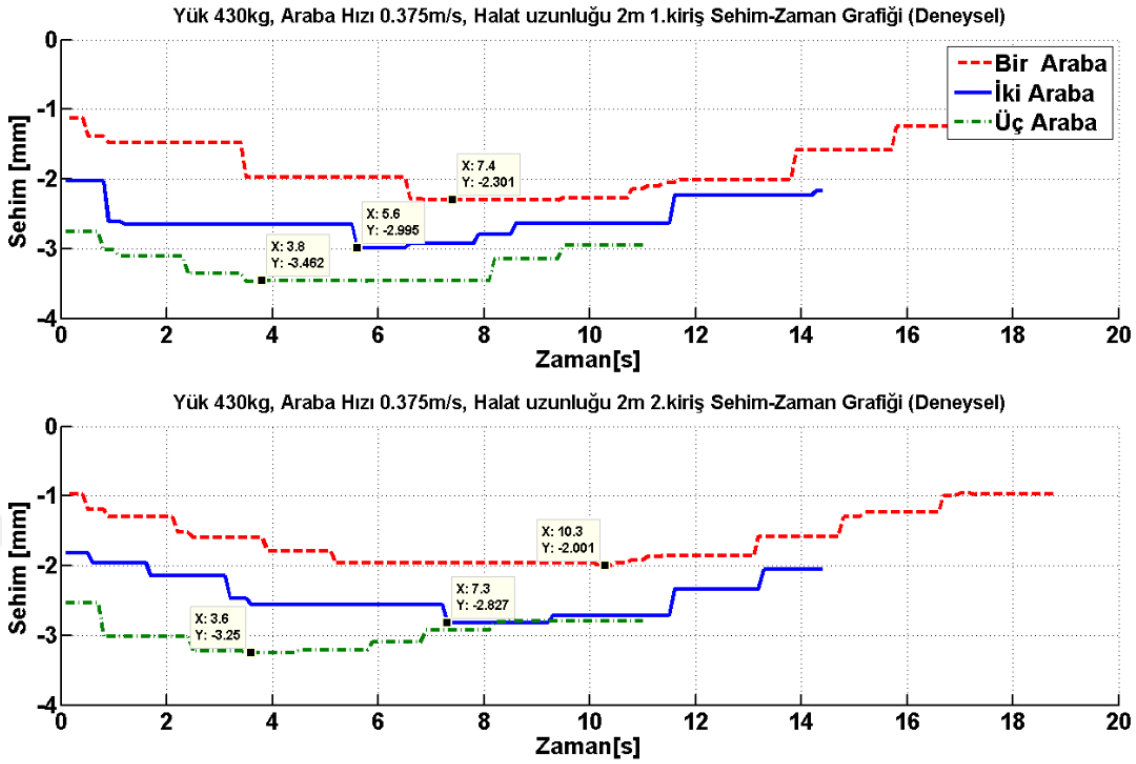


Şekil 5.18. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel).

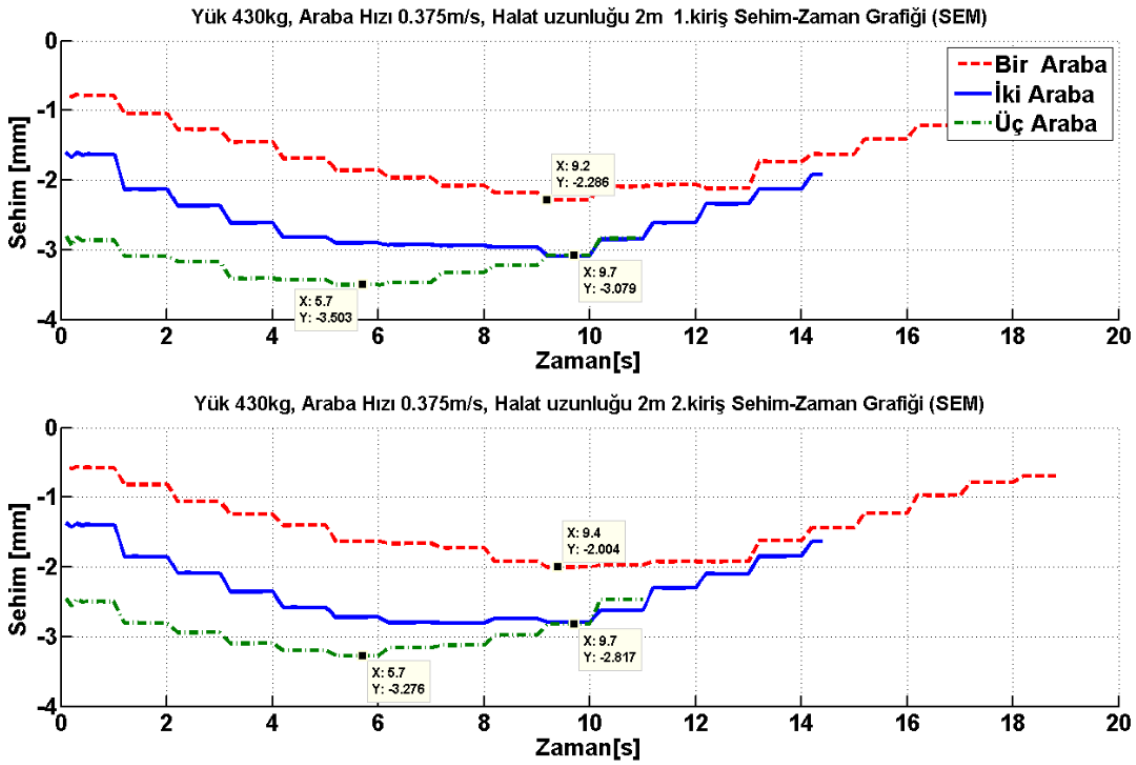


Şekil 5.19. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik).

Yükün 430kg ve araba hızının 0.375m/s olarak değişmediği ama halat uzunluğu 2m'ye çıkarıldığında deneysel sehim değişimi Şekil 5.20'de verilmiştir. Aynı şartlar altında elde edilen sayısal analiz sonuçları ise Şekil 5.21'de verilmiştir. Halat uzunluğunun artmasıyla bir arabalı durum için maksimum sehim değerleri hemen hemen aynı değerlerde gerçekleştiği görülmektedir. Birinci kirişte sehim azda olsa artarken ikinci kirişte azalma gözlemlenmektedir. Aynı durum iki ve üç arabalı sistem içinde benzerlik göstermektedir. Fakat iki arabalı durum için 2. kiriş sehim değişiminin 0.1 mm arttığı görülmektedir. Halat uzunluğunun 2m olduğu ama hızın artığı durum için karşılaştırıldığında bir araba için 1.kiriş değerlerinin pek değişmediği söylenebilir iki ve üç araba içinse hızın artmasıyla sehimde bir azalmanın gerçekleştiği grafiklerden anlaşılmakladır. Özellikle üç arabalı durumda ise her iki kirişte azalmanın daha fazla olduğu görülmektedir. Sayısal analizle deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde sayısal analizlerdeki maksimum sehim miktarlarına yakın değerlerde bir değişim gerçekleştiği görülmektedir. Sehim değişim karakteristikleri karşılaştırıldığında benzer sehim değişimleri gözlenmekle beraber sayısal analizlerdeki sehim değişimleri deneysel sonuçlara göre kademeli bir şekilde olduğu görülmektedir.

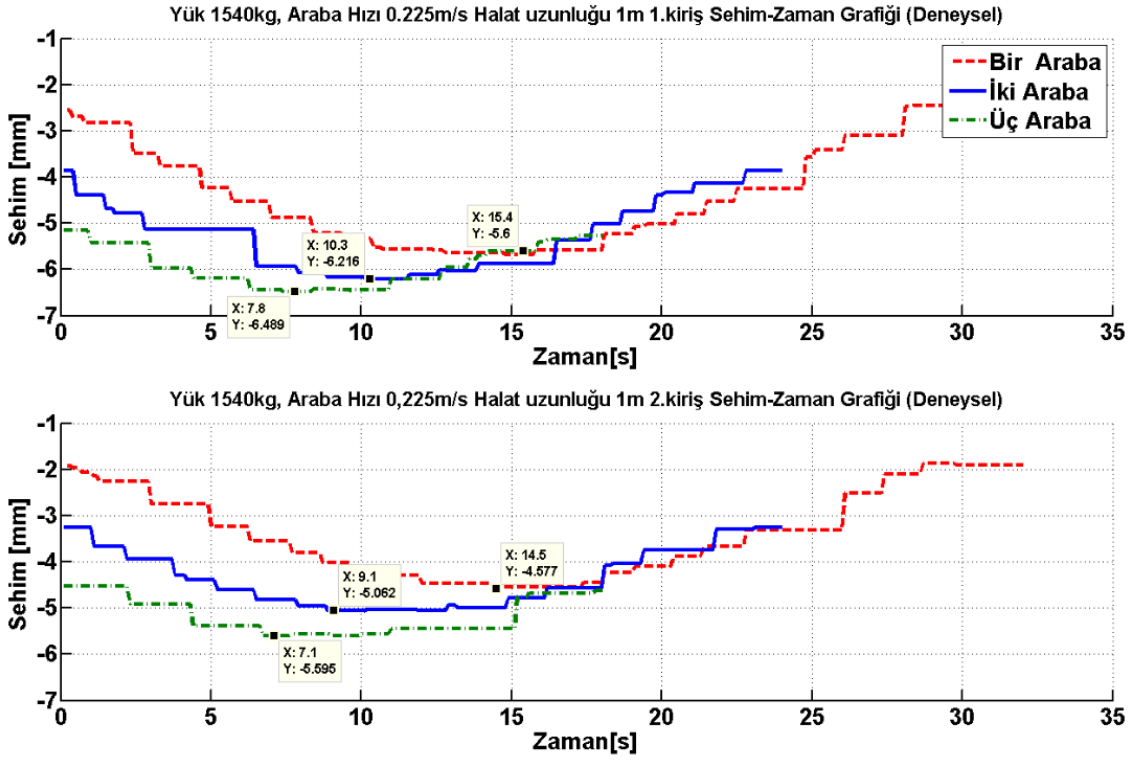


Şekil 5.20 .Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel).

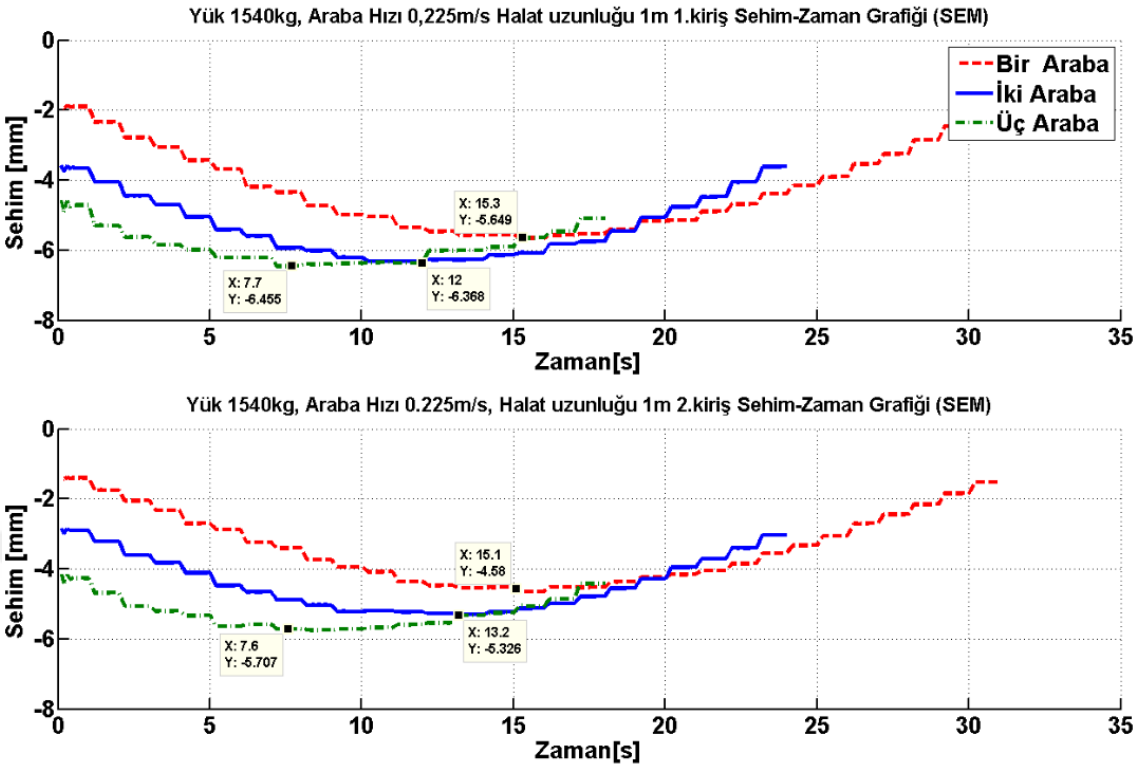


*Şekil 5.21.*Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik).

Kren sisteminde taşınan yükün 1540kg çıkarıldığında kren kirişleri üzerinde meydana gelen etkileri incelemek amacıyla çalışmalar gerçekleştirilmiştir. 430kg için dikkate alınan çalışma hızları ve halat uzunlukları 1540kg yükün taşınması durumu içinde dikkate alınmıştır. Kren siteminde yükün 1540kg olduğu ve çalışma hızının 0.225m/s ve halat uzunluğu 1m olduğu durumda deneysel olarak elde edilen üzerinde farklı araba sayılarına göre sehim değişimi Şekil 5.22'de sayısal analiz yöntemiyle elde edilen değişim Şekil 5.23'te verilmiştir. Yükün artması ile meydana gelen sehim değişişimi artmış ve kirişlerde görülen sehim değerlerindeki farklılık daha da belirginleşmiştir. 1. kirişte meydana gelen maksimum sehimler 5.5mm-6.5mm civarlarında görülürken ikinci kirişte 4.5mm-5.6mm civarlarında gerçekleşmiştir. Sayısal analiz sonuçları değerlendirildiğinde deneysel sonuçlara göre benzer şekil değişimi olduğu maksimum gerçekleşen sehimler açısından değerlendirildiğinde bir miktar artış gerçekleştiği görülmektedir. Araba sayısına göre değerlendirildiğinde deneysel olarak elde edilen davranışa büyük oranda yaklaşan karakteristikte olduğu ve deneysel elde edilen sonuçlara yaklaşıldığı görülmektedir.

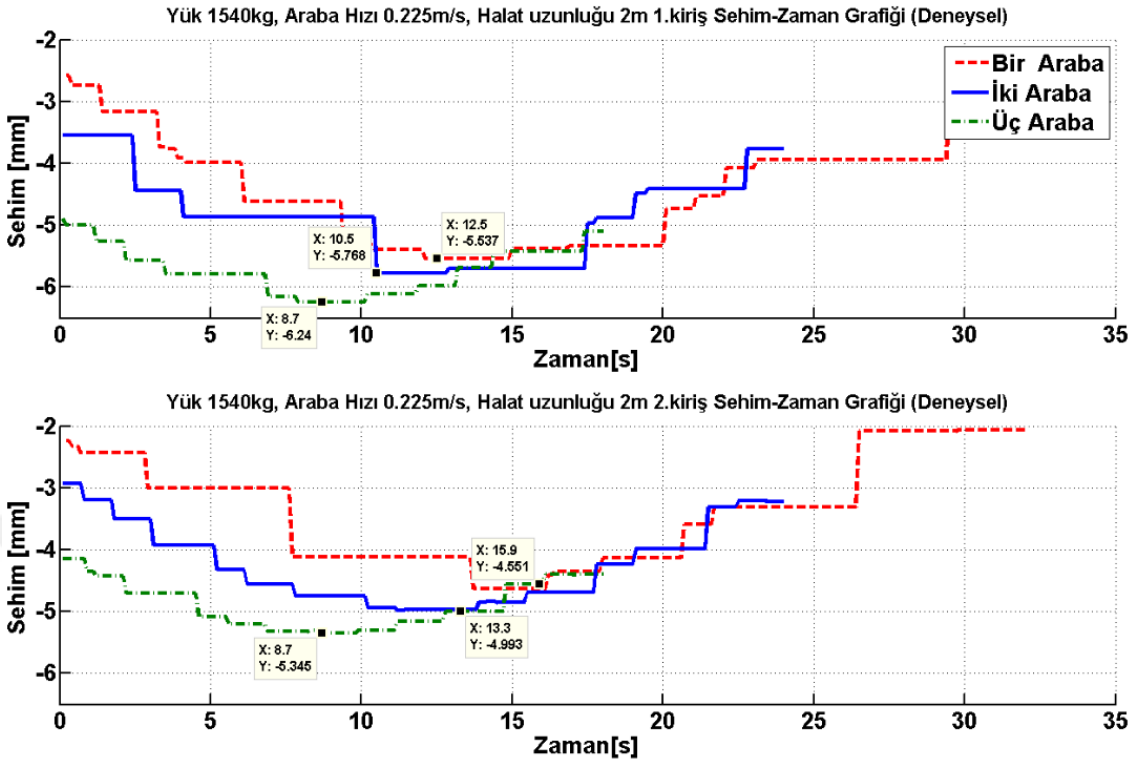


*Şekil 5.22.*Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel).

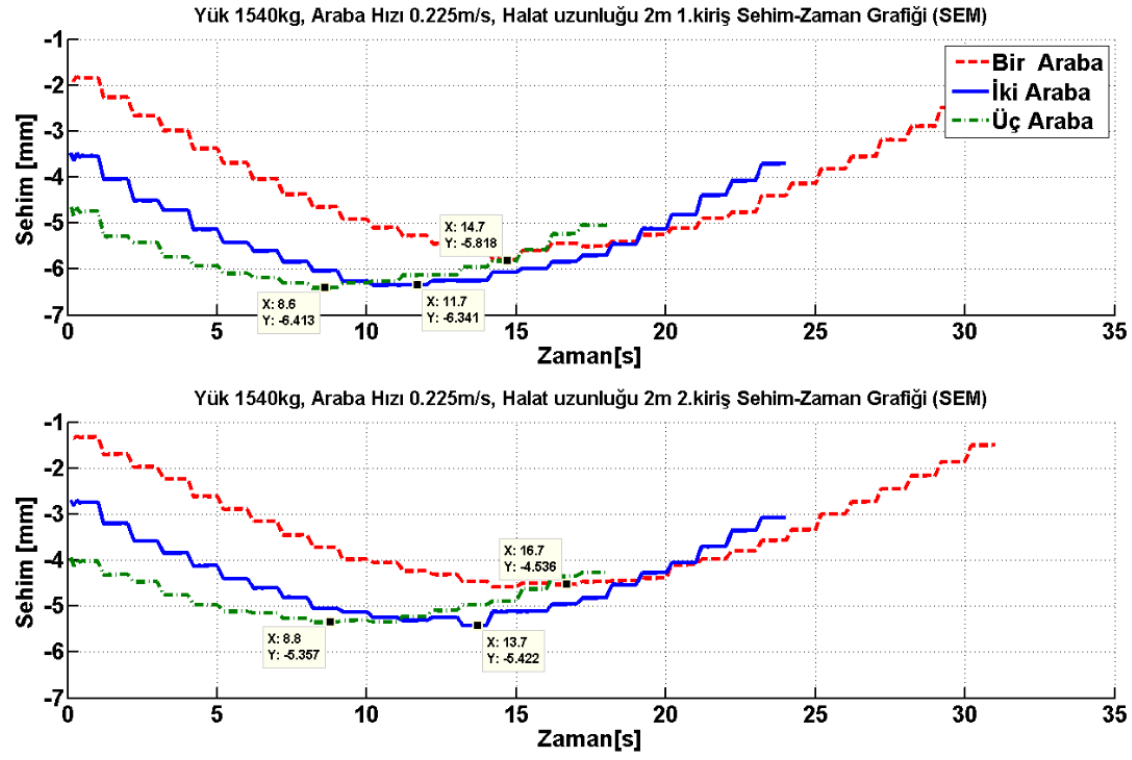


*Şekil 5.23.*Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik).

Araba hızının ve taşınan yükün değişmediği aynı şartlarda halat yüksekliğinin 2m olduğu durum için zamanla kirişin orta noktasında meydana gelen deneysel sehim değişimi Şekil 5.24'te nümerik elde dilen sonuçlar ise Şekil 5.25'te sunulmuştur. Halat uzunluğunun artması ile 1. kirişte tüm araba durumları içinde belirgin oranda sehim miktarında azalma gerçekleşmiştir (1.kiriş 1 arabada maksimum sehim-5.6'den-5. 537'ye, 1.kiriş 2 arabada -6.216mm'den-5.768mm'ye, 1 kiriş 3 arabada-6.489mm'den-6.24mm'ye düşmüştür). 2.kirişte ise 1m'lik duruma göre iki ve üç araba durumu için azalma görülürken bir arabalı durum için sehim azalmasına karşın değişim az olduğundan 2 kirişin etkilenmediği söylenebilir. Maksimum şekil değişimi 1m'lik halat uzunluğunda her iki kirişte de üç arabalı çalışma şartlarında gerçekleştiği 2m'lik halat uzunluğunda ise kirişlerde üç arabalı durumun azalma gösterdiği ve bir ve iki arabaya göre daha fazla azalma olduğu anlaşılmaktadır. İkinci kirişte ise bir ve iki arabanın maksimum sehim değerlerinin yaklaşık olarak aynı geldiği görülmektedir. Aynı şekilde sayısal analiz sonuçları incelendiğinde deneysel sonuçlara yakın karakteristik özelikleri yakaladığı ve maksimum sehim değerlerinde ise birbirine çok yakın sonuçların elde edildiği anlaşılmaktadır. Maksimum şekil değiştirmelerin deneysel ve sayısal analizlerde 1. kiriş için 5.5-6.3mm arasında 2. kiriş içinde 4.5mm-5.4mm arasında gerçekleştiği anlaşılmaktadır.

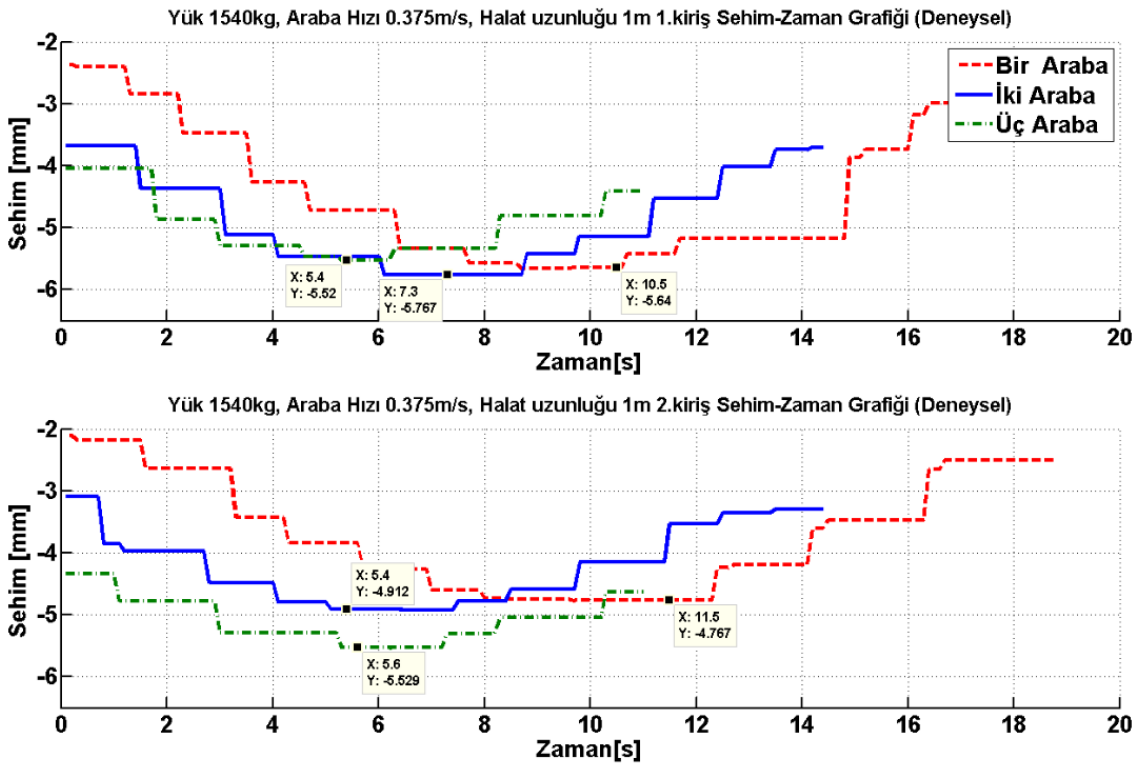


*Şekil 5.24.*Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel).

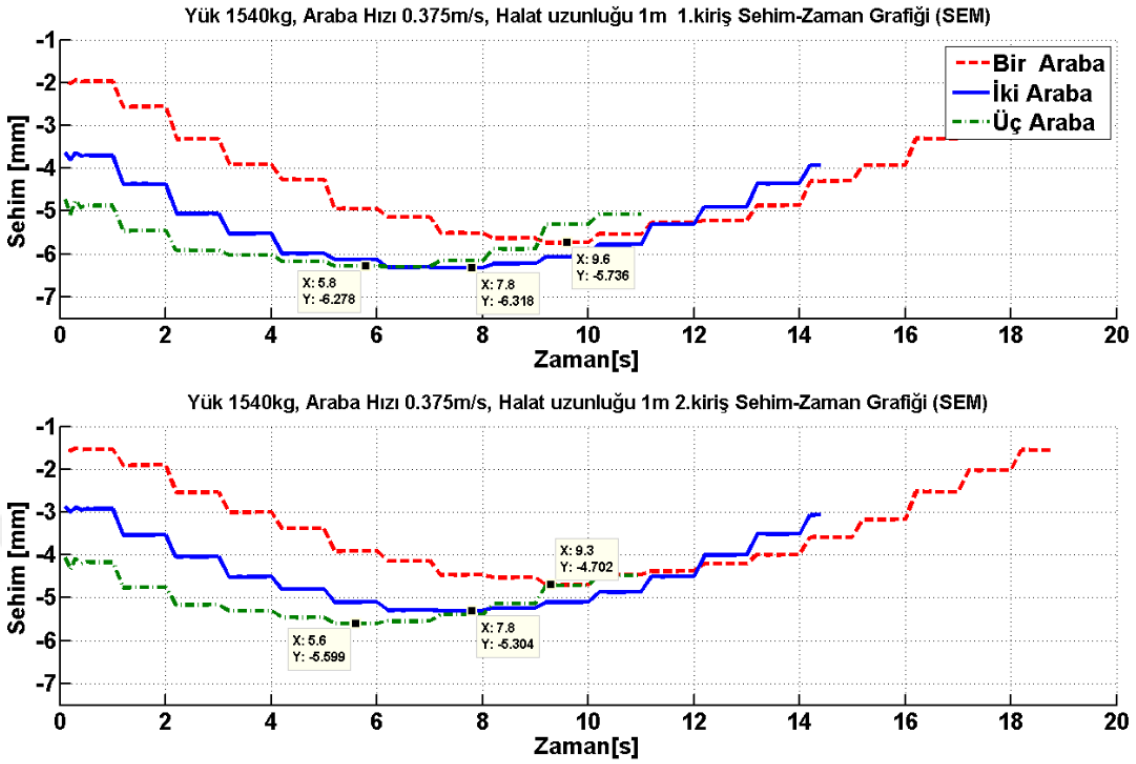


*Şekil 5.25.*Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik)

Yükün 1540kg olarak sabit tutulduğu ve halat boyunun 1m olduğunda araba hızının artırılmasıyla meydana gelen deneysel ve nümerik analiz sonuçları sırasıyla Şekil 5.26 ve Şekil 5.27'de verilmiştir. Araba hızının artmasıyla birinci ve ikinci kirişte meydana gelen sehim değişimlerinin iki ve üç araba sayısına kıyasla bir düşüşün gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Aynı şekilde bir arabalı durumda maksimum sehim değişiminin birinci kirişte değişmediği ikinci kirişte bir artış söz konusudur. Sehim karakteristiği açısından incelendiğinde hızın düşük olduğu durumdakine göre benzer özelliklerde gerçekleştiği görülmektedir. Aynı şekilde her iki hız durumunda her iki kirişte de üç arabalı durumda en fazla dinamik etkinin gerçekleştiği söylenebilir. Sayısal analizlerle deneysel sonuçlar incelendiğinde araba durumlarında meydana gelen sehim aynı karakterlerde gerçekleştiği görülmektedir. 2 kirişte deneysel elde edilen sonuçlarla sayısala analizde elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında maksimum sehim değişimleri birbirine yakın değerde olduğu görülmektedir. 1.kiriešte ise deneysel elde edilen sonuçlara göre sayısal analiz sonuçlarında bir miktar artış olduğu görülmektedir. Genel olarak değerlendirildiğinde ise sayısal analiz sonuçlarının deneysel olarak elde edilen sonuçlara yakın değerlerde dinamik davranışı gösterdiği ve deneysel sonuçları takip ettiği söylenebilir.

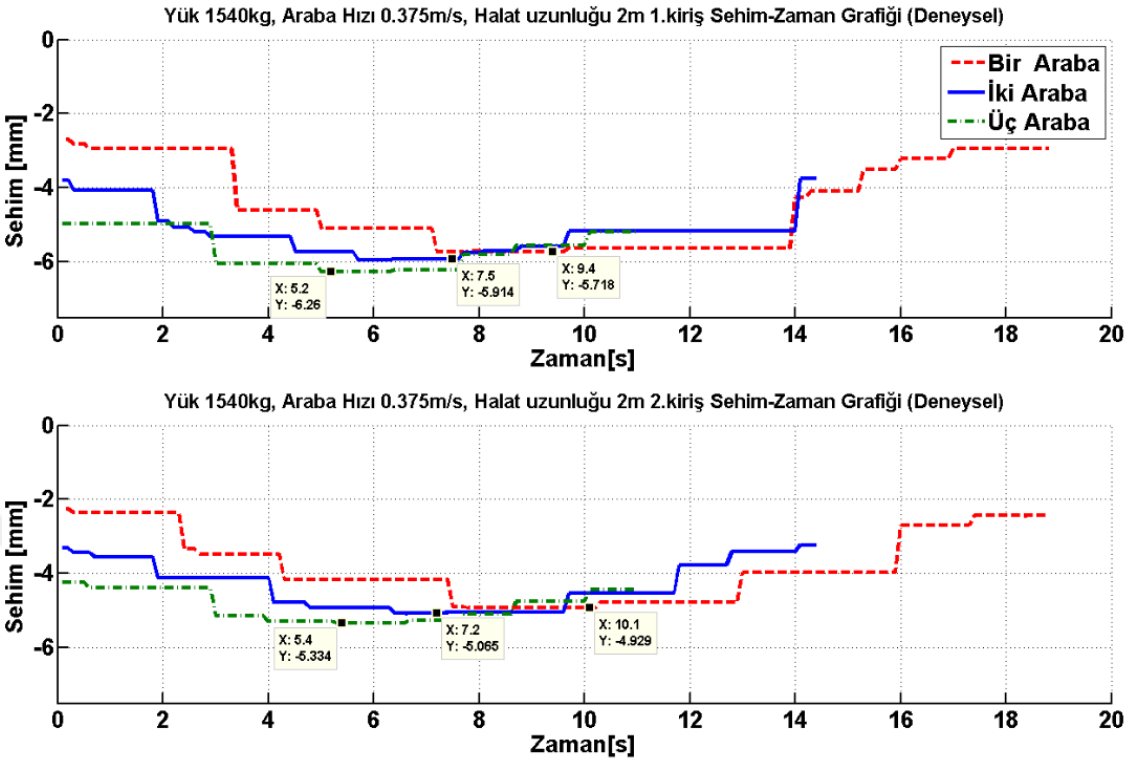


*Şekil 5.26.*Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel).

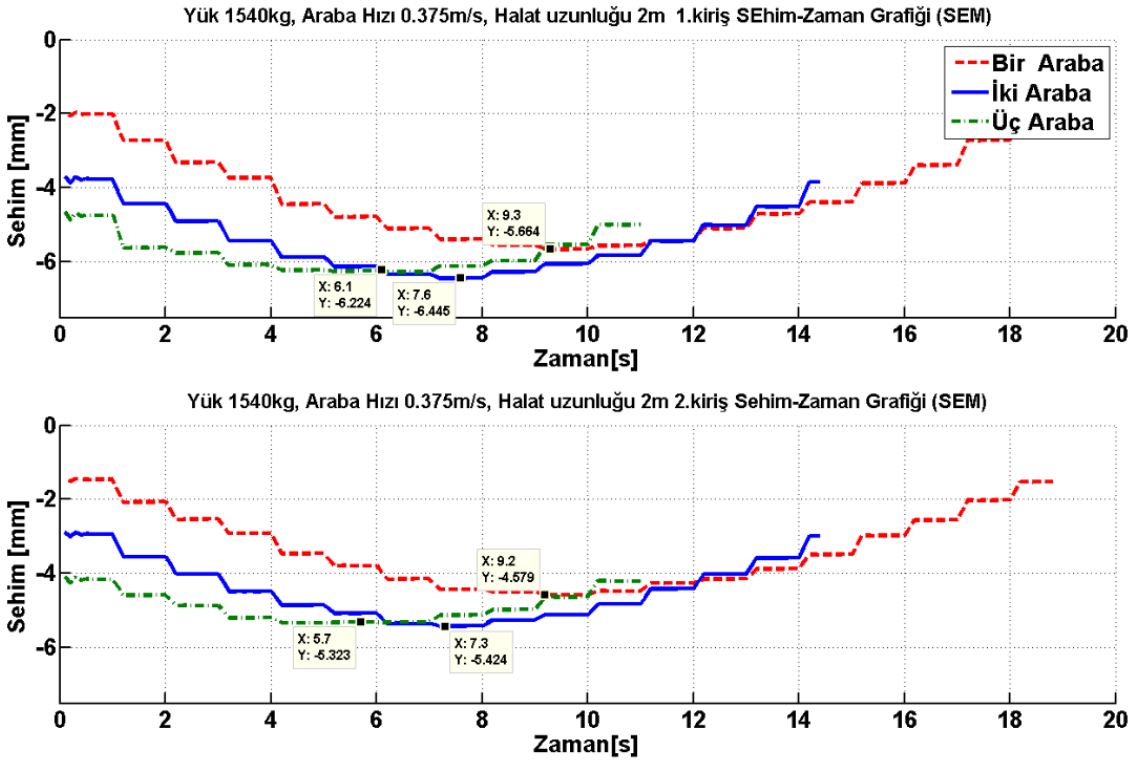


*Şekil 5.27.*Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik).

Araba hızının 0.375m/s olarak artırıldığı ve yükün maksimum olarak ayarlandığı şartlarda halat uzunluğunun 1m den 2m ye artırılmasıyla kren kirişlerinde meydana gele etkileri incelemek amacıyla çalışmalar yapılmıştır. Bu şartlar altında kren kirişlerinde oluşan deneysel dinamik sehim değişimi Şekil 5.28'de sayısal olarak elde edilen sonuçlar ise Şekil 5.29'da verilmiştir. Halat yüksekliğinin artmasıyla birinci kirişte her üç arabalı durumda 1m halat yüksekliğine göre maksimum sehim artış göstermektedir. 2.kirişte ise bir ve iki araba durumu için sehim artış gösterirken üç arabalı durum için bir azalma görülmektedir. 1m'lik halat yüksekliği çalışma şartı altında maksimum sehim 1.kirşte iki arabalı durumda 2. Kirişte 3 arabalı durumda gözlemlenirken 2m'lik çalışma şartlarında her iki kirşte de üç arabalı durumda maksimum sehim gerçekleşmiştir. Sayısal analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında maksimum sehim sayısal analizde iki arabalı durumda meydana geldiği anlaşılmaktadır. İki ve üç arabalı durumdaki sehim değerlerinin birbirine çok yakın olduğu hem deneysel hem de sayısal sonuçlara göre söylenebilir. Sehim değişimi karakteristik olarak deneysel sonuçlarla benzerlik göstermektedir. Böylece sayısal analiz sonucu elde edilen sonuçların deneysel olarak elde edilen sonuçları desteklediği söylenebilir.



*Şekil 5.28.*Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Deneysel).

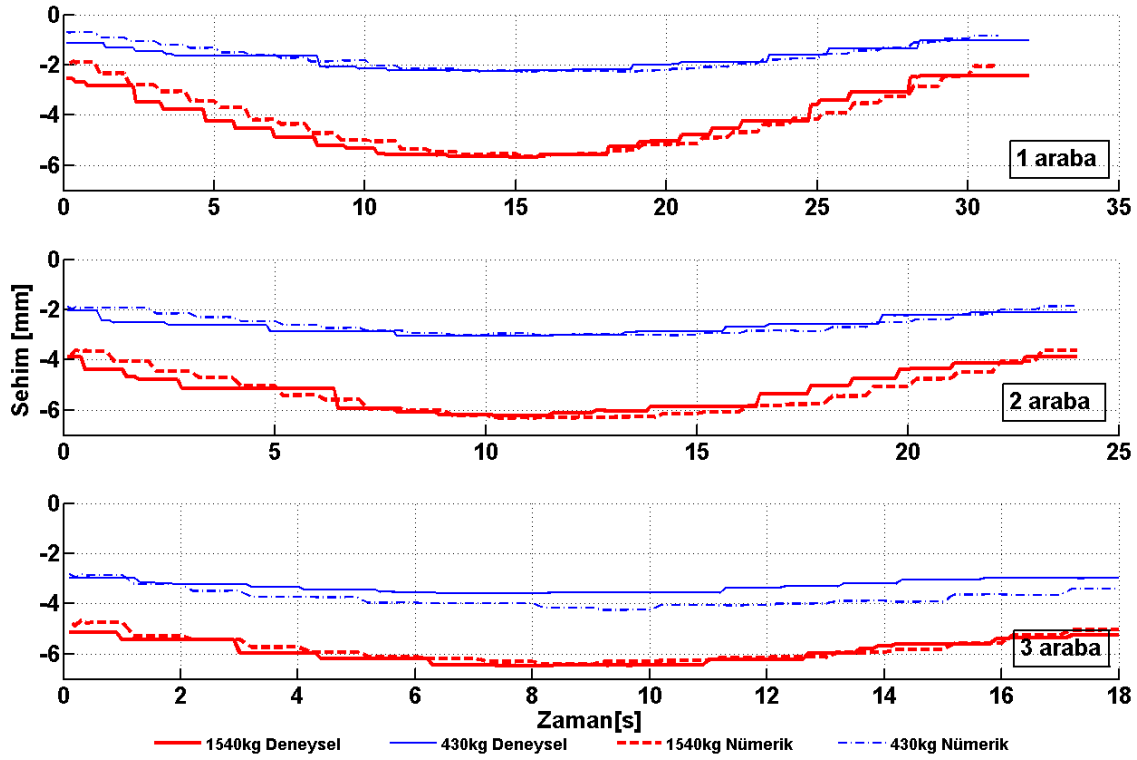


*Şekil 5.29.*Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu şartlarda kirişlerde meydana gelen sehim değişimi (Nümerik).

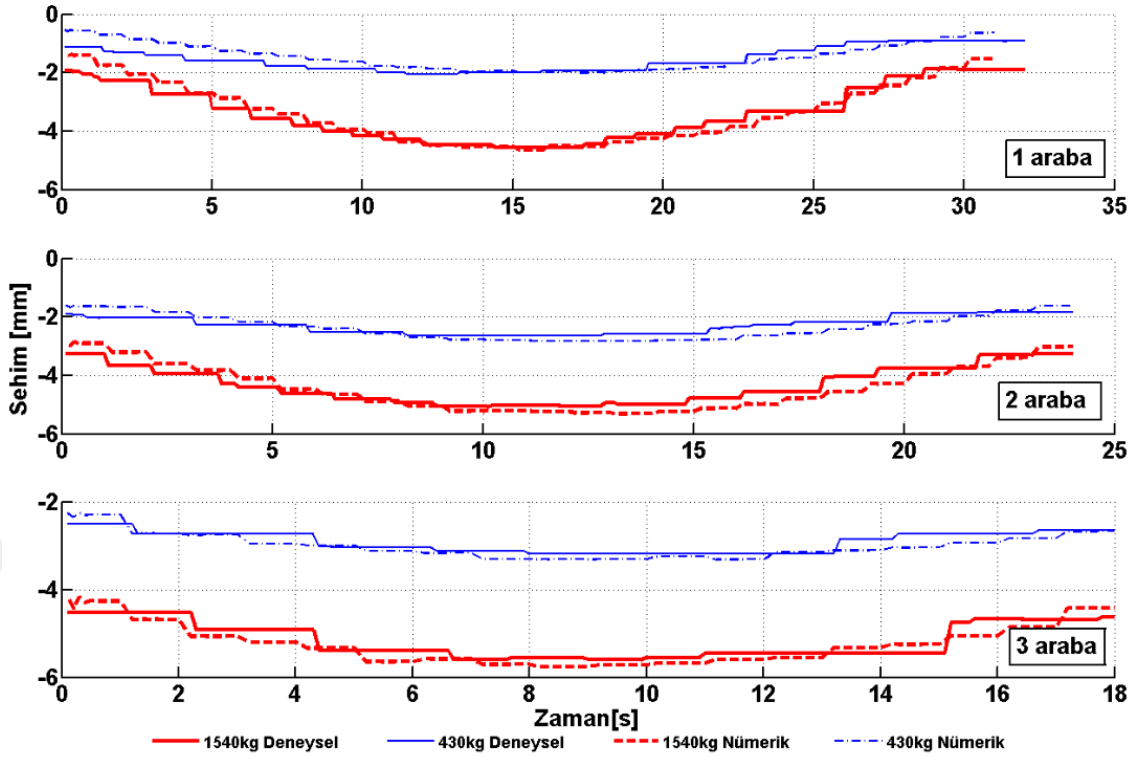
5.4.2. Yükün Kren Dinamiğine Etkisi

Kren sistemlerinde kren dinamiğine etki eden araba hızı, yük, halat uzunluğu, araba sayısı gibi birçok etken bulunmaktadır. Bu bölümde kren dinamiğine etkisini incelemek amacıyla yük değişimi dikkate alınmıştır. Grafiklerde hafif ve ağır yüklerin taşınması durumunda kirişlerde meydan gelen etkileri incelemek amacıyla 430kg yük ile 1540 kg seçilmiştir. Grafiklerde araba sayısına göre hem deneysel hem de sayısal olarak elde edilen sonuçlar beraber verilerek sayısal analiz sonuçlarının etkinliğini daha iyi gösterebilmek hedeflenmiştir. Bu karşılaştırılmalı grafiklerde verilen sonuçlarda diğer çalışma parametreleri sabit tutularak aynı araba hızı ve halat uzunluklarındaki elde edilen sonuçlar birlikte sunulmuştur. Ayrıca kren sitemi üzerinde elde edilen sonuçlar iki kirişli köprü grubundaki kiriş ortalarından alındığından dolayı 1. kiriş ve 2. kirişte meydana gelen etkileri de karşılaştırabilmek amacıyla ayrı ayrı grafikler halinde verilmiştir.

Araba hızının 0.225m/s olduğu ve halat uzunluğunun 1m olduğu durumda kren sisteminin kirşlerinin orta noktalarında meydana gelen dinamik sehim değişimleri birinci kiriş için Şekil 5.30'da ikinci kiriş için Şekil 5.31'de verilmiştir.



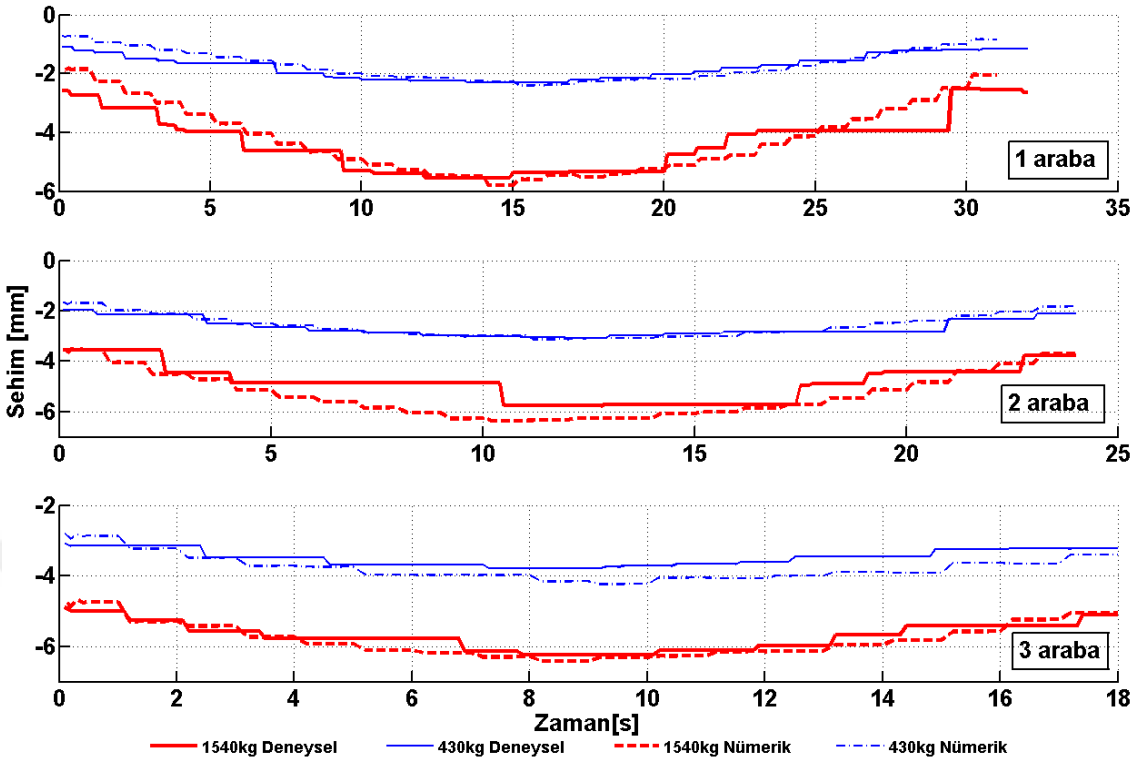
Şekil 5.30. Araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 1. kirişte meydana gelen sehim değişimi.



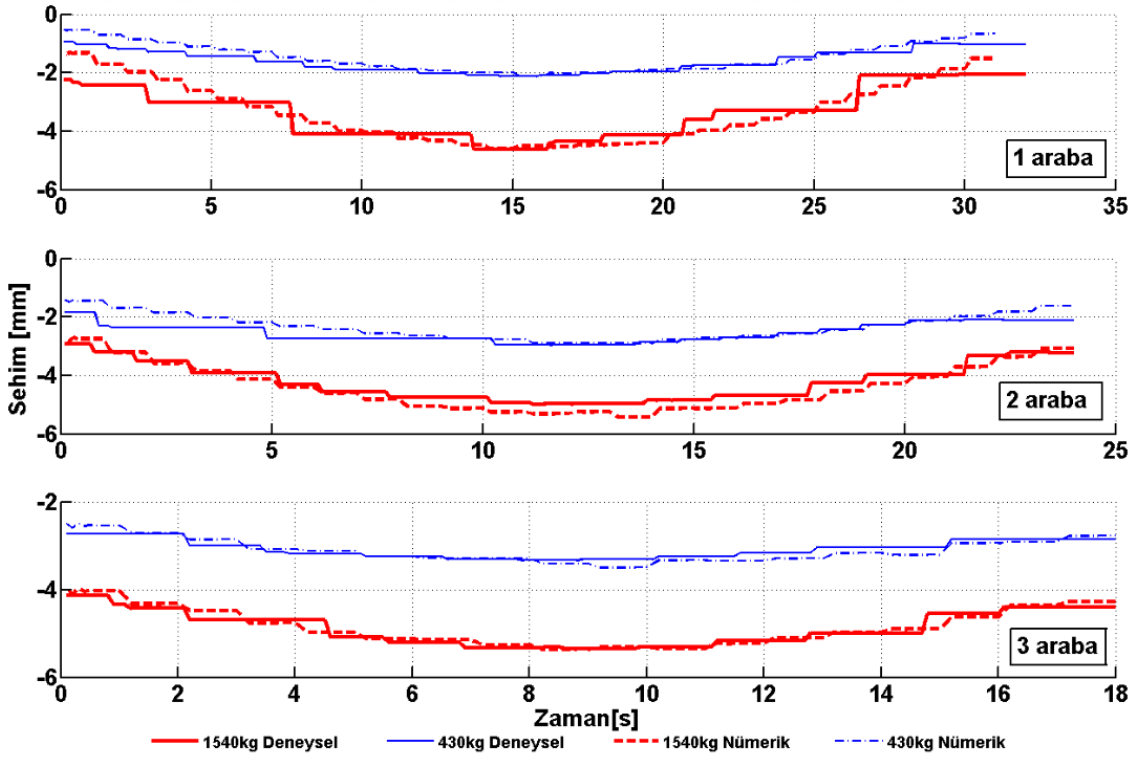
Şekil 5.31. Araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 2. Kirişte meydana gelen sehim değişimi.

430 kg yük için 1. kirişte maksimum sehim 2-4mm civarlarında iken 1540kg için 5-6.5 mm civarlarındadır. Aynı şekilde 2. kiriş içinde 430kg için 2-3mm maksimum sehim görülürken 1540kg için bir ve iki arabalı durum için 4-5 mm üç arabalı durumda 6mm yakın gerçekleşmektedir.430 kg yükün taşınması esnasında 1 kirişte üç arabalı durumu göre maksimum sehim 4 mm olarak gerçekleşirken bir ve iki arabalı durumda 2.3mm dolaylarındadır. Taşınan yükün 1540 kg olması durumunda maksimum sehim değişimi bir arabalı durumda 6mm altında gerçekleşirken en fazla sehim 6mm'yi geçerek üç arabalı durumda gerçekleştiği görülmektedir. İkinci kirişte meydana gelen dinamik tepkiler incelendiğinde 1. kirişte bahsedilen benzer tepkilerin oluştuğu görülmekle beraber 2. kirişte meydana gelen sehim değişimlerinin azaldığı anlaşılmaktadır. Her ki kirişte meydana gelen deneysel dinamik tepkilerin önerilen sayısal analiz yöntemi ile elde edilen değerleri sağladığı ve büyük oranda deneysel verilerle örtüştüğü görülmektedir.

Aynı yüklerin halat yüksekliğinin 1m'den 2m'ye yükseltildiği araba çalışma hızının değişmediği durumda kren kirişlerinden 1 kirişte meydana gelen deneysel ve sayısal analiz sehim değişimi Şekil 5.32'de ve 2. kirişte meydana gelen etkiler ise Şekil 5.33'te sunulmuştur.



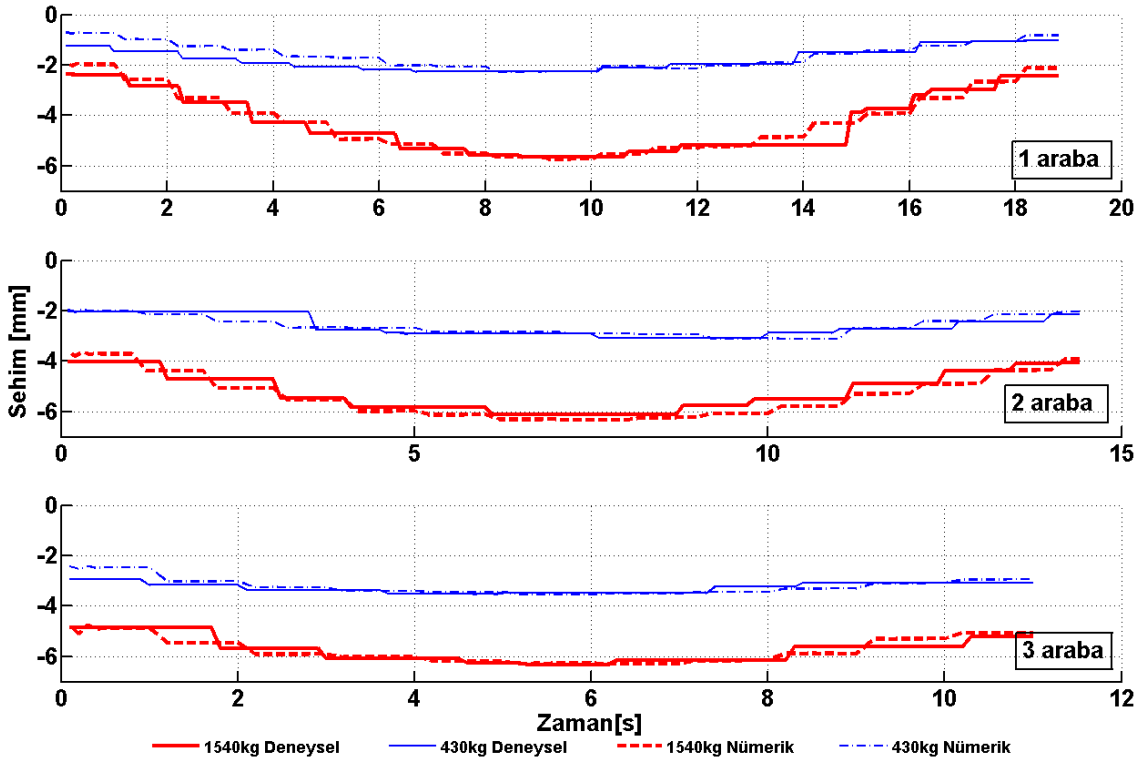
Şekil 5.32. Araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 1. kirişte meydana gelen sehim değişimi.



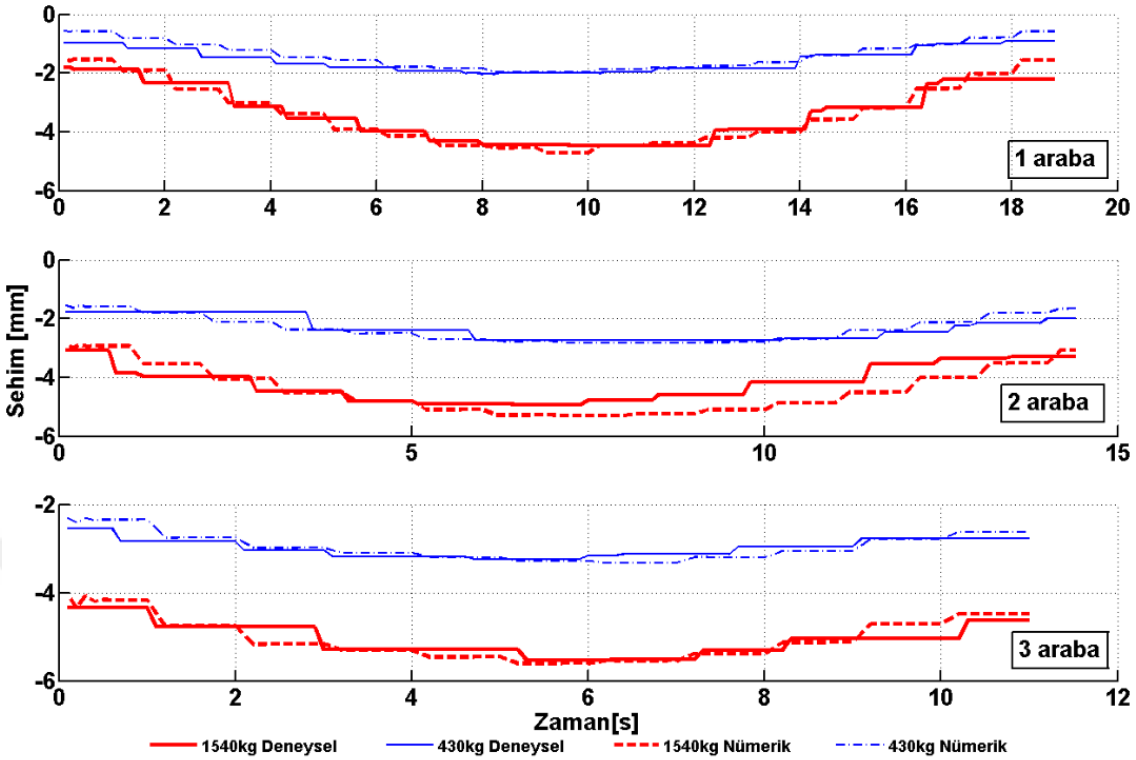
Şekil 5.33. Araba hızının 0.225m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre2. kirişte meydana gelen sehim değişimi.

Araba hızının değişmediği ancak halat uzunluğunun 2m olması durumunda 1540kg'lık yükün taşıması esnasında meydana gelen sehim 430 kg'lık yüke göre belirgin şekilde artış göstermektedir. Birinci kirişte meydana gelen etkiler incelendiğinde her üç araba durumu içinde 1.kirişte meydan gelen etkilerde 1m'lik halat uzunluğunda maksimum sehimler 6mm civarlarında iken 2m'lik halt yüksekliğinde ise bir ve iki araba durumunda 5.7mm civarlarında görülmekte ve en fazla sehim üç arabalı durumda gerçekleşmiştir. Aynı şekilde 2. Kirişte meydana gelen sehim değişimi incelendiğinde ise 430kg yük değişimi üç araba durumu içinde bir miktar azaldığı görülmektedir.1540kg yük altında ise 1m'lik halat yüksekliğine göre benzer sonuçlar olduğu ve yaklaşık bir ve iki araba için 4,5 mm civarında üç araba içinse 5mm civarlarında sonuçlar çıkmıştır. Deneysel veriler incelediğinde 430kg yükü her iki halat yüksekliği ve kiriş içinde daha dengeli bir değişim söz konusu iken 1540 kg yükte ise halat yüksekliğinin 2m ye çıkmasıyla ikinci kirişte daha düzenli bir şekildeğişimi gözlemlenirken birinci kirişte uzun sürelerde ve ani değişimler gerçekleştiği görülmektedir.

Aynı yüklerin araba çalışma hızının 0.375m/s ve halat uzunluğunun 1m olması durumunda 1 kirişte meydana gelen deneysel ve sayısal analiz sehim değişimi Şekil 5.34'te ve 2. kirişte meydana gelen etkiler ise Şekil 5.35'te verilmiştir.



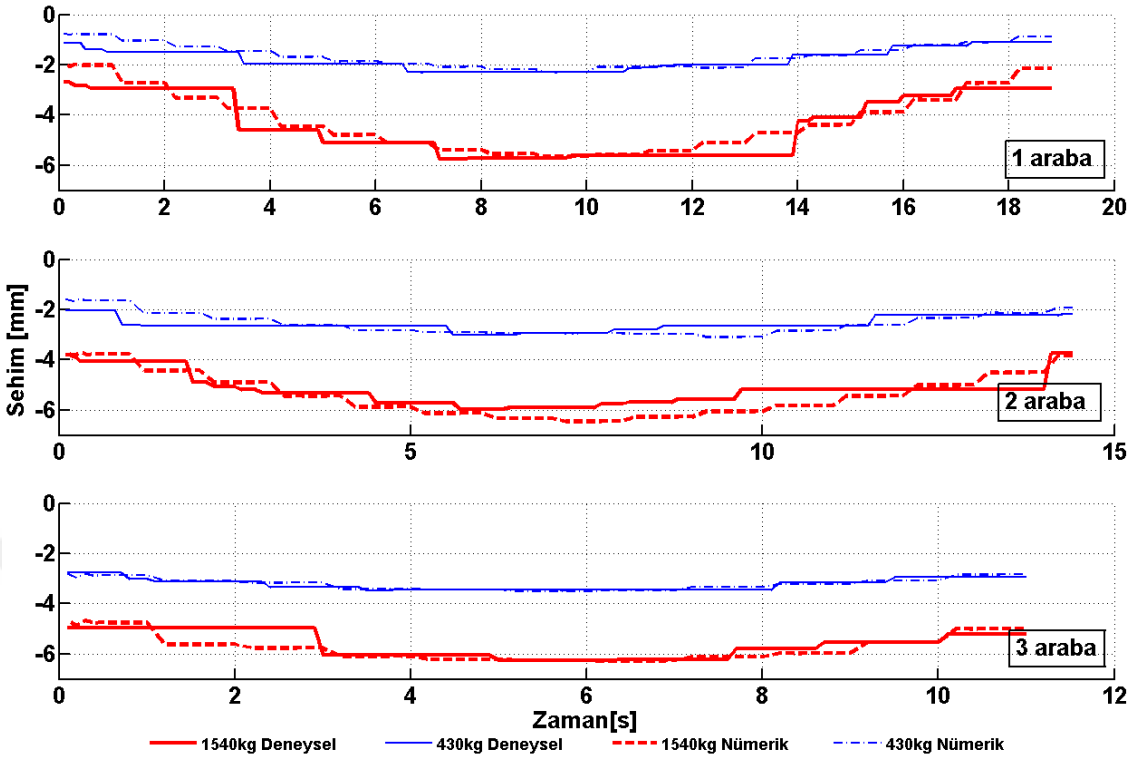
Şekil 5.34. Araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 1. kirişte meydana gelen sehim değişimi.



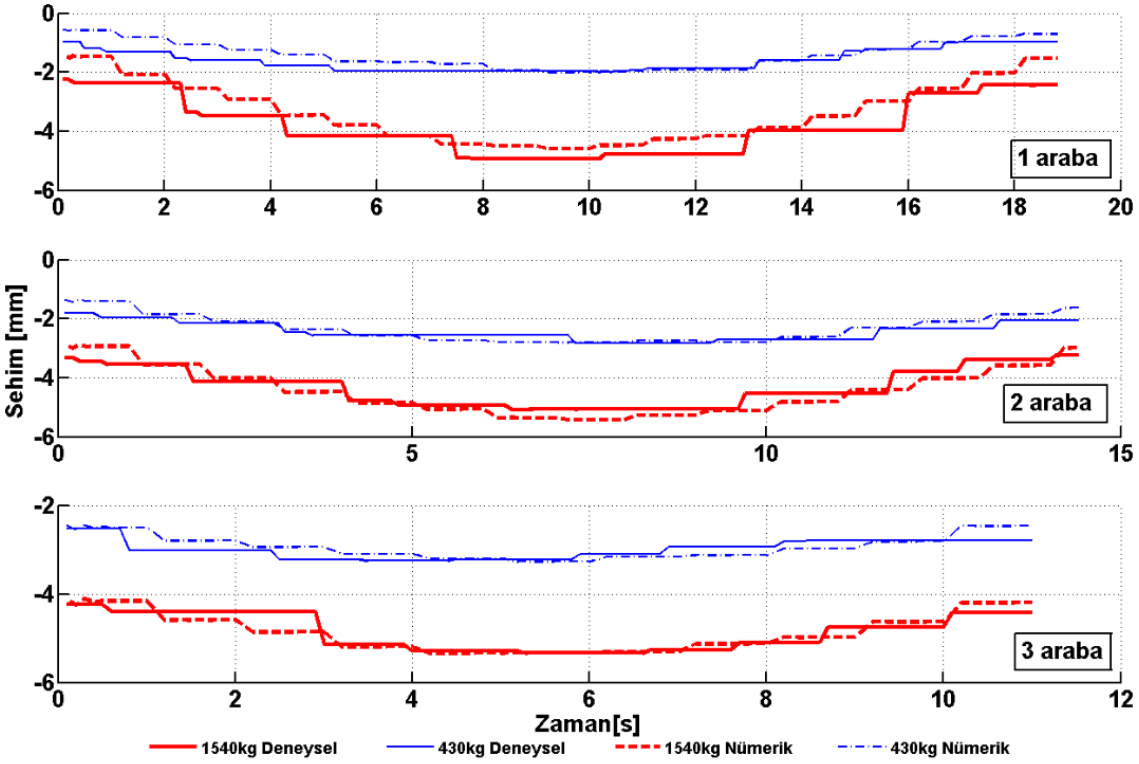
Şekil 5.35. Araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 2. kirişte meydana gelen sehim değişimi.

Araba hızının ve halat uzunluğunun 1m olduğu durumda 0.225m/s hızlarda meydana gelen dinamik etkilere benzer etkiler bu şartlar altında da gerçekleşmiştir 1. ve 2. kirişte meydana gelen maksimum sehim değerleri de bir önceki elde edilen analiz sonuçlarıyla aynı benzerlikleri taşımaktadır. Buradaki karakteristik davranış incelendiğinde kren sistemindeki şekil değiştirme daha dengeli ve düzenli bir şekilde olduğu görülmektedir. Sayısal ve deneysel sonuçların değerlendirilmesinde ise sayısal analiz sonuçları büyük oranda deneysel verileri yakaladığı grafiklerden anlaşılmakladır.

Aynı hız değerinde halat yüksekliğinin 2m olduğunda yapılan deneysel ve sayısal analiz sonuçları Şekil 5.36'da birinci kiriş sonuçları Şekil 5.37'de ikinci kirişte meydana gelen dinamik etkiler sunulmuştur. Halat yüksekliğinin değişmesi hızlı çalışama şartları altında 1m'lik çalışma şartlarına benzer sonuçlar olduğu görülmektedir. Ancak bir ve iki arabalı durumda birinci 2. Kirişte meydana gelen etkilerin bir miktar artığı görülmektedir. Maksimum sehim değişimleri ve karakteristik dinamik davranışları birbirine benzerlik göstermektedir. Aynı şekilde sayısal analiz sonuçları deneysel sonuçları takip etmektedir. Elde edilen bu karşılaştırmalı sonuçlar yükün belirgin oranda sehimi etkilediği fakat araba hızı halat yüksekliği ve araba sayıları gibi parametrelerin etkilerinin net olarak değerlendirilmesini sağlayamamaktadır.



Şekil 5.36. Araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 2m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 1. kirişte meydana gelen sehim değişimi.

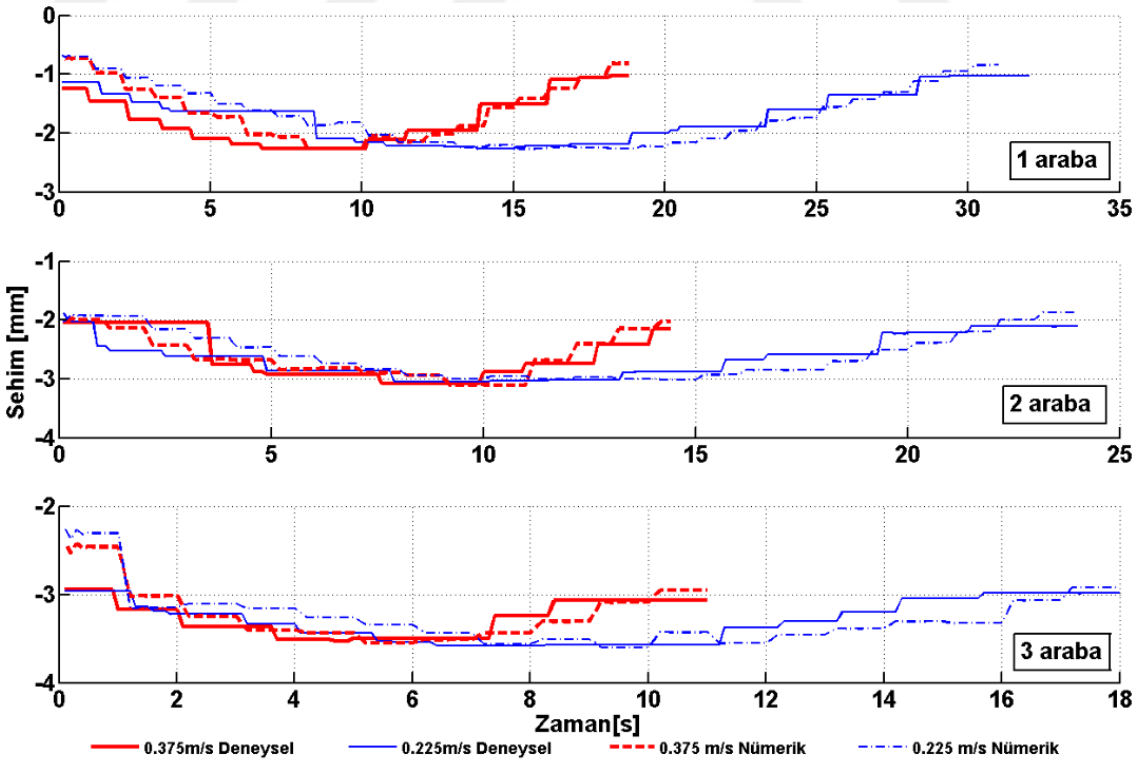


Şekil 5.37. Araba hızının 0.375m/s, halat uzunluğunun 1m olduğu, farklı araba sayılarında ve farklı yüklere göre 2. kirişte meydana gelen sehim değişimi.

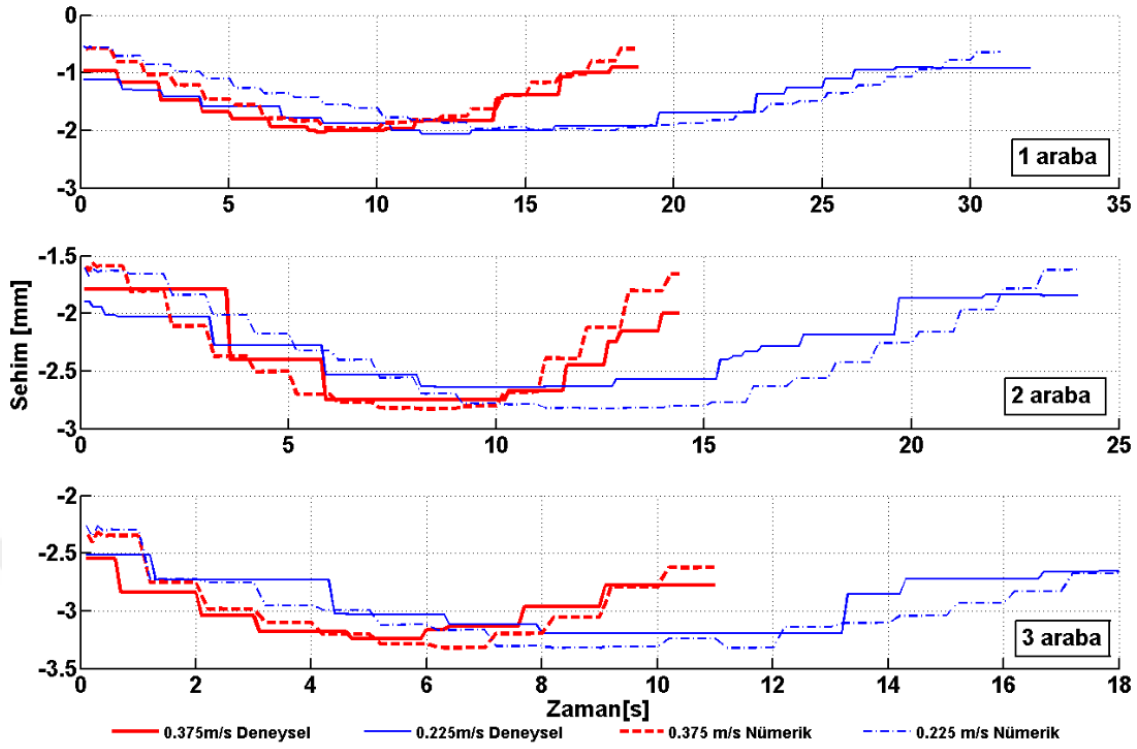
5.4.3. Araba Çalışma Hızının Kren Dinamiğine Etkisi

Daha önceki bölümlerde araba sayısının ve taşınan yükün etkileri incelenmiş fakat araba hızı, halat uzunluğu gibi parametre etkileri bazı durumlarda tespit edilmiş bazılarında ise net olarak değerlendirme yapılamamıştır. Bu nedenle bu bölümde diğer parametreler sabit tutulup araba çalışma hızının etkilerini karşılaştırmak amacıyla araba hızlarının etkileri incelenmiştir. Buradaki grafiklerde yine aynı şartlarda geçekleştirilmiş olan sayısal analiz yönteminden elde edilen sonuçlarda grafikler içerisinde sunulmuştur. Aynı şartlardaki hız, halat uzunluğu ve yükle beraber araba sayılarına göre de karşılaştırma yapılarak elde edilen sonuçlar grafiklerde sunulmuştur.

Yükün ve halat uzunluğunun değişmediği araba hızına göre ve farklı araba sayılarında meydana gelen dinamik etkiler grafikler halinde sunulmuştur. İlk olarak taşına yükün 430kg olduğu ve halat uzunluğunun 1m olduğu çalışma şartlarında farklı çalışma hızlarında araba sayılarına göre kren kirişlerinde meydan gelen deneysel ve sayısal analiz dinamik sehim değişimleri 1. kiriş için Şekil 5.38'de 2. kiriş için Şekil 5.39'ta sunulmuştur.



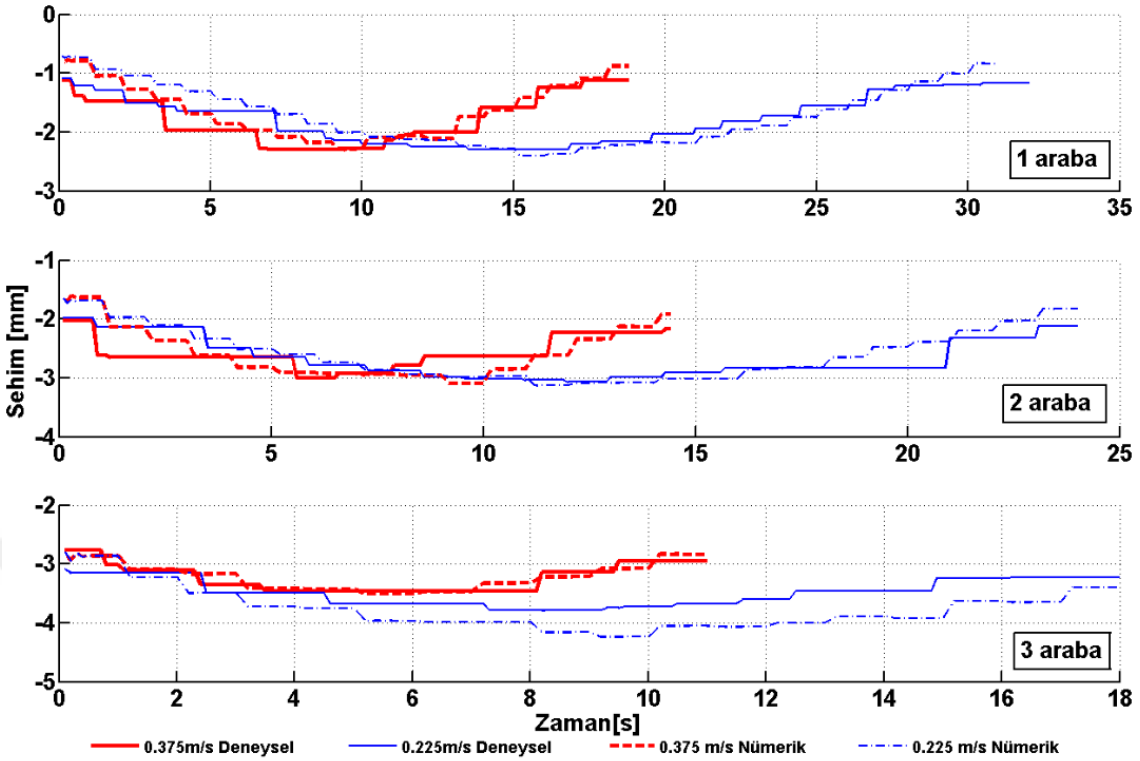
Şekil 5.38. Taşınan yükün 430kg ve halat uzunluğunu 1m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi.



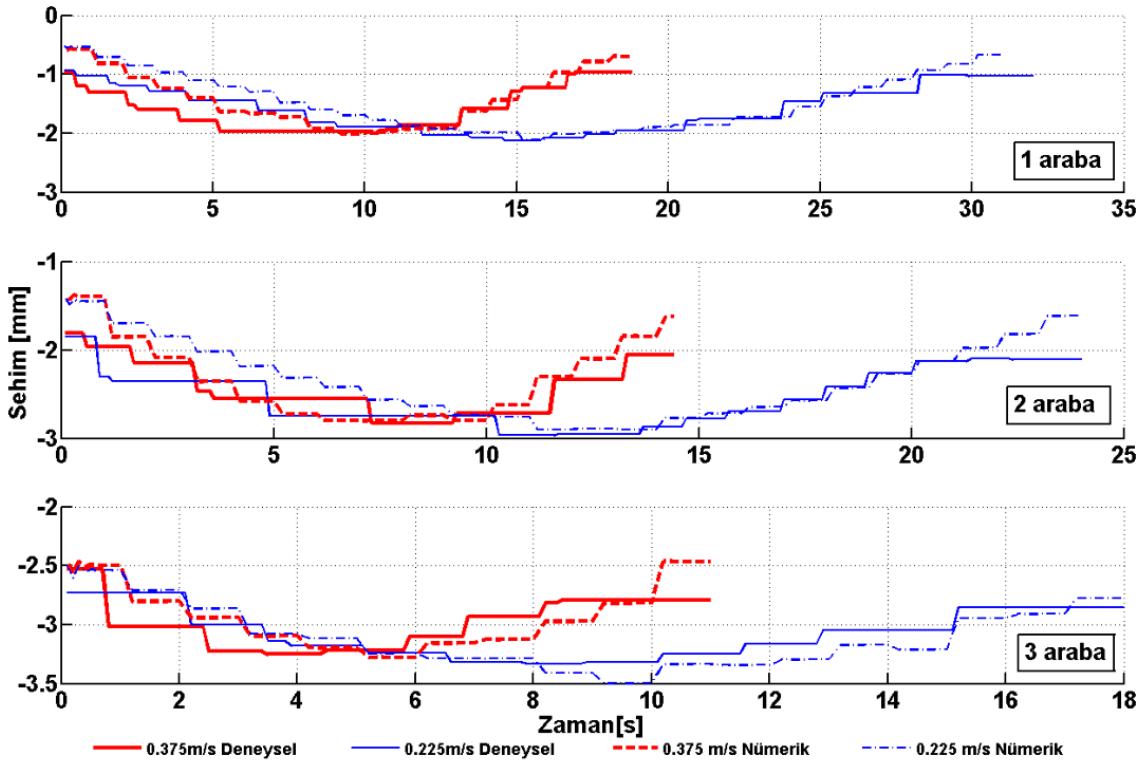
Şekil 5.39. Taşınan yükün 430kg ve halat uzunluğunun 1m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi.

Çalışma hızları açısından sonuçlar değerlendirildiğinde 1. Kirişte bir arabalı durumda maksimum sehim değişimi birebirine yakın değerlerde görülmektedir. İki arabalı durumda ise yüksek çalışma hızında sehim miktarı düşük hıza göre artış gerçekleşmektedir. Üç arabalı durumda ise 0.375m/s'lik hızda maksimum sehimde azalma olduğu ilgili grafiklerden görülmektedir. 2. kirişte meydana gelen dinamik etkiler incelendiğinde maksimum şekil değiştirme bir arabalı durumda hızın değişmesi ile bir miktar azalma gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Araba hızının artmasıyla ikinci arabada belirgin bir artma üçüncü arabada ise birbirine yakın değerler olmasına karşın maksimum şekil değiştirme miktarında düşük hızlara göre bir artış söz konusudur. Her iki kirişteki sayısal analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığımda sayısal analiz sonuçlarının deneysel verileri takip ettiği görülmektedir.

Aynı şekilde farklı araba çalışma hızlarında yükün değişmediği fakat halat yüksekliğinin 2m olduğu durumda kren sisteminde kirşlerde meydana gelen dinamik etkilerin neler olduğu incelenmiştir. Farklı araba çalışma hızlılarına göre deneysel ve sayısal olarak elde edilen etkiler 1. kiriş için Şekil 5.40'ta 2. kiriş için elde edilen sonuçlar Şekil 5.41'de verilmiştir.



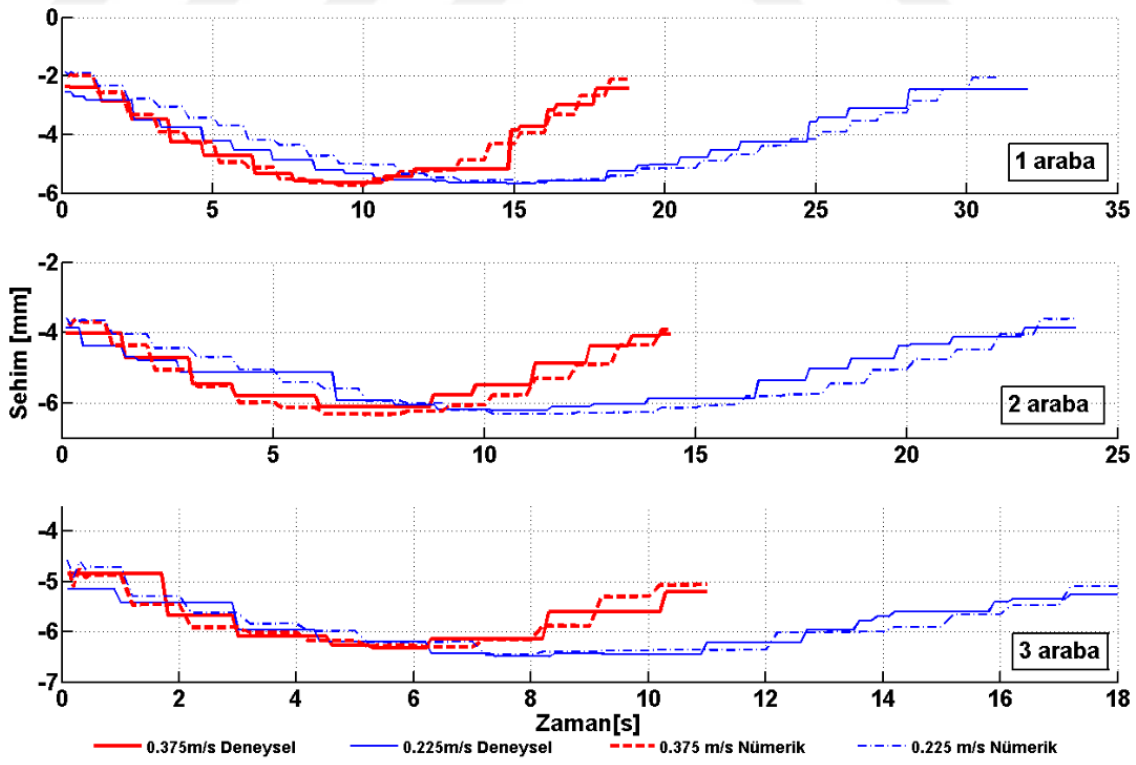
Şekil 5.40. Taşınan yükün 430kg ve halat uzunluğunun 2m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi.



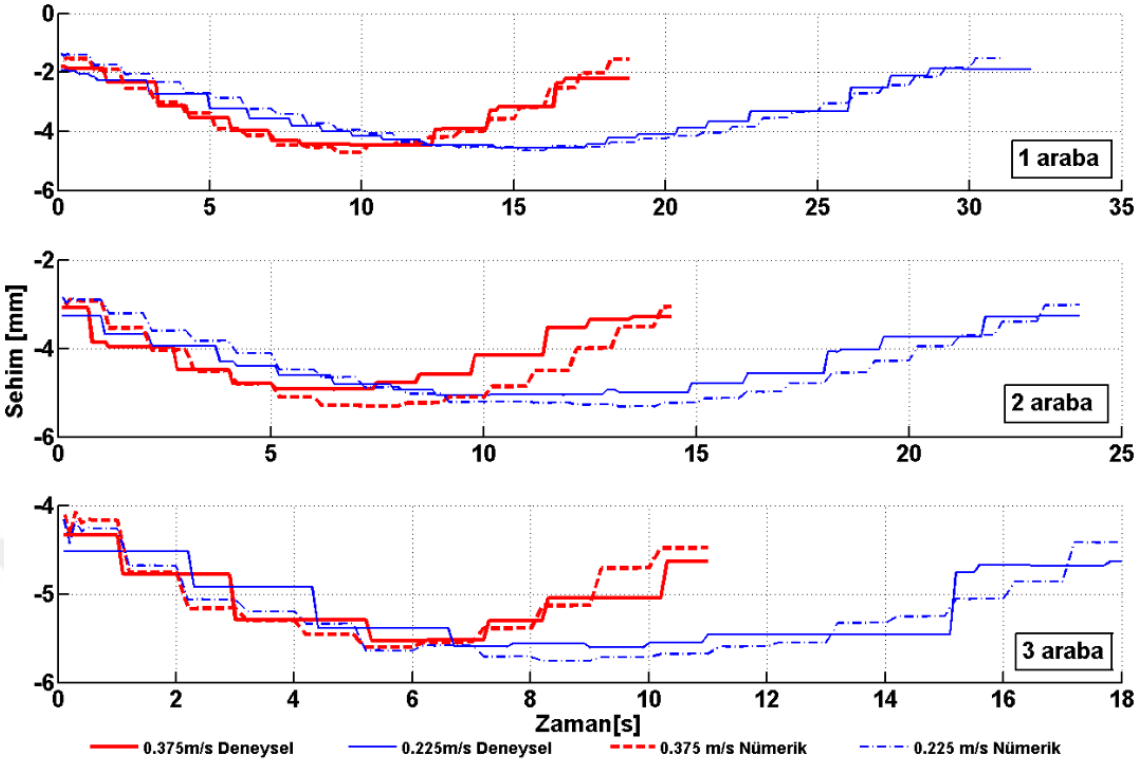
Şekil 5.41. Taşınan yükün 430kg ve halat uzunluğunun 2m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 2. kirişte meydana gelen sehim değişimi.

Halat uzunluğunun 2m olması durumunda birinci kirişte bir arabalı durum için maksimum sehim değişimi yaklaşık aynı değerlerdedir. İki ve üç arabalı durumda ise hızlı şartlarda azaldığı görülmektedir. 2. kiriş dikkate alındığında bir, iki ve üç araba durumu içinde kirişte meydan gelen maksimum sehim 0.375m/s'lik hız şartında azaldığı anlaşılmaktadır. Sayısal analiz sonuçları incelendiğinde deneysel elde edilen sehim değerlerine benzer özelliklerde olduğu ve ayrıca maksimum sehimlerinde bir miktar artış gösterdiği fakat birbirine yakın değerlerde olduğu görülmektedir.

Deneysel ve sayısal olarak düşük yükte meydan gelen etkilerin yanında yükün maksimum olduğu ağır yükler altında meydana gelen dinamik etkileride incelemek amacıyla 1540kg yük altında da çalışmalar yapılmıştır. Yükün 1540kg olduğu, halat uzunluğunun 1m olduğu durumda 1.kirişte ve 2.kirişte araba sayılarına göre meydana gelen dinamik etkiler sırasıyla Şekil 5.42 ve Şekil 5.43'te verilmiştir. Hız artınca 1. kiriş ve bir arabalı durumda maksimum sehim yaklaşık aynı, iki arabalı bir arabalıya göre biraz daha azalma, üç arabalıda ise belirgin bir şekilde sehimde azalma görülmektedir.



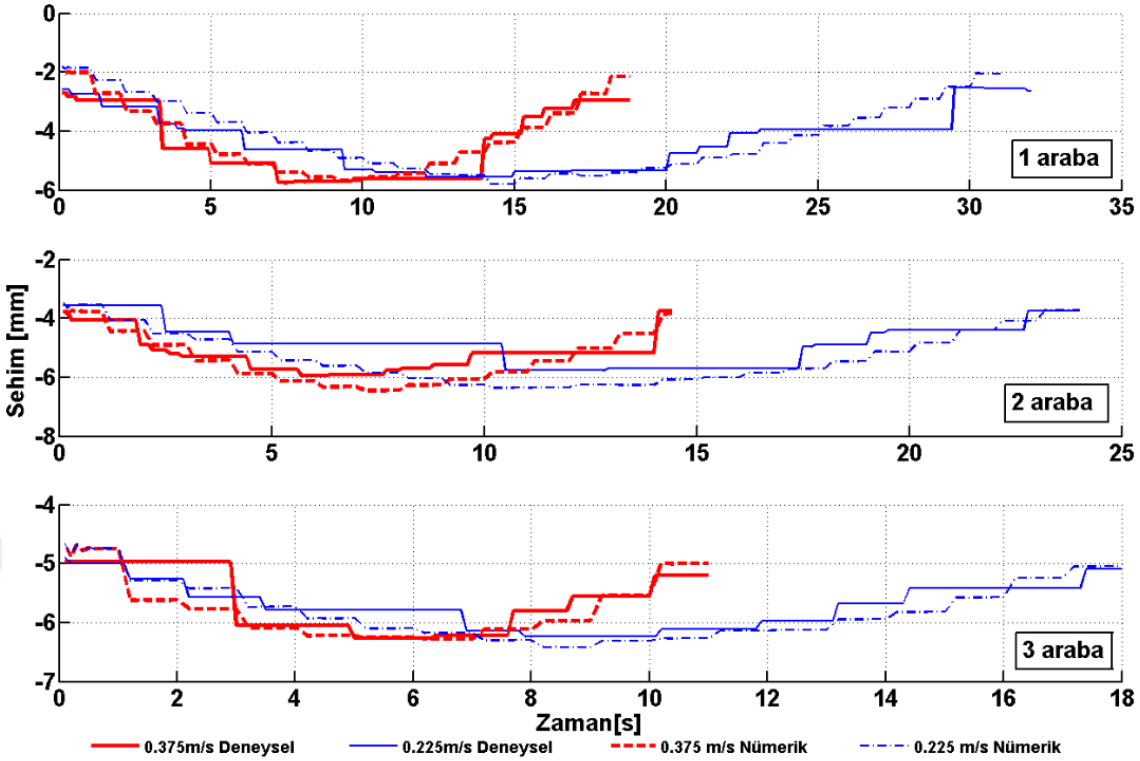
*Şekil 5.42.*Taşınan yükün 1540 kg ve halat uzunluğunun 1m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi.



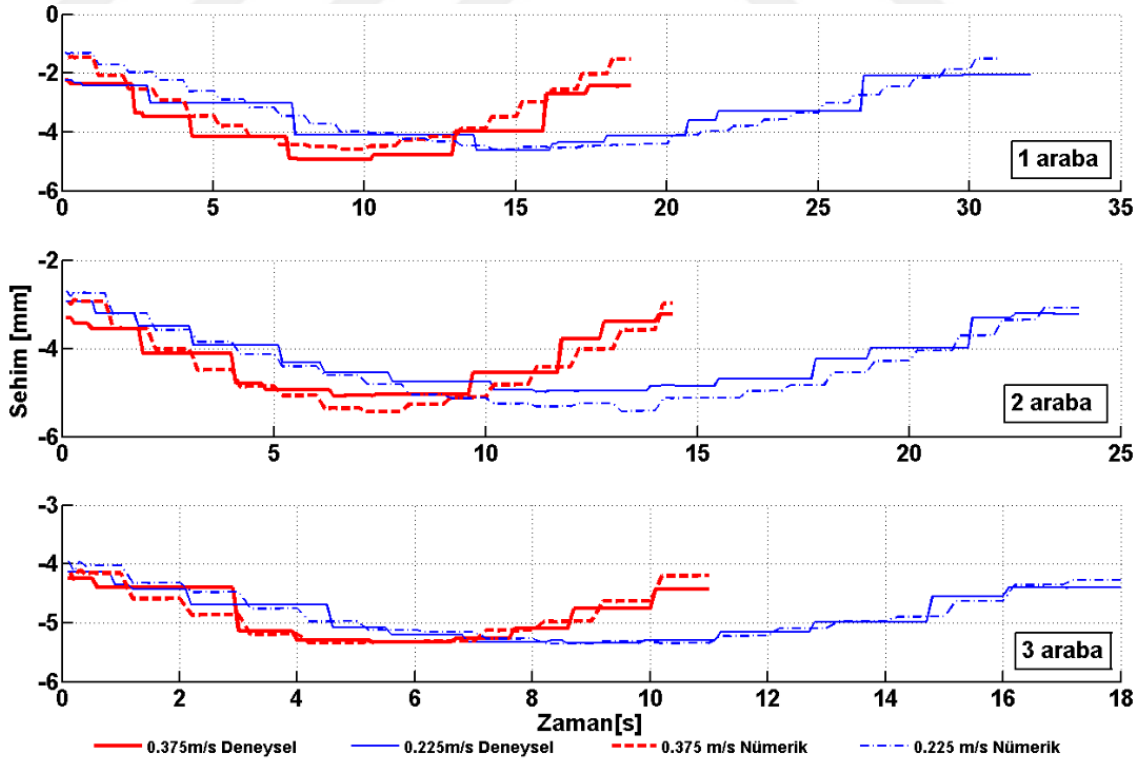
Şekil 5.43. Taşınan yükün 1540 kg ve halat uzunluğunun 1m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi.

2.kiriş dikkate alındığında hızlı çalışma şartları altında her üç araba şartı içinde maksimum sehimlerde azalma olduğu anlaşılmaktadır. Sayısal analizlerle deneysel analizler incelendiğinde genel olarak deneysel verileri takip ettiği ve maksimum sehim değerlerine yakın olduğu ancak 2. Kirişteki iki arabalı 0.375m/s hıza göre sayısal analiz sonucu deneysel sonucu takip etmekle beraber maksimum sehim farkı diğerlerine göre biraz fazla olduğu görülmektedir.

Aynı yükün taşınması esnasında halat yüksekliğinin artırılmasıyla farklı hızlara göre meydana gelen sehim değişimi 1.kiriş için Şekil 5.44'te 2.kiriş için Şekil5.45'te sunulmuştur. Halat uzunluğunun artmasıyla 1.kirişte üç araba durumu içinde kirişlerde meydana gelen maksimum sehim değerlerinde düşük hıza göre birbirine çok yakın olmakla beraber hafif artışlar görülmektedir. 2. Kirişte ise düşük hızlarda çalışmaya göre hızlı çalışma şartları altında artış olduğu gözlemlenmektedir. Halat uzunluğunun büyük olmasına göre her iki hızında birebirine çok yakın dinamik etkilere sebep olduğu söylenebilir. Buradan anlaşıldığı üzere kren üzerinde halat yüksekliğinin de araba çalışma hızı gibi kren dinamik davranışında farklı etkiler oluşturduğu ve kren tasarımlarında bu durumunda dikkate alınması gerekliliği ortaya çıkmaktadır.



*Şekil 5.44.*Taşınan yükün 1540 kg ve halat uzunluğunun 2m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi.

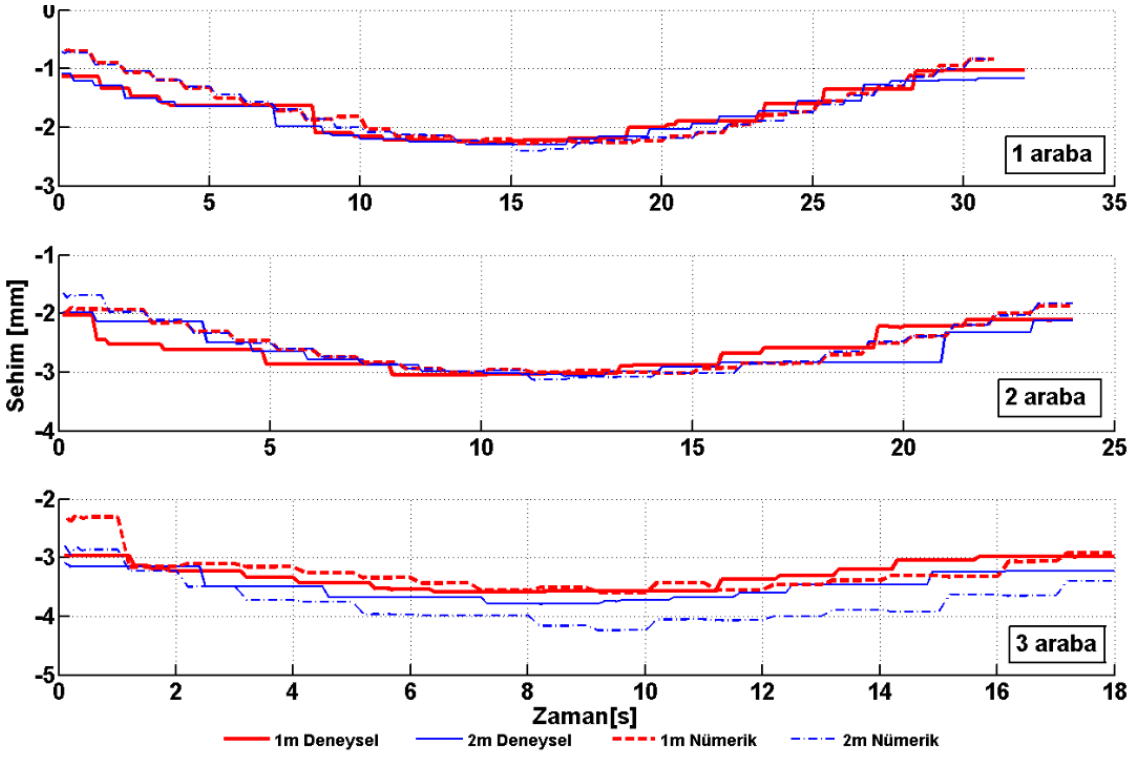


Şekil 5.45. Taşınan yükün 1540 kg ve halat uzunluğunun 2m olması durumunda farklı araba sayılarında araba çalışma hızına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi.

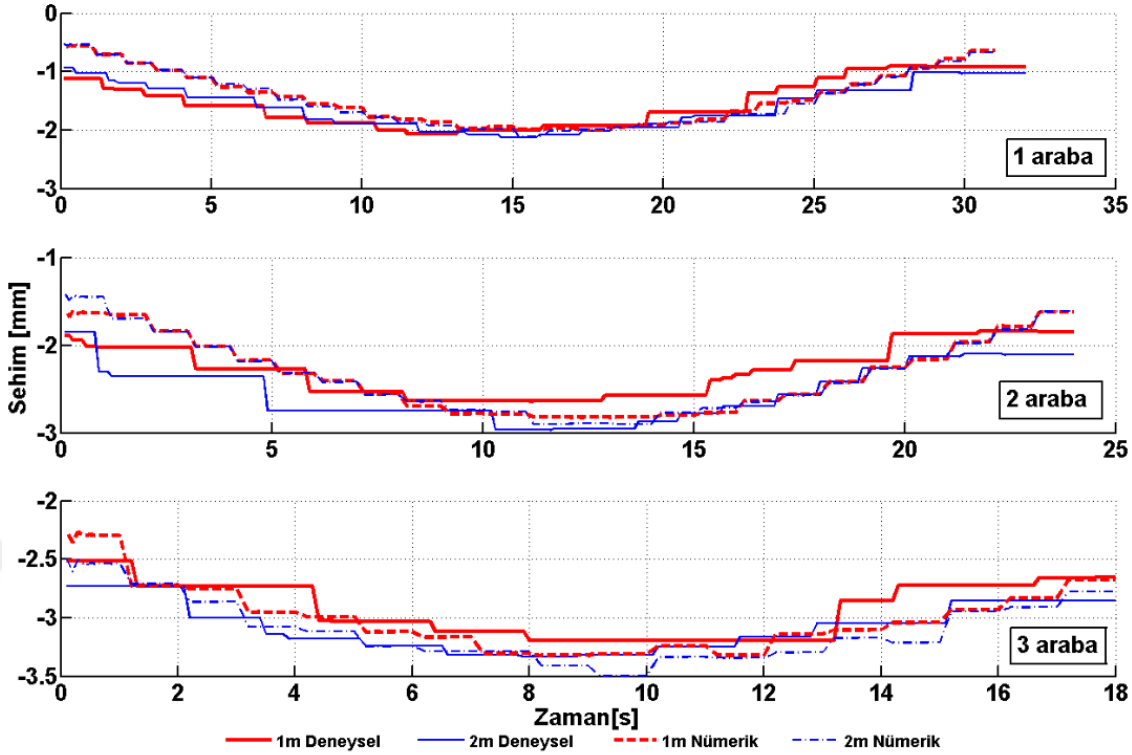
5.4.4. Halat Uzunluğunun Kren Dinamiğine Etkisi

Bir önceki bölümde araba çalışma hızına göre sonuçlar incelendiğinde kren kirişlerinin halat uzunluğuna göre farklı davranışları olduğu anlaşılmaktadır. Bu nedenle bu bölümde farklı halat uzunluklarına karşı krenin davranışı incelenmiştir. Bu incelemeler esnasında halat uzunluğunun kren dinamiğine etkisini tam olarak belirlenebilmesi amacıyla diğer kren çalışma şartları değiştirilmeden elde edilen sonuçlar sabit edilen şartlara göre aşağıda grafikler halinde sunulmuş ve elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Deneysel çalışmalarda iki arklı noktadan ölçümler gerçekleştirildiğinden 1. kiriş ve 2. kiriş üzerinde meydana gelen etkiler ayrı ayrı grafikler halinde verilmiştir. Aynı şekilde belirtilen şartlara uygun olarak önerilen çözüm yöntemi ile kren siteminin sayısal analizleride yapılmış ve elde edilen dinamik analiz sonuçları da deneysel sonuçlarla birlikte sunularak karşılaştırmalar yapılmıştır.

Araba çalışma hızının 0.225m/s olduğu, 430kg yükün taşınması esnasında araba sayıları ve halat uzunluklarına göre 1.kirişte meydana gelen dinamik etkiler Şekil 5.46 ile 2. kirişin sehim değişimi Şekil 5.47 ile verilmiştir.



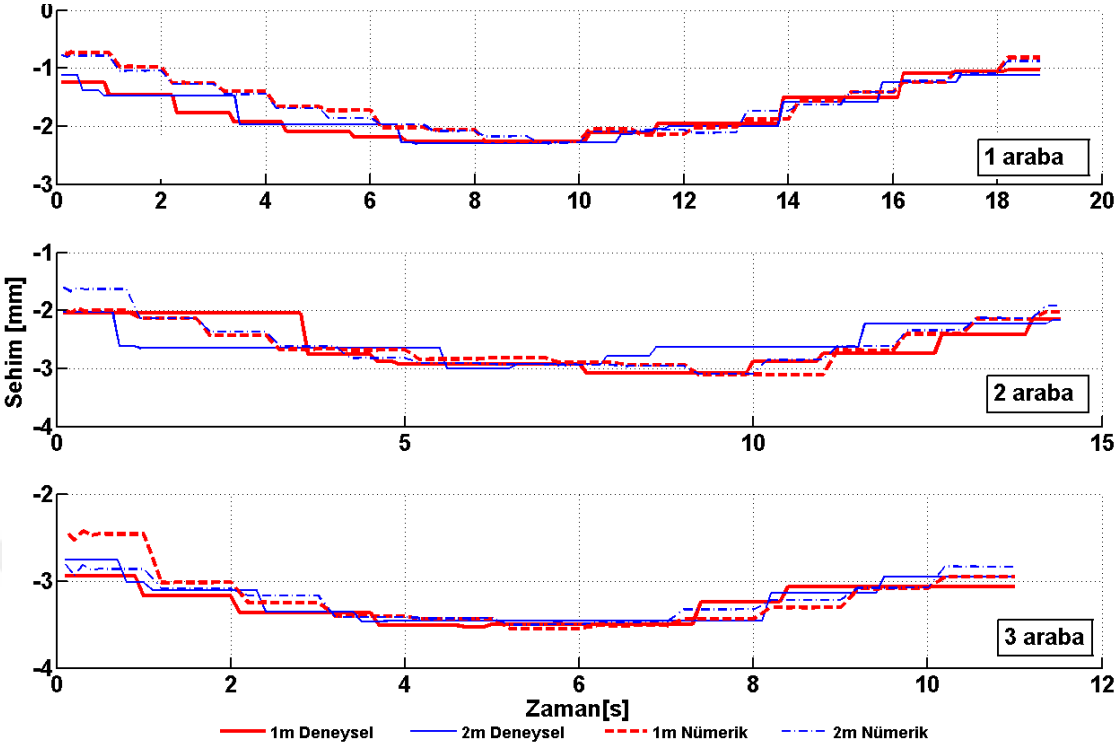
*Şekil 5.46.*Araba çalışma hızının 0.225m/s, taşınan yükün 430 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi.



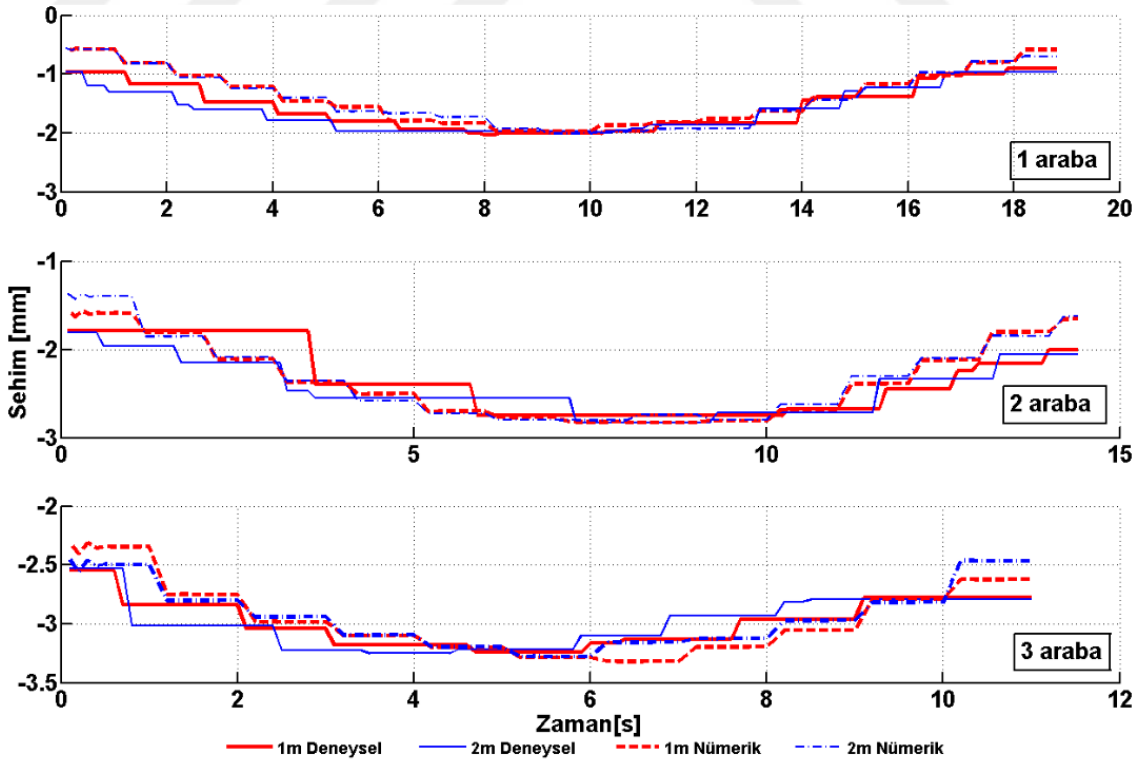
Şekil 5.47. Araba çalışma hızının 0.225m/s, taşınan yükün 430 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi.

Yapılan çalışmalarda en düşük yükün en düşük hızla taşınması durumunda birinci kirşte halat yüksekliğine göre meydan gelen sehimler hem deneysel hem nümerik sonuçlar incelendiğinde bir ve iki araba sayısı durumu içinde benzer olduğu söylenebilir. Üç araba durumu için ise 2m'lik halat yüksekliğinde daha fazla sehim gerçekleştiği görülmektedir. 2. kirişteki etkiler dikkate alındığında 1mlik halat yüksekliğinde daha düşük maksimum sehim gerçekleştiği iki ve üç araba durumu içinde söylenebilir. Bir arabalı durumda ise maksimum sehimin değişmediği söylenebilir. Bu sonuçlara göre halat yüksekliği kirişlerde farklı etkilere neden olduğu anlaşılmaktadır. Sayısal analiz sonucu kirişlerde meydana gelen dinamik etkiler her iki kirişte deneysel meydana gelen dinamik sehim değişimlerini takip ettiği ve maksimum sehimlerin az bir farkla fazla olduğu görülmektedir.

Aynı yükün taşınması esnasında yükün taşınma hızının 0.225m/s'den 0.375m/s'ye çıkarılması durumunda farklı araba sayıları ve farklı halat uzunluklarına göre birinci kirişte meydana gelen deneysel ve sayısal dinamik sehim değişimi Şekil 5.48'de ikinci kirişte meydana gelen deneysel ve sayısal dinamik sehim değişimi Şekil 5.49'da verilmiştir.



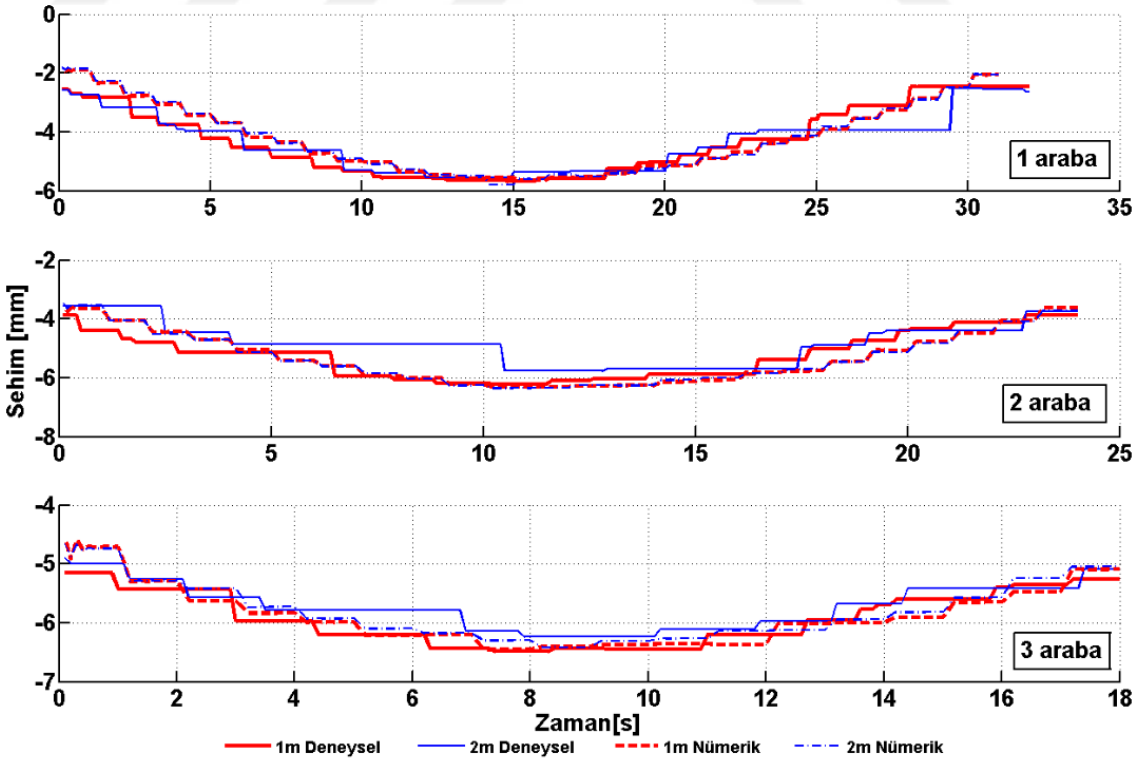
Şekil 5.48. Araba çalışma hızının 0.375m/s, taşınan yükün 430 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi.



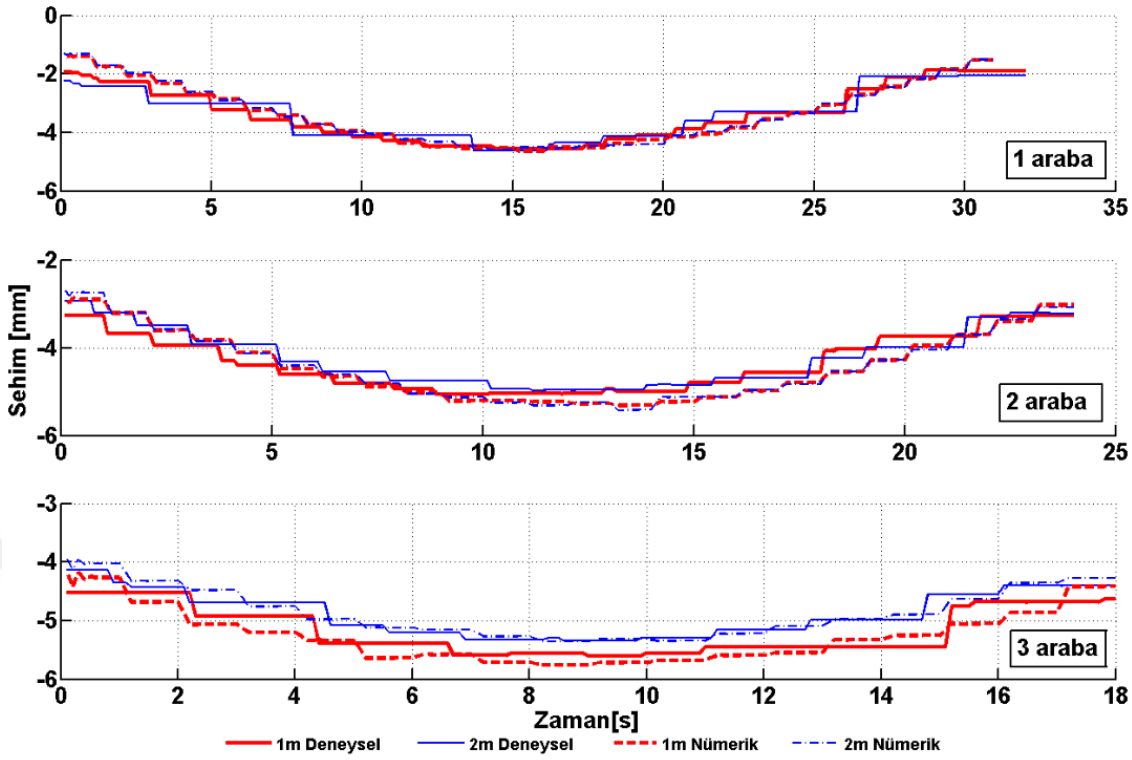
Şekil 5.49. Araba çalışma hızının 0.375m/s, taşınan yükün 430 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi.

1.kiriş dikkate alındığında 1m halat uzunluğu 2m'lik halat uzunluğuna göre maksimum sehim iki arabalı durumda daha fazla bir ve üç arabalı durumda ise hemen hemen aynı şekil değiştirme gerçekleştirdiği anlaşılmaktadır. 2. Kirişte ise bir ve üç araba durumu için maksimum sehim aynı değerlerde iken iki araba durumu için 2m'lik halat uzunluğunda maksimum sehim gerçekleşmektedir. Grafikler incelendiğinde deneysel olarak elde edilen dinamik etkilerin sayısal analizlerde elde edilen dinamik etkilerle benzer özellikler taşıdığı görülmektedir.

Halat uzunluğunun ağır yükler altında kirişler üzerinde meydanda gelen dinamik etkileri incelemek amacıyla yük olarak 1540kg seçilerek deneysel ve sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır. Yükün 1540kg olduğu ve araba hareket hızının0.225m/s olduğu durumda 1. kirişte oluşan dinamik şekil değiştirme Şekil 5.50'de 2. kirişte meydana gelen dinamik şekil değiştirme Şekil 5.51'de sunulmuştur.1540kgyük taşınması araba hızını düşük olduğu durum incelendiğinde birinci kirişte 1m'lik halat uzunluğunun daha fazla çökmeye neden olduğu anlaşılmaktadır.



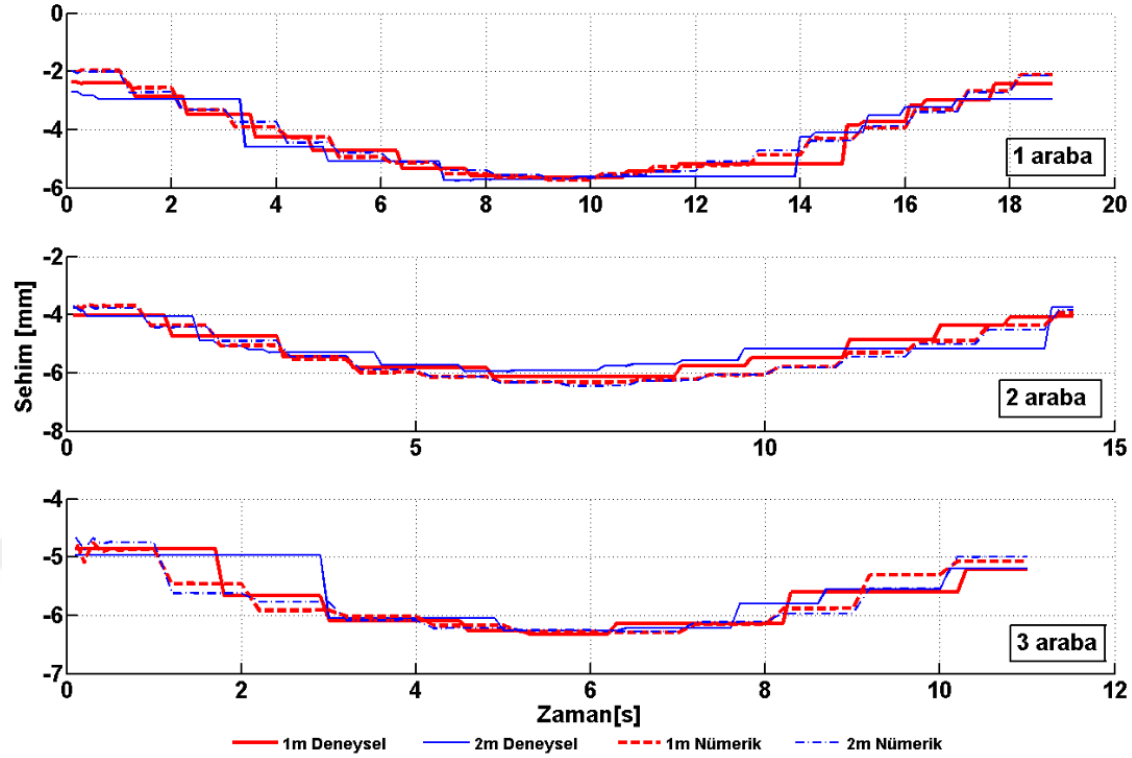
Şekil 5.50. Araba çalışma hızının 0.225m/s, taşınan yükün 1540 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi.



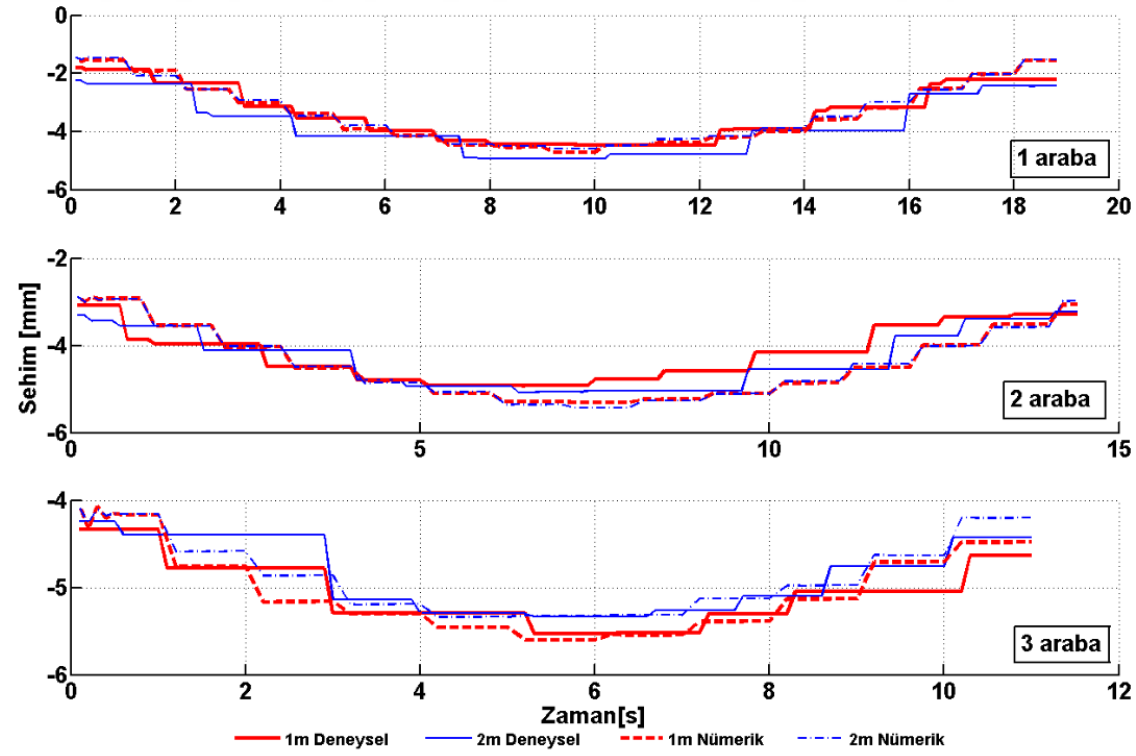
Şekil 5.51. Araba çalışma hızının 0.225m/s, taşınan yükün 1540 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi.

Araba sayısını artması ile halat yüksekliğinin arasındaki fark miktarının belirgin bir şekilde artış gösterdiği görülmektedir.2. kirişte ise halat uzunluğunun etkisinin daha az geçekleştiği ve birbirine yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Bu kirşte halat uzunluğunun bir arabalı durumda aynı, iki ve üç arabalı durumda 1m halat daha fazla sehime sebep olmaktadır. Araba sayısının artışı ile halat uzunluğunun etkisi daha da belirgin hale gelmektedir.

Aynı şartlarda araba hızının artmasıyla 1. kiriş ve 2. kirişte meydana gelen dinamik etkiler sırasıyla Şekil 5.52'de ve Şekil 5.53'te verilmiştir. 1. kirişte meydana gelen etkiler incelendiğinde bir ve üç araba için aynı olduğu iki arabalı durum için 1m halat uzunluğunun daha fazla sehime sebep olduğu anlaşılmaktadır. 2.kirişte ise 2m'lik halat uzunluğunun bir ve iki arabalı durumda daha fazla sehimi etkilediği söylenebilir. Üç arabalı durumda ise maksimum sehim en yüksek taşıma hızında 1m'lik halat yüksekliğinde meydana geldiği anlaşılmaktadır. Tüm grafikler genel olarak incelendiğinde sayısal analizlerin deneysel olarak aynı maksimum sehim değerlerine yakın değerlerde az farkla yaklaştığı ve meydana gelen sehim karakteristiğini takip ettiği söylenebilir.



Şekil 5.52. Araba çalışma hızının 0.375m/s, taşınan yükün 1540 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 1.kirişte meydana gelen sehim değişimi.

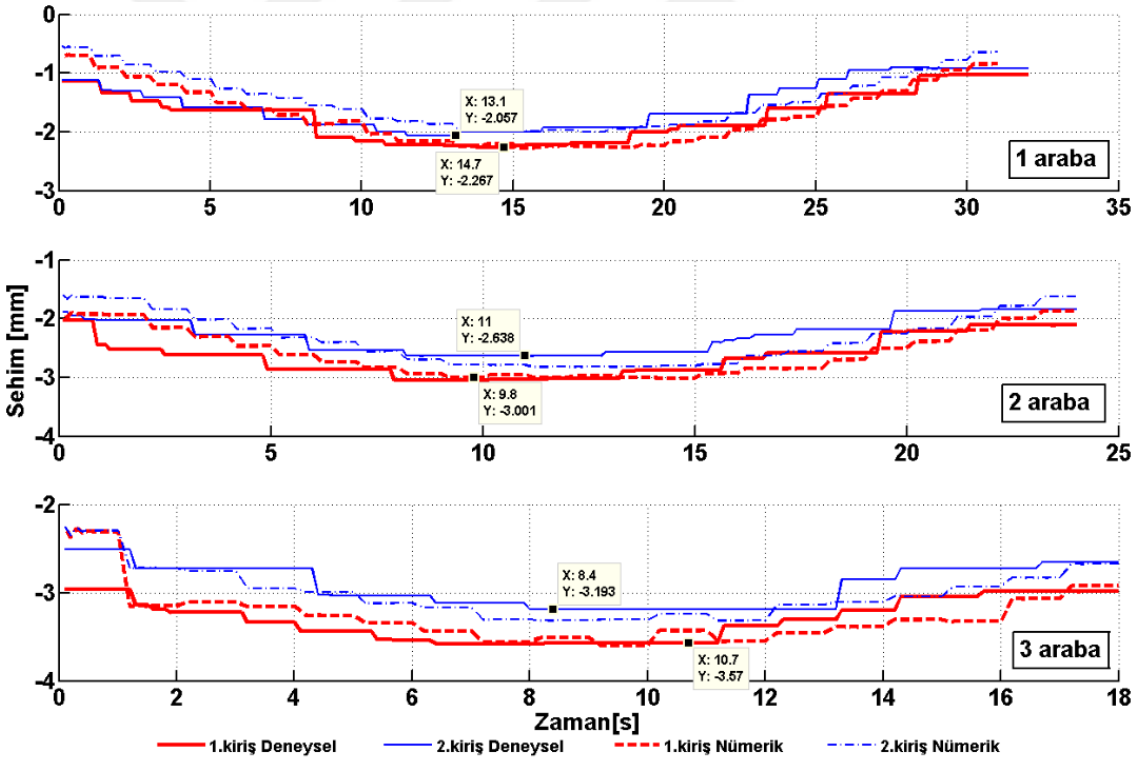


Şekil 5.53. Araba çalışma hızının 0.375m/s, taşınan yükün 1540 kg olması durumunda farklı araba sayılarında halat uzunluklarına göre 2.kirişte meydana gelen sehim değişimi.

5.4.5. Kirişler Üzerinde Meydan Gelen Dinamik Etkiler

Önceki bölümlerde kirişlerde farklı şartlara göre yapılan deneysel ve sayısal analiz sonuçları kirişlerde farklı dinamik etkilerin olduğunu göstermektedir. Bu nedenle kirişlerde farklı şartlar altında daha iyi bir değerlendirme yapabilmek amacıyla çalışma yapılmıştır. Araba hızı, yük, halat uzunlukları sabit tutularak kren kirişlerinde meydan gelen dinamik etkiler grafikler halinde sunulmuş ve elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

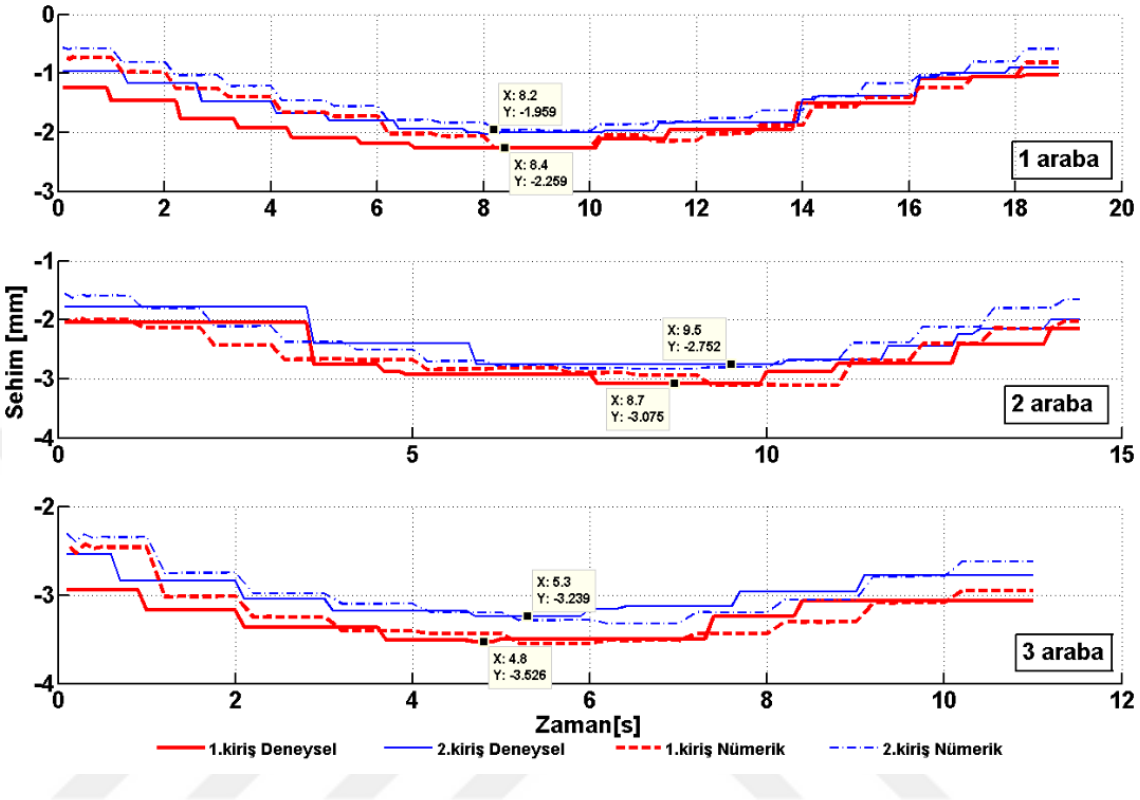
Yükün 430kg, Araba hızının 0.225m/s ve halat uzunluğunun 1m olduğu durumdaki sehim değişimi Şekil 5.54'te verilmiştir. En düşük yükün en düşük araba hızı ve en düşük halat uzunluğunda 1.kiriş ve 2. kiriş arasında farklar olduğu ve en büyük farkın üç arabalı durumda olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.54. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi.

Taşına yükün ve halat uzunluğunun değişmediği araba hızının 0.375m/s olduğu durumlarda deneysel ve sayısal olarak kirişlerde meydana gelen sehim değişimi Şekil 5.55'te verilmiştir. Aynı şekilde hızın artmasıyla birinci ve ikinci kirişin farklı dinamik davranışları olduğu görülmektedir. Hızın artışı deneysel ve sayısal olarak elde

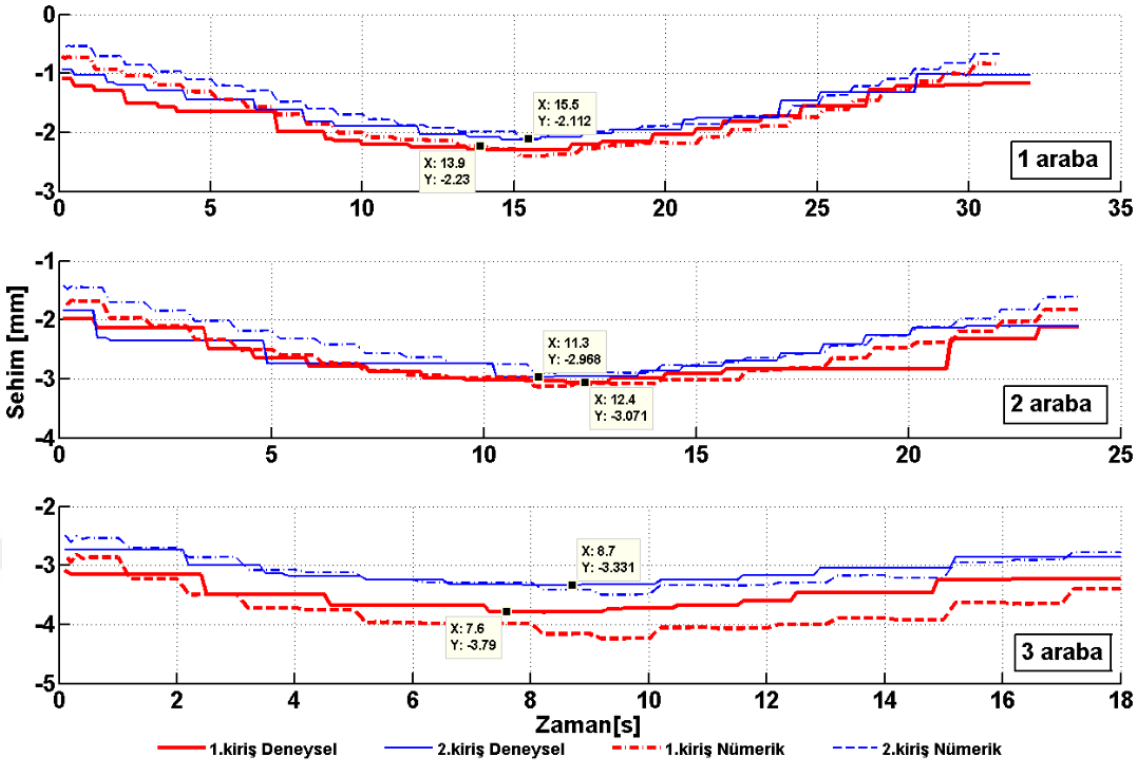
edilen kirişler arasındaki sehim değişimi düşük yüklerde farkı net olarak görülmese de kirişler arasındaki çökme farkının azaldığı görülmektedir.



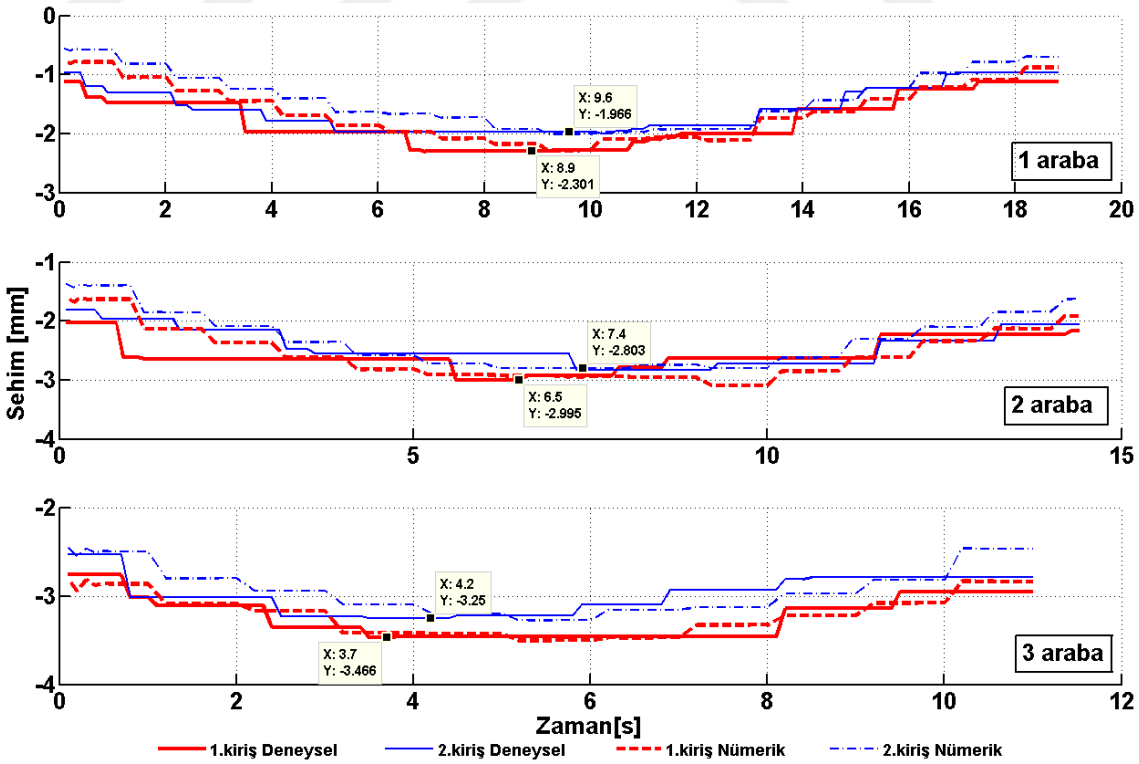
Şekil 5.55. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi.

Aynı şekilde yükün 430kg araba hızının 0.225m/s olduğu durumda halat uzunluğunun 2m ye çıkarıldığında meydana gelen sehim değişimi Şekil 5.56'da verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde bir ve iki arabalı durumda birbirine çok yakın değerler olmakla beraber 1. kiriş daha fazla sehim gerçekleştiği görülmektedir. Üç arabalı durumda ise birinci ve ikinci kiriş arasındaki fark daha da artarak 1. kirişte daha fazla olduğu görülmektedir.

Yükün ve halat uzunluğunun değişmediği fakat araba hızının 0.375m/s ye çıkarılmasıyla meydana gelen sehim değişimi Şekil 5.57'de verilmiştir. Bu şartlar altında bir önceki analizlerde olduğu gibi kirişler arasında birbirinden farklı dinamik etkiler meydana gelmektedir. 1m halat uzunluğunda olduğu gibi 2m'lik sabit halat uzunluğunda yükün taşınma hızının artırılmasıyla birinci ve ikinci kirişte meydana gelen sehim farkında artış gözlemlenmektedir. Sayısal analiz açısından değerlendirildiğinde ikinci araba 1. Kiriş sayısal analiz de maksimum sehim aynı olmakla beraber gerçekleşme süresi fark etmekte bu değer dışında diğer analiz sonuçları deneysel verilerle benzerlik göstermektedir.



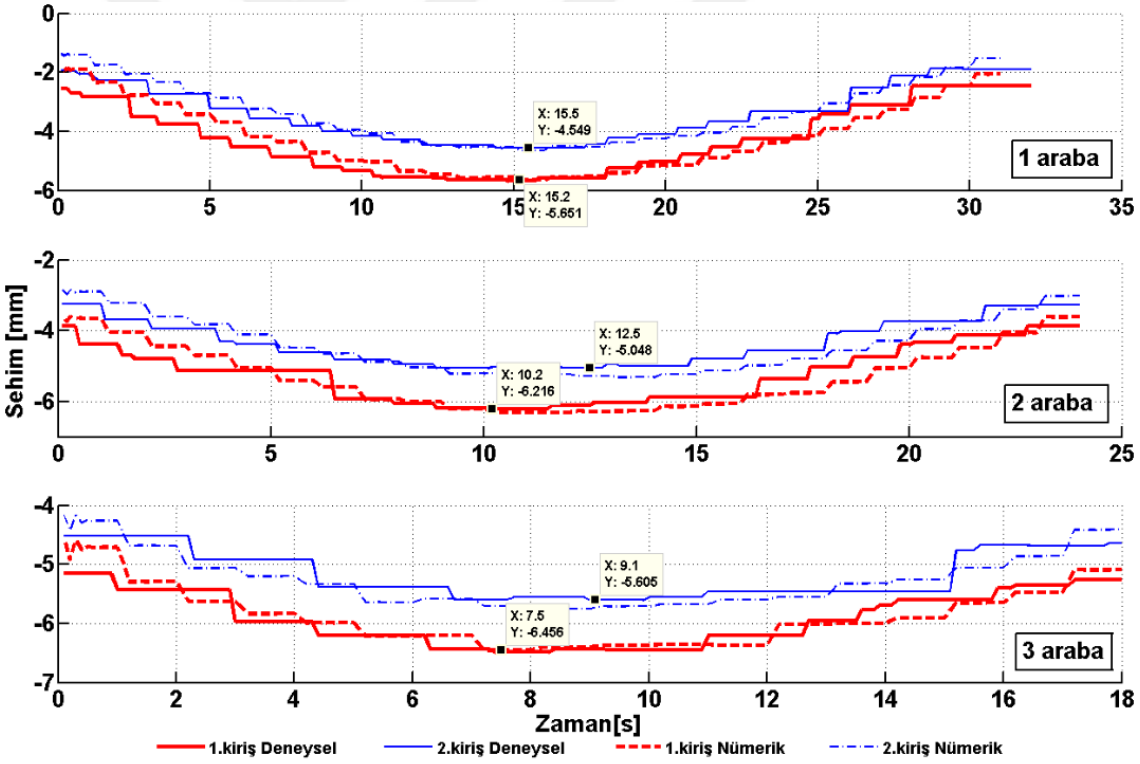
Şekil 5.56. Yükün 430kg, araba hızının 0.225m/s, halat yüksekliğinin 2m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi.



Şekil 5.57. Yükün 430kg, araba hızının 0.375m/s, halat yüksekliğinin 2m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi.

430kg için yapılan çalışmaların aynı şartlarda benzeri ağır yüklerde kiriş üzerindeki etkilerin nasıl olduğunu belirlemek amacıyla 1540kg yükün taşınması içinde gerçekleştirilmiştir. Yükün 1540kg çıkarıldığı araba hızının 0.225m/s olduğu halat uzunluğunun 1m olarak dikkate alındığı şartlarda meydan gelen dinamik sehim değişimi Şekil 5.58'te sunulmuştur.

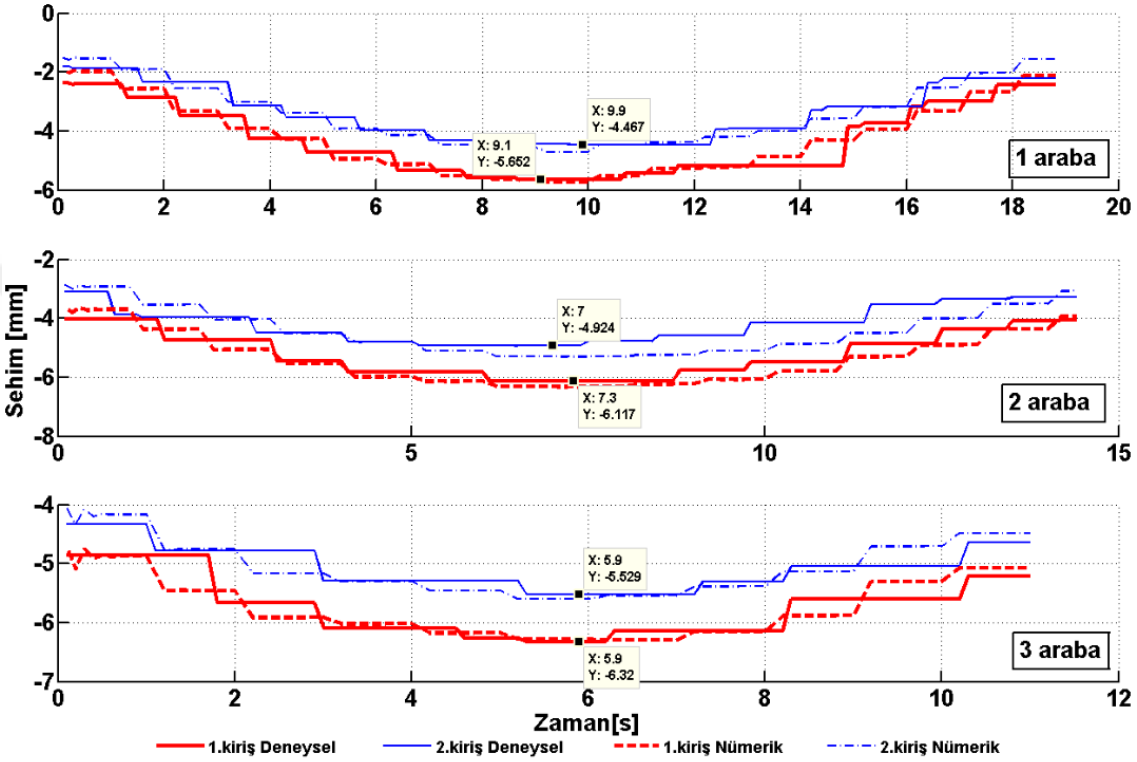
Yükün 1540kg çıkarılması ile kirişlerde meydana gelen dinamik etki farkları daha da belirgin hale gelmiştir. Bir ve iki arabalı durum içi meydana gelen maksimum sehim değişimi yaklaşık aynı ve 1.kiriş ve 2. kiriş te meydana gelen sehim farkı yaklaşık aynı değerlerdedir. Üçüncü araba da meydana gelen etkiler özellikle 1 kiriş için daha da artmaktadır. Genel olarak üç araba durumu içinde yaklaşık olarak birinci ve ikinci kiriş arasındaki sehim farkı 1-1.5mm arasında değişmektedir.



Şekil 5.58 Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi

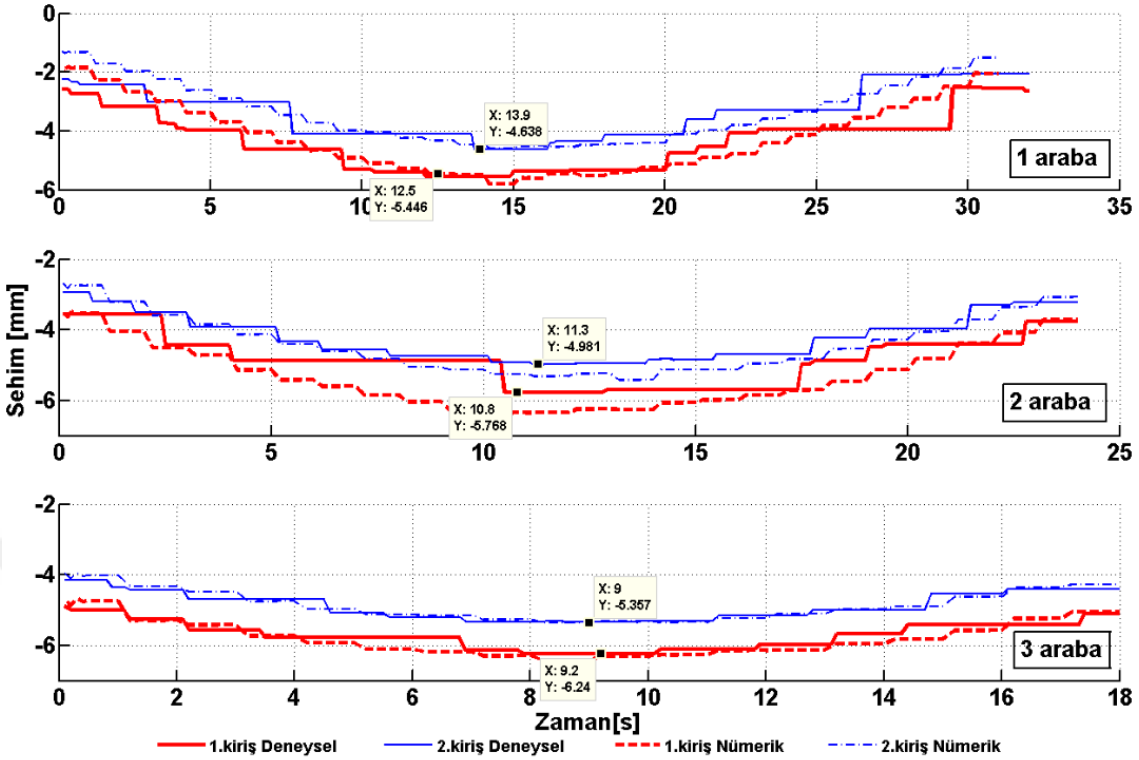
Araba hızının artırılmasıyla 1540kg yükün 1m'lik halat uzunluğunda taşınması esnasında araba sayılarına göre kirişlerde meydana gelen sehim değişimleri Şekil 5.59'da sunulmuştur.

Sonuçlar incelendiğinde bir arabalı durum için düşük hızda gerçekleşen sehim miktarına yakın değerlerde şekil değişimi gerçekleştiği fakat iki ve üç araba için sehim değerlerinde azalma daha belirgin olarak görülmektedir. Bu şartlar altında 0.225m/s'lik hızda meydana gelen karakteristik şekil değişiminin bir benzeri burada görülmektedir. Hızın artışıyla maksimum sehim miktarlarında azalma gerçekleşmektedir.

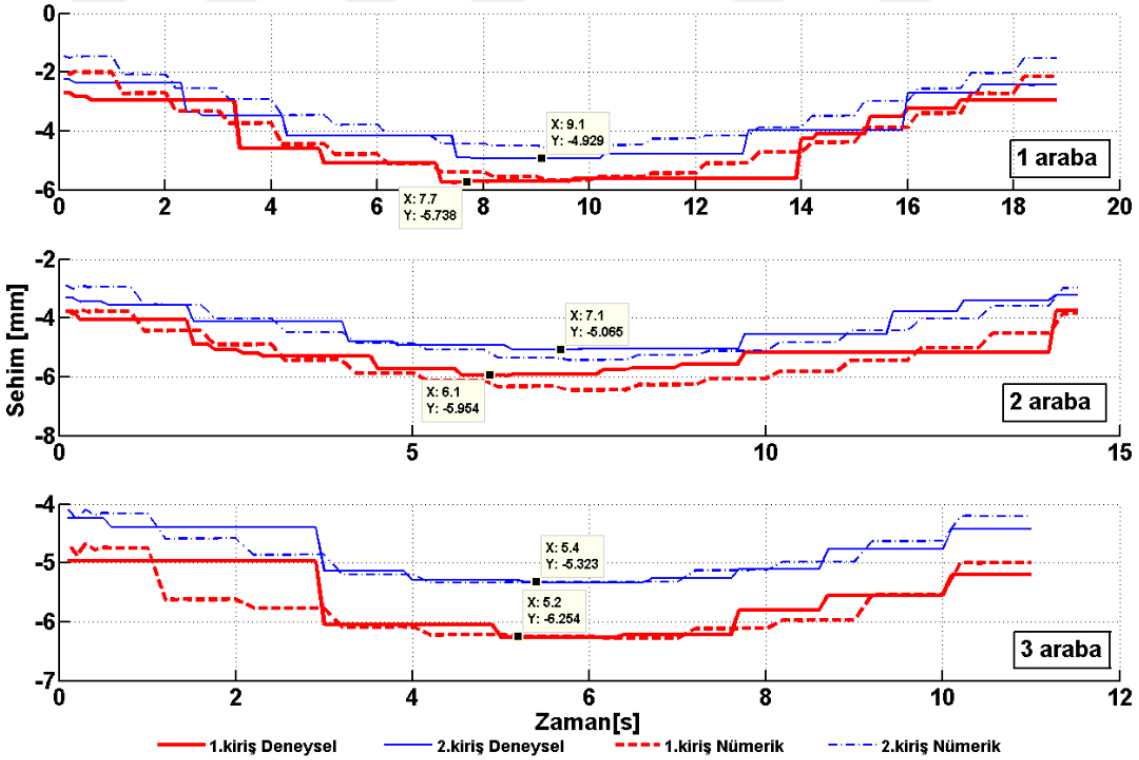


Şekil 5.59. Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi.

Yükün değişmediği ama halat yüksekliğinin 2m olarak seçildiği durumda araba hızının 0.225m/s için kirişlerde meydana gelen sehim Şekil 5.60'ta aynı şartlarda araba hızının 0.375m/s olduğu durumda meydana gelen sehim değişimi Şekil 5.61'de verilmiştir. 1m'lik halat yüksekliğine göre 2m'lik durumda sehim değerlerinde azalma olduğu gözlemlenmiştir. Araba hızı açısından 2m yükseklikte sonuçlar incelendiğinde düşük hızda gerçekleşen dinamik etkilere göre maksimum sehim değerleri bir miktar artış gözlemlenmektedir.



Şekil 5.60. Yükün 1540kg, araba hızının 0.225m/s, halat yüksekliğinin 2m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi.



Şekil 5.61. Yükün 1540kg, araba hızının 0.375m/s, halat yüksekliğinin 2m olduğu durumda araba sayısı ve kirişlerde meydana gelen sehim değişimi.

5.5 Sonuçlar ve İrdeleme

Sonuçlar genel olarak değerlendirildiğinde 430kg için 1. Kirişte 1.8mm-2.5mm arasında,2 kirişte 2-3.5mm arasında; 1540kg yük için 1kirişte 5mm-7mm, 2.kirişte 4-5mm arasında maksimum sehim gerçekleştiği görülmektedir. Buda bize kirişlerin farklı dinamik etkileri olduğunu göstermektedir.

Özellikle maksimum yükün taşınması esnasında araba hızında artmasıyla meydana gelen şekil değişimi halat yüksekliğinde daha belirgin şekilde etki etmektedir. Genel olarak değerlendirildiğinde düşük hızlarda hareket etmesi durumunda kren kirişlerinde halat uzunluğunun etkisinin çok olmadığı ilgili grafiklerden anlaşılmaktadır. Ağır yükün taşınması esnasında maksimum sehim değerlerinin incelenmesinde genel olarak iki arabalı durumda meydana geldiği en az sehimin ise bir arabalı durumda gerçekleştiği görülmektedir. Aynı dinamik tepkiler 2. kiriş sehim değerleri için de benzerlik göstermektedir.

Yükün ve araba hızının maksimum olması durumunda 1. kirişte halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda maksimum sehim 1. kirişte, 2m'lik halat uzunluğunda ise 2. kirişte meydana gelmektedir. Düşük yük ve hızlı çalışma şartları altında ise sehimlerin birbirine yakın olduğu söylenebilir.

2. kirişle ve 1. kiriş dinamik tepkileri değerlendirildiğinde yük, araba çalışma hızı araba sayısı ve halat yüksekliğine göre birbirinden farklı tepkilerinin olduğu elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde ortaya çıkmaktadır ve 1 kiriş de 2. kirişe göre daha fazla sehim meydana gelmektedir. Bu durumun nedeni olarak 2. kiriş üzerinde kuvvet değişimin çok olmadığı, ağırlık merkezinin her iki kirişte eşit olmamasından kaynaklanan etkilerden dolayı birinci kiriş üzerinde moment ve atalet etkilerinin daha fazla olması gösterilebilir. Aynı etkini ADAMS' tan elde edilen temas kuvvetlerinin incelenmesi durumunda da görülmektedir.

Araba sayısı açısından karşılaştırıldığında kren üzerinde verilen tüm parametrelere göre en az sehim değişiminin bir arabalı durumda gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bununla beraber araba çalışma hızının artmasıyla iki ve üç arabalı durumda meydan gelen sehim değerlerinin azaldığı görülmektedir. Bu durumda bize çok arabalı kren sistemleri ile kren üzerinde meydana gelen etkilerin azaltılmasında ve hızlı çalışma şartları altında araba sayısının kullanılabilirliğini göstermektedir.

Deneysel verilerin değişimi uzun ve ani değişimler şeklinde bir karakteristik özelliği gösterirken sayısal analiz sonuçları daha dengeli ve düzenli olarak azalma karakteristiği göstermektedir. Bunun nedeni ise deneysel ölçüm sisteminin hassasiyeti ve kren sisteminde deneysel şartlarda farklı atalet etkilerinin geçekleşmesinden kaynaklanmaktadır. Genel olarak farklı davranış şekilleri de olsa maksimum şekil değişimini yakalaması ve deneysel sonuçları takip ederek çoğu şart için grafiklerin uyumlu olması sayısal analizin etkinliğini ortaya koymaktadır.

Genel olarak yükün etkisi incelendiğinde, kren kirişlerinde en büyük dinamik etkinin yükten kaynaklandığı görülür. En büyük şekil değişim etkisine yükün neden olduğu görülmektedir. Araba sayıları açısından değerlendirildiğinde bir ve iki arabalı durumlarda her iki yük durumu için de birbirine yakın değerlerde maksimum sehim meydana gelirken üç arabalı durum diğer şartlara göre daha fazla miktarda sehim meydana geldiği anlaşılmaktadır.

Kren kirişlerinde meydana gelen dinamik etkilerin yükün hareket hızıyla, yükün arabaya bağlı olduğu halat uzunluğuyla da değiştiği görülmektedir Tüm bu nedenlerden dolayı kren sistemi üzerinde meydana gelen sehim değerleri değişmektedir. Bu çalışma ile özellikle çift kiriş köprülü kren tasarımlarında her iki kirişin de eşit şekilde şekil değiştirdiği statik olarak yapılacak hesapların yetersiz kaldığı söylenebilir. Bu nedenle kren sistemi üzerinde yapılacak olan analizlerde araba hızı halat uzunluğu ve araba sayılarının farklılıklarından kaynaklanacak dinamik etkilerinde dikkate alındığı analizlerin yapılması daha doğru olacaktır. Kren sistemlerini dinamik analizi için önerilen bu yeni yöntemle gerçekte kullanılacak olan bir krenin tüm yapıları dikkate alınarak (araba, halat, yük, basitleştirilmeden gerçekte kullanılacak katı modeli) yapılan analizlerin sonuçları değerlendirildiğinde deneysel olarak elde edilen sonuçlar arasındaki hata kabul edilebilir bir aralıkta olduğu görülmektedir. Bu nedenle önerilen bu yeni çözüm yöntemi kren sistemlerinin dinamik davranışlarını başarılı bir şekilde yakaladığı ve bu konuda yapılacak benzer dinamik analizler için kullanılabileceğini göstermektedir. Bu çalışmanın sonuçlarından elde edilen çıkarılmalara göre kren sitemlerinin gerilme analizleri, emniyetli çalışama şartlarının belirlenmesi üzerine çalışmalar yapılacaktır.

6. BÖLÜM

KREN SİSTEMİ KALDIRMA GRUBU DİNAMİK ANALİZİ

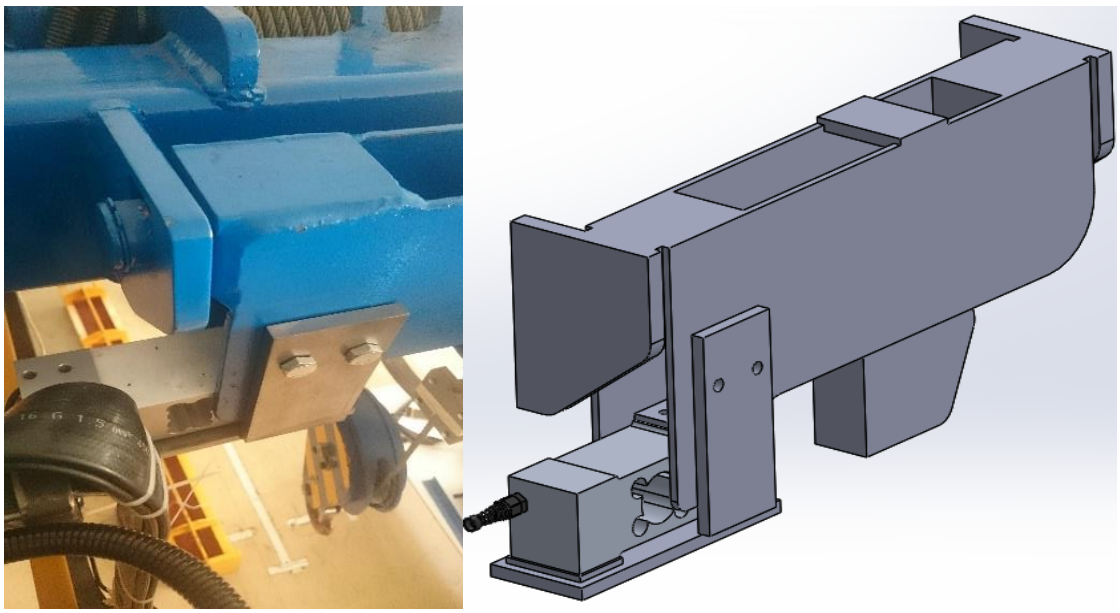
6.1. Giriş

Kren sistemlerinde yükün kaldırılması, taşınması ve indirilmesi durumlarının her biri kren sistemi üzerinde farklı dinamik etkileri ortaya çıkarmaktadır. Bu nedenle bu bölümde özellikle çok arabalı kren sistemi üzerinde kaldırma esnasında meydana gelen etkileri incelemek amacıyla çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Ayrıca bu analizler yapılırken genel olarak kaldırma grubuna yükün kaldırılması esnasında meydana gelen kuvvet etkileri belirlenmiş ve elde edilen bu kuvvetlere göre kaldırma grubunu oluşturan tambur, halat ve dişli grubu üzerinde meydan gelen etkiler incelenmiştir. Bu sebeple farklı kaldırma hızları, yükleri ve kren sistemi üzerindeki farklı araba sayılarına göre kaldırma esnasında halat üzerindeki meydana gelen kuvvetlerin belirlenmesi için deneysel bir düzenek kurulmuştur. Belirtilen bu çalışma şartlarına göre sonuçlar elde edilmiş ve çok arabalı kren sistemi üzerinde etkileri irdelenmiştir.

İkinci aşamada ise dişli; tambur ve halattan oluşan kaldırma grubunun analizi sisteme değişken kuvvetler uygulanarak gerçekleştirilmiştir. Böylece gerçek zamanlı deneysel çalışma şartları altında oluşan kuvvetler altında analiz yapılarak sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır. Bu çalışma ile kren sistemlerinin yansıra birçok mühendislik alanında kullanılan dişli redüktör, vites kutusu gibi yapıların tasarımlarında kullanılan silindirik helisel dişli çarkların dinamik çalışma şartları SEM metodu ile analizi yapılmıştır. Böylece dinamik şartlar altında dişlilerde meydan gelen gerilmeler belirlenerek tasarımı yapılan dişli grubunun emniyetli ve güvenli olup olmadığı tespitinin yapılması sağlanmıştır. Gerilme analizi sonucunda kaldırma aşamasında kullanılacak redüktörlerde kullanılan helisel dişli çarkların imalat aşamasına geçilmeden doğru dişli boyutları ve doğru malzeme seçim işlemleri için belirlemeler yapılmıştır.

6.2.Deneysel Kuvvet Ölçüm Metodu

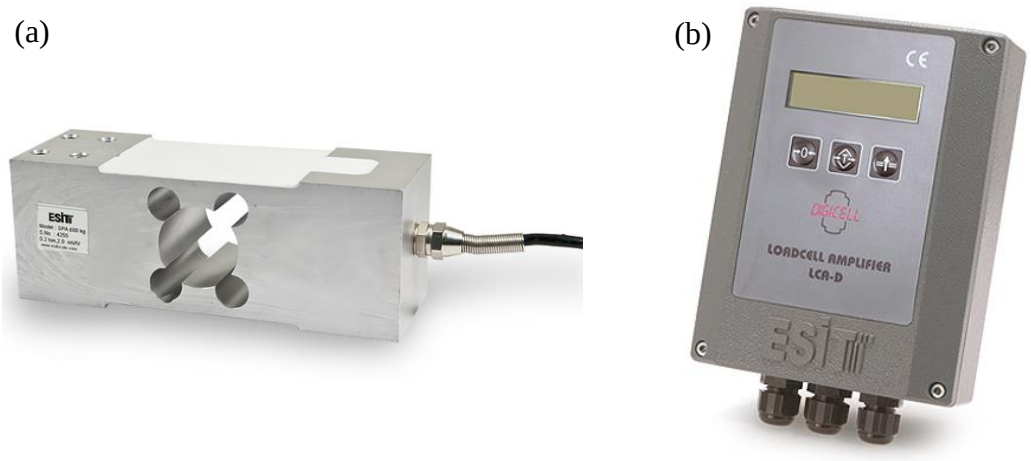
Kren sisteminde en büyük etkilerden biri de yükün kaldırılması esnasında kaldırma grubu tarafından sağlanmaktadır. Bu nedenle kren sistemi kaldırma grubunda kaldırılacak yükün yerden teması kesilerek, belirli bir yüksekliğe kaldırılana kadar sisteme nasıl etki ettiğinin analiz edilmesi önem arz etmektedir. Aynı şekilde aynı yükün taşınmasında çok arabalı sistemler kullanıldığında oluşan durumunda analiz edilmesi kaçınılmazdır. Kren sisteminde halatın esnek olması ve tambura sarılması durumu tam olarak modellenemediğinden, halat üzerinde meydana gelen kuvvetlerin deneysel olarak analiz edilmesi gerekmektedir. Kren kaldırma grubunda meydana gelen etkilerin neler olduğunun tespit edilmesi halatlar üzerinden sağlanabilir. Bu ölçüm şekli; halatın araba üzerinde sabit olan yerlerine yük hücresi yerleştirilerek yapılmıştır. Deneysel kren sisteminde üç farklı araba sayısı, iki farklı yükün, iki farklı hızda kaldırılması şartlarına göre düzenek oluşturularak kuvvet değişim ölçümü gerçekleştirilmiştir. Deneysel düzenekte her bir kaldırma grubunda meydana gelen etkileri ölçmek amacıyla her bir araba grubu için 3 adet yük hücresi kullanılmıştır. Sistemde basma tip yük hücresi kullanılmış ve bu yük hücresinin araba üzerine montajı için araba üzerinde bir bağlama aparatı tasarlanmıştır. Halat üzerinde oluşan kuvvet değişimini ölçmek amacıyla oluşturulan deney düzeneği ve yük hücresinin bağlanma pozisyonu Şekil 6.1'de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Yük hücresinin kren sistemi üzerinde bağlantı şekli ve yük hücresinin bağlantısı için tasarlanan bağlantı aparatının görünümü

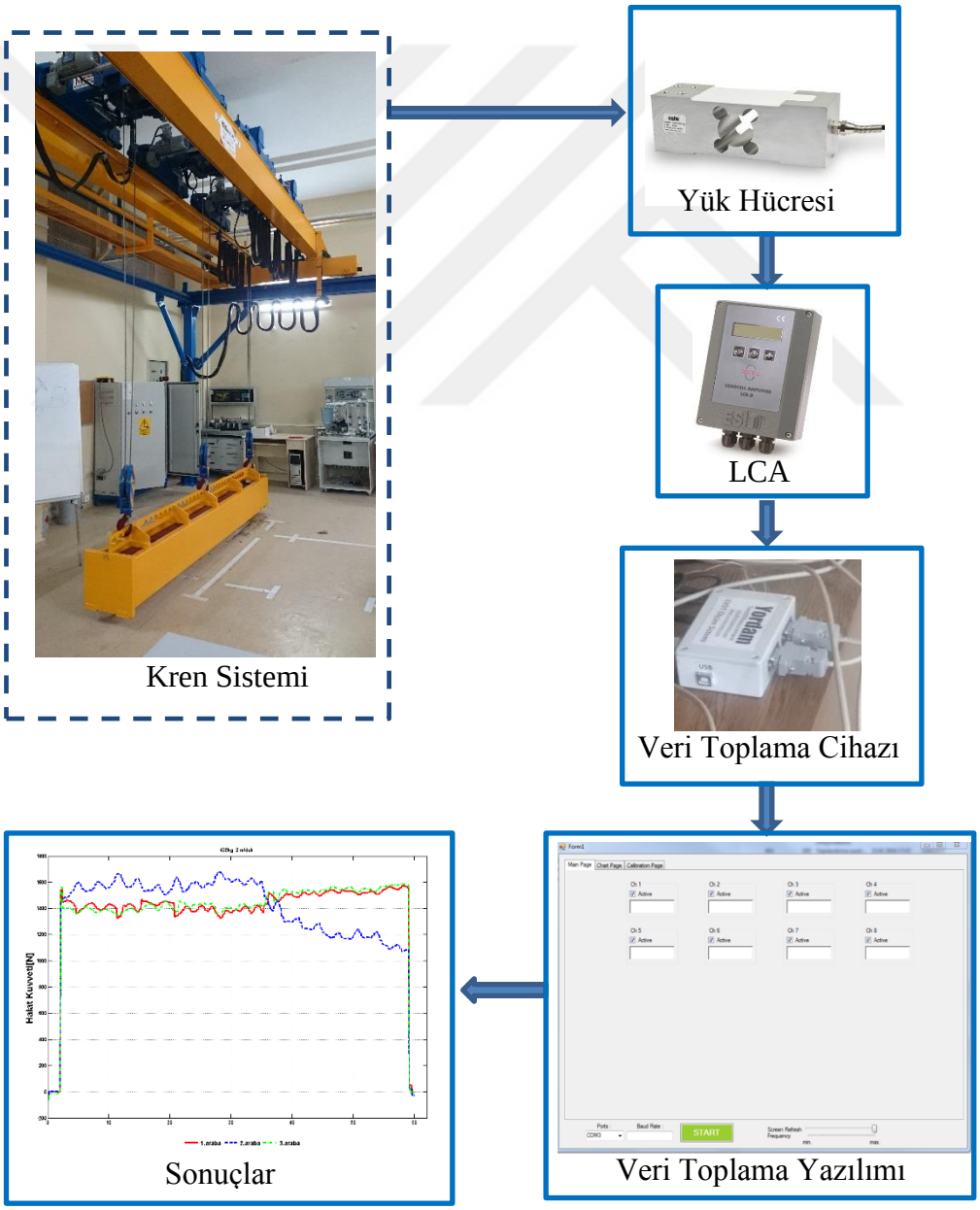
Ölçüm sisteminde; ESİT marka SPA 600, tek noktadan belli bir alanda ölçüm yapabilen yük hücresi kullanılmıştır [82]. Yüksek hassasiyete sahip olan bu yük hücresinin moment kuvvetinden etkilenmeme özelliği bulunmaktadır. Alüminyum gövdesi ile korozyona dayanıklıdır. Ölçüm bölgesi kimyasal malzeme ile izole edilmiş olan SPA yük hücreleri IP55 sınıfında toza ve suya karşı korumalıdır. 600 kg kapasitede üretilen SPA yük hücreleri 80x80cm ebatlarındadır. Endüstride tek yük hücresine ihtiyaç olan birçok proses içerisinde kullanılabilmektedir. Bu ölçüm esnasında yük hücresinden elde edilen analog verilerin dijital verilere dönüştürebilmek amacıyla yine ESİT marka LCA D [83] yük hücresi yükseltici ve dönüştürücüsü kullanılmıştır. Kullanılan LCA (LoadCell Amplifier) endüstriyel ortamlarda kullanılmak üzere tasarlanmış, yüksek çözünürlüklü bir Analog-Dijital dönüştürücü cihazdır. Bu dönüştürücü, sensörden gelen sinyali yükselterek çeşitli filtreleme ve lineerizasyon işlemlerinden geçirmekte ve direnç köprüsü esaslı tüm sensörlerde kullanılabilmektedir. En belirgin özelliği ise Modbus protokolünü kullanarak tüm iç parametrelerine uzaktan erişim ve değiştirebilme olanağı sunmasıdır. Tuşlarla kolay ayarlanabilen menü seçenekleri ve kalibrasyon 160 mV/V' a kadar giriş yapabilme imkânı, sensör çıkışına uygun kazanç ayarı Sense düzeltmesi, 12-24 Volt besleme ile çalışabilme (DC / AC), 8 yük hücresine kadar bağlanabilme, IP 66 sınıfı korumalı kutu, uzaktan kontrol ve parametre ayarlarının yapılabilir olması gibi özelliklere sahiptir. Deneysel çalışmada kullanılan yük hücresi ve yükselticinin görünümleri Şekil 6.2'de verilmiştir.

(a) (b)



Şekil 6.2. Sistemde kuvvet ölçümü için kullanılan (a) SPA 600 Yük hücresi (b) Yük hücresi yükselteci ve dönüştürücüsü LCA D

Halatlarda kuvvet ölçümü için oluşturulan deneysel düzeneğin blok diyagramı Şekil 6.3'te verilmiştir. Burada oluşturulan deney düzeneği sadece yükün kaldırılması sırasında değil aynı zamanda yükün hareketi esnasında da ölçüm yapabilmektedir. Ayrıca kullanılan yük hücresi, kren sisteminin kaldırabileceği yükten fazla bir yük olduğunda krenin devre dışı kalmasını sağlayarak güvenli ve emniyetli çalışma şartları oluşturmaktadır. Bu bölümde sehim ölçümü için kullanılan veri toplayıcısına ve yazılımına yük hücresi yükselticisi bağlanarak halatlarda medyana gelen kuvvet değişimleri ve kirişlerde meydana gelen sehim ölçümü beraber ölçülmüştür.



Şekil 6.3. Kren sistemi üzerinde kaldırma grubunda meydana gelen kuvvet ölçümü için gerçekleştirilen ölçüm sistemi blok diyagramı

Şekildeki sistemden yük hücrelerine enerji sağlamak ve veri işlemi için kablo bağlantıları ile gerçekleştirilmiştir. Verilerin zamana bağımlı olarak kaydedilebilmesi için RS 485 çevirici bağlantıları gerçekleştirilerek sisteme bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Sistemden verilerin kaydedilmesi için kullanılan program ara yüzü sehim ölçme için kullanılan ara yüzle aynıdır.

6.3.Deneysel Kuvvet Analiz Sonuçları

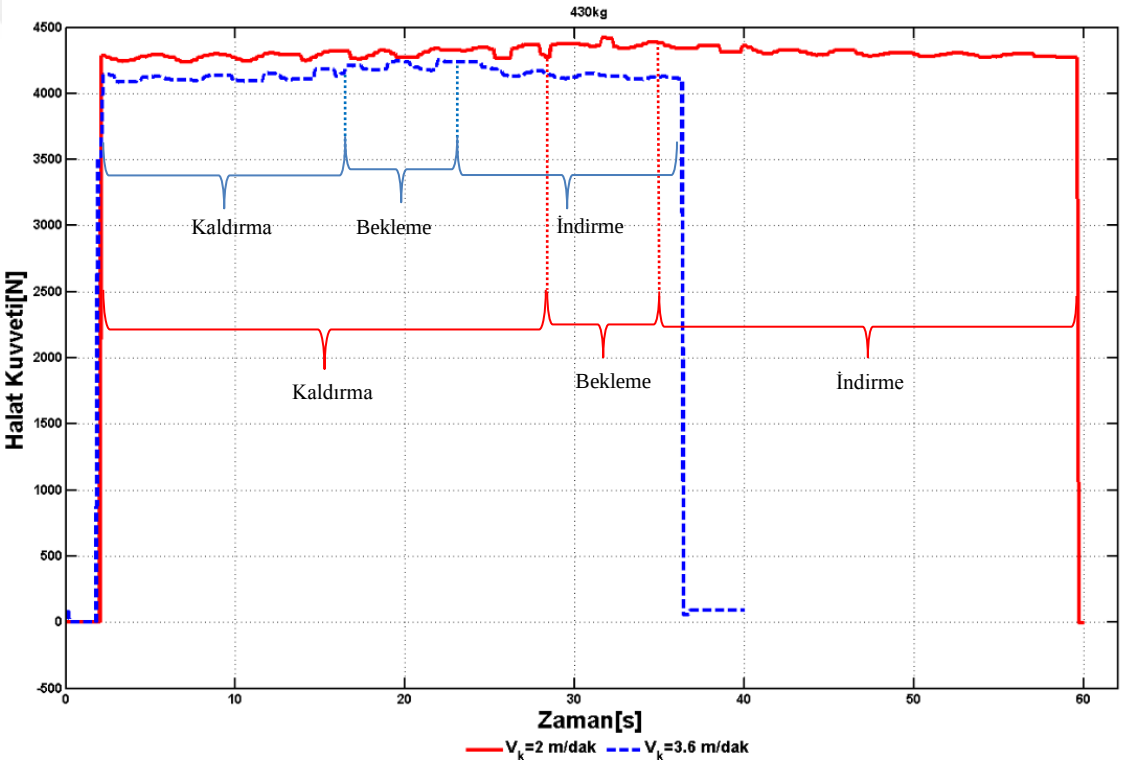
Kren sistemi üzerinde bir ve birden fazla araba ile farklı hızlarda ve farklı yüklerin kaldırılması esnasında kaldırma grubunda meydana gelen kuvvet değişimleri deneysel olarak tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmada bir yükün kaldırılması ve indirilmesi durumunda araba halatı üzerinde meydana gelen kuvvetlerin değişiminin nasıl olduğu ve kaldırma grubunun üzerinde nasıl bir kuvvet değişimine maruz kaldığı tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu bölümde yükün yerden teması kesilip belirli bir yüksekliğe kadar kaldırılıp belli bir bekleme süresinden sonra tekrardan o yükseklikten indirilmesi yapılarak ölçümler gerçekleştirilmiştir. Yükün kaldırma mesafesi olarak yerden 2.5m yükseklik dikkate alınmıştır. Deneysel çalışmada 1540kg ve 430kg yükün 2.5m yüksekliğe kaldırılması ve tekrardan indirilmesi için 3.6m/dak ve 2m/dak kaldırma hızları dikkate alınarak ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu kuvvetlerin tespit edilmesindeki asıl amaç ise kaldırma grubu üzerine (tambur, halat ve dişli grubu üzerinde) meydana gelen dinamik etkilerin neler olduğunu ortaya koymaktır. Bu nedenlerle kaldırma esnasında elde edilen bu değişimler kaldırma grubu dinamik analizinde kullanılacaktır. Burada araba sayıları ve yukarıda belirtilen çalışma şartlarıda dikkate alınarak deneysel çalışmalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilerek sonuçlar irdelenmiştir.

Burada seçilen iki farklı kaldırma hızı için deneyler yapıldığı için kaldırma ve indirme süreleri değişmektedir. Deneyler yapılırken 2.5m yüksekliğe kadar kaldırma işlemi yapıldıktan sonra yaklaşık 5sn beklenip tekrardan indirme yapılmıştır. Kaldırma hızlarına göre kaldırma süresi, indirme süresi ve bekleme sürelerine bağlı olarak elde edilen kuvvetlerin değerlendirilmesi gerekmektedir. Belirtilen hızlara göre gerçekleşen süreler Tablo 6.1'de verilmiş ve grafikler üzerinde değerlendirme yapılırken bu durum dikkate alınmıştır.

Tablo 6.1. Kaldırma indirme süreleri

Kaldırma Hızı(m/dak)	Kaldırma süresi (s)	Bekleme Süresi(s)	İndirme Süresi(s)
2	26-27	4-5	26-27
3.6	14-15	4-5	14-15

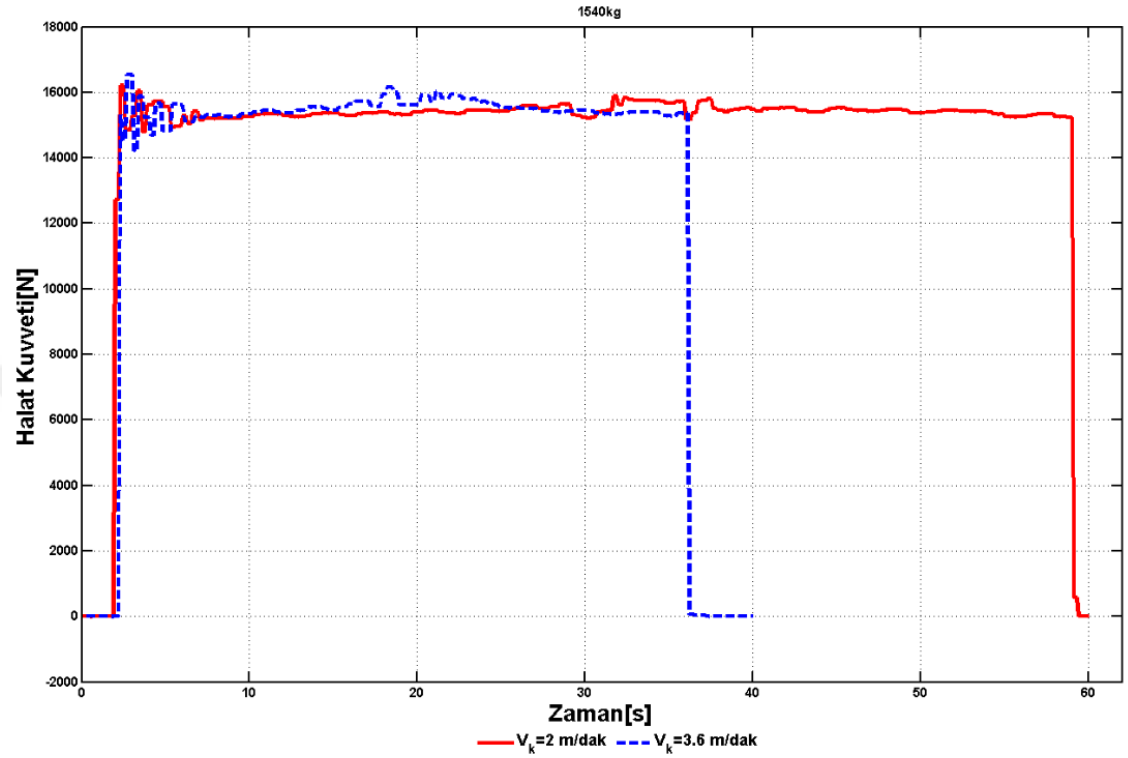
Kren sisteminde yükün kaldırılması ve indirilmesi aşamalarında yük yerde ve teraziye alınmış halde olup ilk başlangıç aşamasında kanca yükle temas etmediği için ölçüm 0 kg'dan başlamış aynı şekilde yük kanca ile teması kesilene kadar ölçüm gerçekleştiği için 0 kg ile bitmiştir. Bir arabalı kren sisteminde 430kg yükün kaldırılması ve indirilmesi durumunda halatta meydana gelen dinamik kuvvet değişimi Şekil 6.4'te verilmiştir



Şekil 6.4. Bir arabalı kren sisteminde 430kg yükün farklı kaldırma hızlarında halatta meydana gelen kuvvet değişimi

Sonuçlar incelendiğinde 430 kg yükün kaldırmasında düşük hızda daha fazla kuvvetin oluştuğu görülmektedir. Bunun yanında hem kaldırma hem indirme durumunda analiz gerçekleştirildiğinde kaldırma aşamasında zamanla bir kuvvet artışı olduğu maksimum yükün havada kaldığı durumda bekleme safhasında gerçekleştiği görülmektedir. Yükün indirilmeye başlaması ile de kuvvet azalma eğilimindedir. Bu durumun her iki kaldırma hızı içinde benzerlik gösterdiği grafikte verilen safhalarda daha net anlaşılmaktadır. Kren sisteminin kaldırılması esnasında düşük kuvvetlerde etkisinin yanında maksimum

kapasitede nasıl değiştiğini gözlemlemek amacıyla 1540kg yükün kaldırılması ve indirilmesi durumu içinde deneyler yapılmıştır. 1540 kg yüke göre halatta meydana gelen dinamik kuvvet değişimi Şekil 6.5'te verilmiştir.

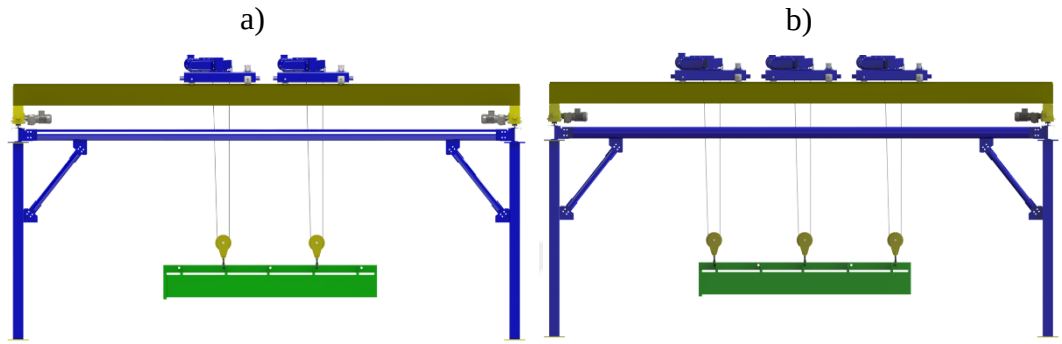


Şekil 6.5 Bir arabalı kren sisteminde 1540kg yükün farklı kaldırma hızlarında halatta meydana gelen kuvvet değişimi

Yükün 1540kg olması durumunda yükün yerden teması ve ataletin etkisiyle her iki kaldırma hızında da ilk 5.sn'de aşırı bir değişim söz konusu olduğu daha belirgin olarak görülmektedir. Aynı şekilde 430 kg yükün kaldırılması durumundaki kaldırma bekleme ve indirme zamanlarında meydana gelen etkiye benzer şekilde bekleme süresine kadar ilk 6-7sn den sonra artma, bekleme zamanında artma ve bekleme zamanından sonrada düşüş olduğu gözlemlenmektedir. 430 kg yükün kaldırılmasında düşük hızda maksimum kuvvet gerçekleşmektedir. 1540 kg yükte ise maksimum kuvvet değerleri hem kaldırma başlangıcında hem bitişinde yüksek kaldırma hızında gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Grafiklerden anlaşılacağı üzere kaldırmanın başlangıcı ve bitiş esnasında sürekli bir değişken yükle karşılaşıldığı ve kaldırma grubu analizi için bu değişimin dikkate alınması gerektiği anlaşılmaktadır.

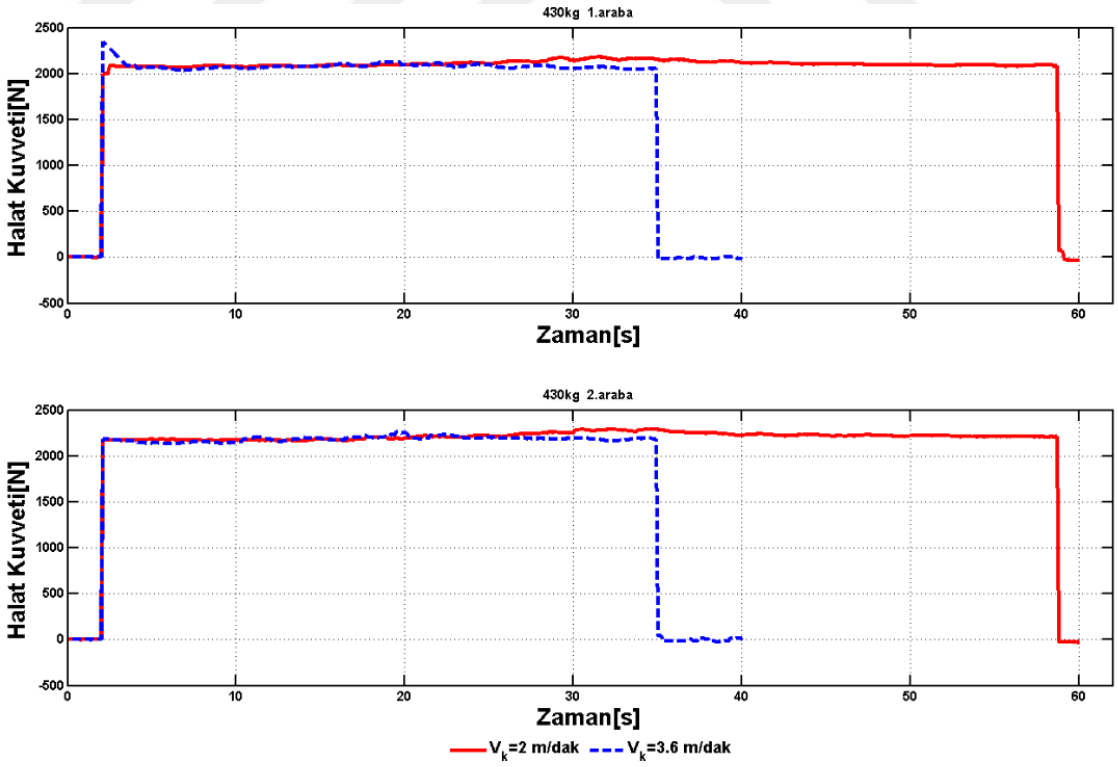
Kren sitemlerinde birden çok arabanın beraber kullanıldığı durumlar giderek artış göstermektedir. Çok arabalı kren sistemleri kullanıldığı durumlarda kaldırma grubunda meydana gelen değişimlerinde bir arabalı sistemlerde olduğu gibi belirlenmesi

gerekmektedir. Aynı yük miktarları ve kaldırma hızları için iki ve üç arabalı şartlar altında da deneyler yapılarak halatlar üzerinde meydana gelen etkiler belirlenmeye çalışılmıştır. İki ve üç arabalı kren siteminde arabaların arasındaki mesafeler eşit alınarak yükün bağlanması gerçekleştirilmiştir. İki ve üç arabanın kaldırma esnasında yük ile bağlantısını ve aralarındaki mesafelerin eşit olduğunu ifade eden görünüş Şekil 6.6'da gösterilmiştir.



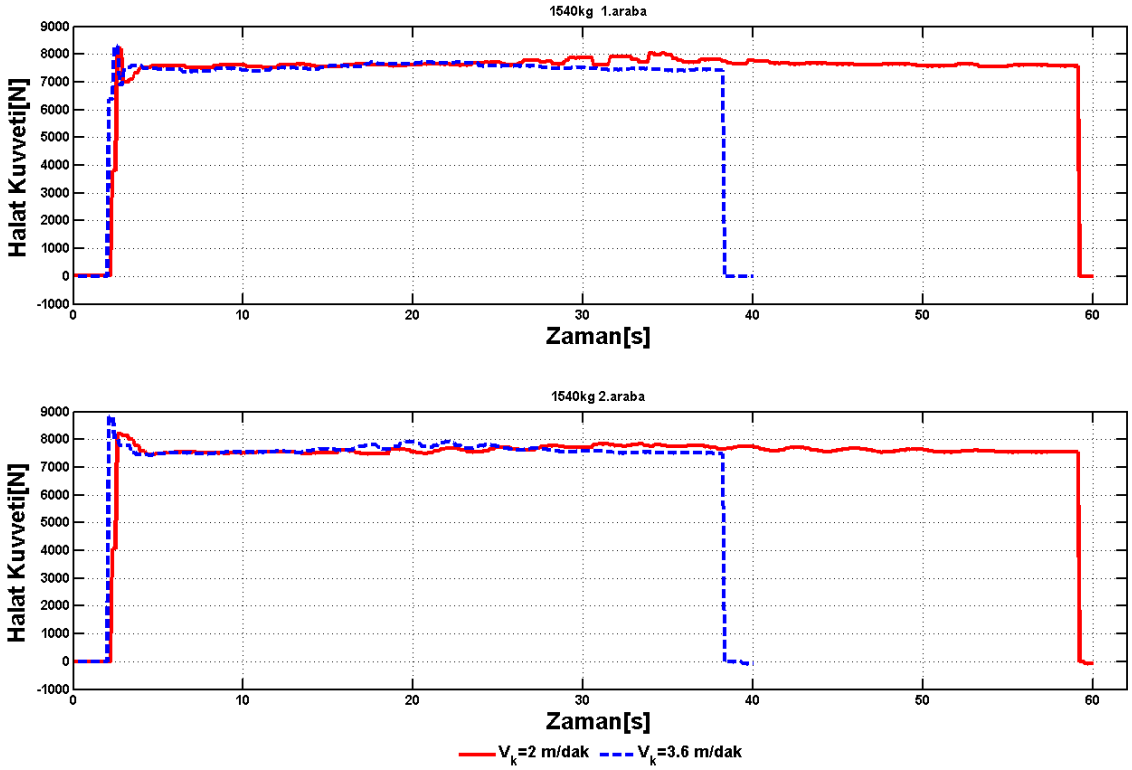
Şekil 6.6. a) İki arabalı b) Üç arabalı kren sisteminde arabaların konumu ve yükün bağlantı şekillerinin görünümü

İki arabalı kren sisteminde 430kg yükün taşınması esnasında kaldırma grubuna etki eden kuvvet değişimi Şekil 6.7'de verilmiştir.



Şekil 6.7. İki arabalı kren sisteminde 430kg yükün farklı kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi

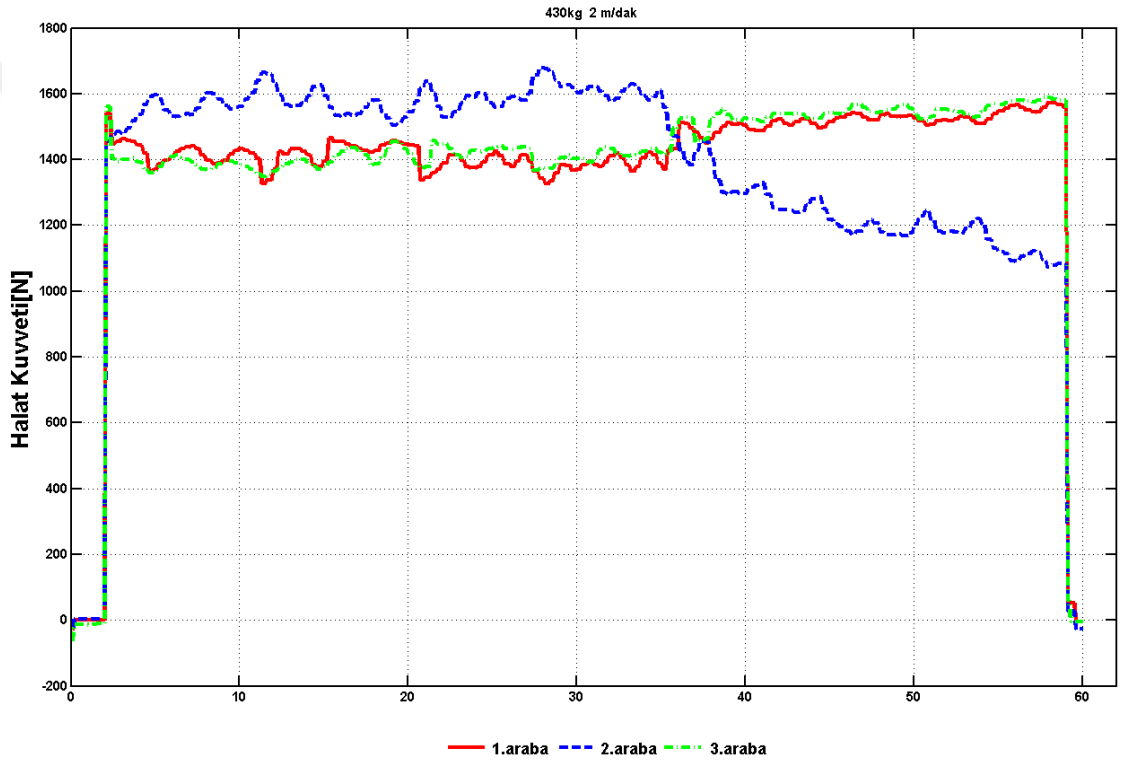
İki arabalı durumda kaldırılan yükün değerlendirmesi yapıldığında; yükün eşit mesafelerde ve ağırlık merkezini ortalayacak şekilde bağlanmasına rağmen her iki arabada da meydan gelen kuvvet değişimlerinin birbirinden farklı olduğu görülmektedir. Kuvvet değişimi karakteristik açısından incelendiğinde bir arabalı durumda olduğu gibi her iki kaldırma grubunda da kaldırmanın başlangıcından bitene kadar artış, bekleme süresinde maksimum ve tekrar indirilmeye başladığında bir azalma olduğu görülmektedir. 2. Arabanın üzerinde meydana gelen etkiler 2500N civarında iken 1.arabada 2000N civarında gerçekleştiği görülmektedir. İki arabalı durumda kaldırma hızı açısından karşılaştırıldığında ise düşük yüklerde her iki halatta meydan gelen kuvvetlerin yaklaşık aynı değerlerde olduğu görülmektedir.1540 kg yükün kaldırılması durumunda meydana gelen farklı kaldırma ve indirme hızlarına göre kuvvet değişimi Şekil 6.8'de verilmiştir.



Şekil 6.8. İki arabalı kren sisteminde 1540kg yükün farklı kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi

Şekil 6.8'de görüldüğü gibi yükün artması ile birlikte bir arabalı durumdaki kaldırmada olduğu gibi başlangıçta kuvvet değişimi fazla olup daha dengeli bir değişim olduğu görülmektedir. Kaldırma başlangıcında düşük hızda her iki kaldırma grubu içinde 8000N civarında bir kuvvet meydan geldiği ve 1. arabada maksimum kuvvetin biraz fazla olduğu

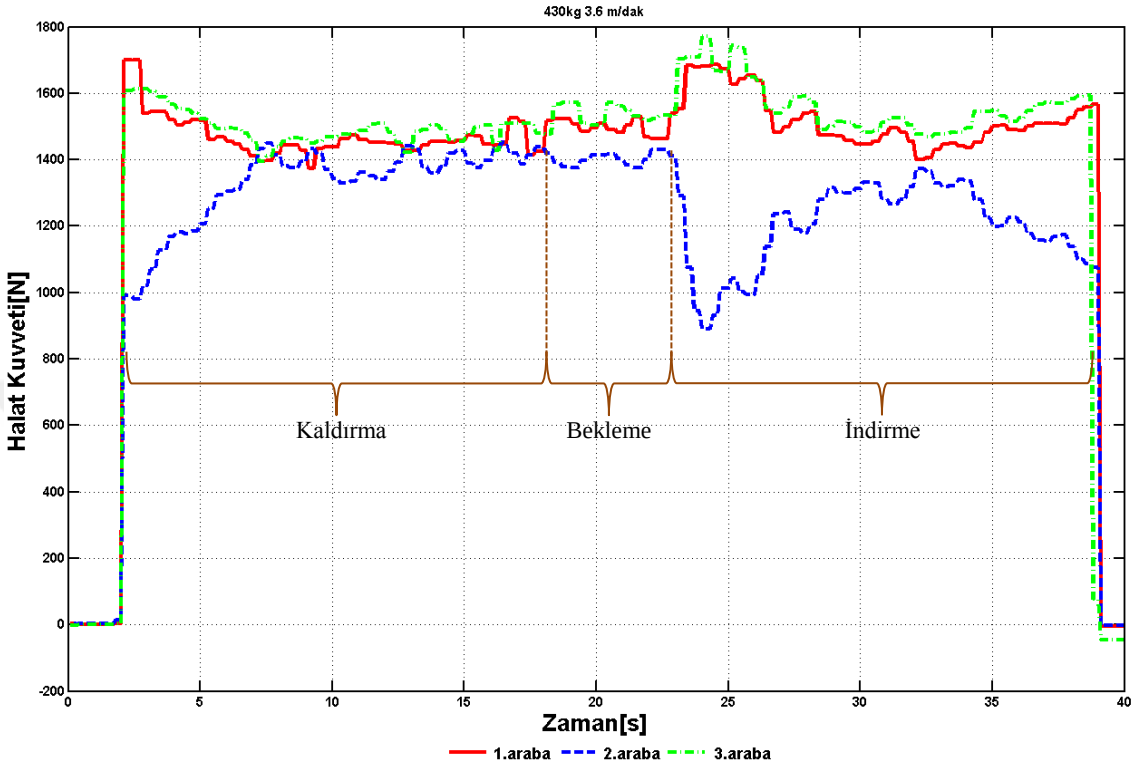
ama yaklaşık aynı değerlerde gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Kaldırma hızının artmasıyla başlangıçta birinci arabada 8000N a kadar kuvvet değişim meydan gelirken ikinci arabada 9000N civarına kadar çıktığı görülmektedir. Başlangıç kısmından sonra ise aynı şekilde 8000N civarlarında değişmektedir. Yüksek hızda çalışma şartında ise ikinci arabada birinci arabaya göre yüksek değişim meydana geldiği görülmektedir. Aynı şekilde kaldırma bekleme ve indirme safhalarında gerçekleşen karakteristik değişim aynı olduğu görülmektedir. Kren sisteminde üç araba ile kaldırma gerçekleştirildiğinde 430kg ve 2m/dak kaldırma hızlarında 3 arabaya etkiyen halat kuvveti Şekil 6.9'ta verilmiştir.



Şekil 6.9. Üç arabalı kren sisteminde 430kg yükün 2m/dak kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi

Üç arabalı durumda yükün kaldırma ve indirilmesinde halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi incelendiğinde bir ve üç arabanın kuvvet değişimi birbirine yakın ve aynı karakteristiği gösterirken ikinci arabada farklılık göstermektedir. Bir ve iki arabalı durumdaki kaldırma, bekleme süresi ve indirme sürelerin aynısı üç arabalı durum içinde geçerlidir. Bu durum dikkate alındığında bir ve üç arabalı halat kuvvetleri kaldırma ve bekleme süresinde yaklaşık benzer değerleri takip eder iken indirme safhasında giderek artış göstermekte iki arabalı durumda ise bir azalma gösterdiği grafiklerden açıkça

anlaşılmaktadır. Aynı yükün 3.6m/dak kaldırma ve indirme hızında meydan gelen kuvvet değişimleri Şekil 6.10'da verilmiştir.

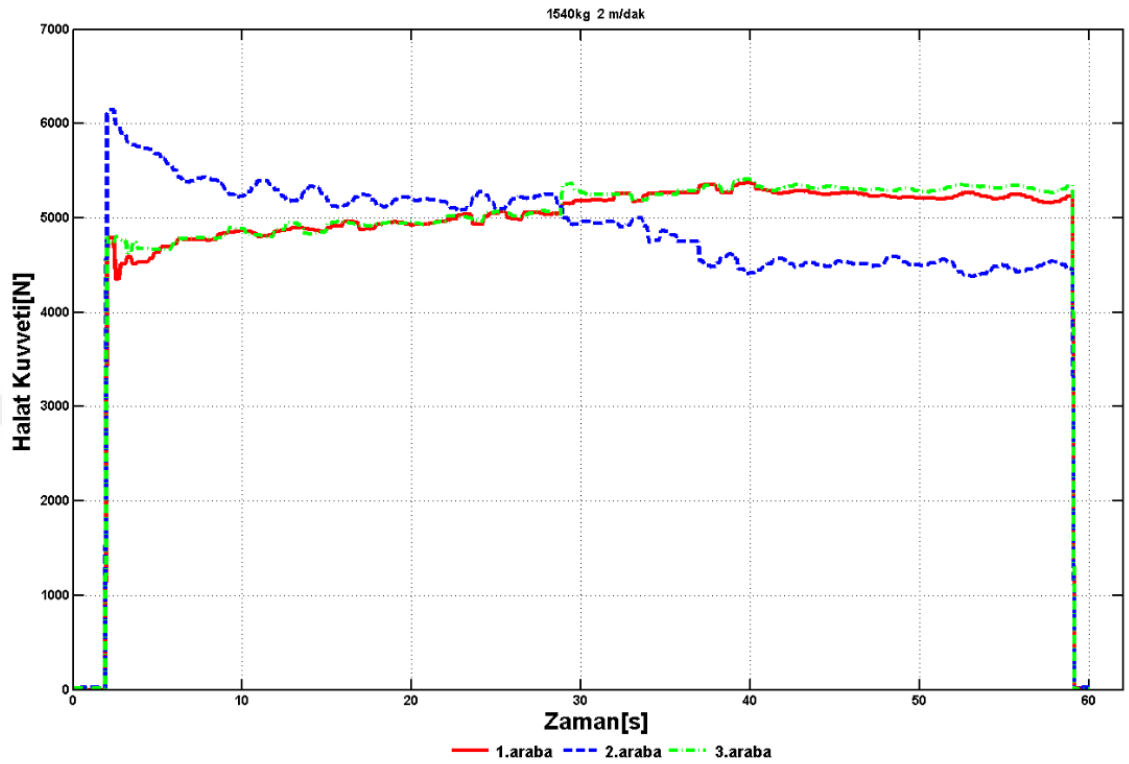


Şekil 6.10. Üç arabalı kren sisteminde 430kg yükün 3.6m/dak kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi

Araba hızını artması ile bir ve üç arabada meydan gelen kuvvet değişimi benzer özeliklerde ikinci araba farklı karakteristik göstermektedir. Düşük hızlardaki durumda ise bir ve üç arabalı durumda daha fazla kuvvet gerçekleştiği iki arabalıda ise azaldığı görülmüştür. Kaldırma başlangıcında ve indirme başlangıcında benzer kuvvet değişiminin gerçekleştiği görülmektedir. Kaldırma ve indirme başlangıç noktalarında ortalama gerçekleşen kuvvetten fazla kuvvet değişimi gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Buradan anlaşılacağı üzere aynı yükün kaldırılmasında farklı kaldırma hızlarına göre halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi karakteristiği değişkenlik göstermektedir.

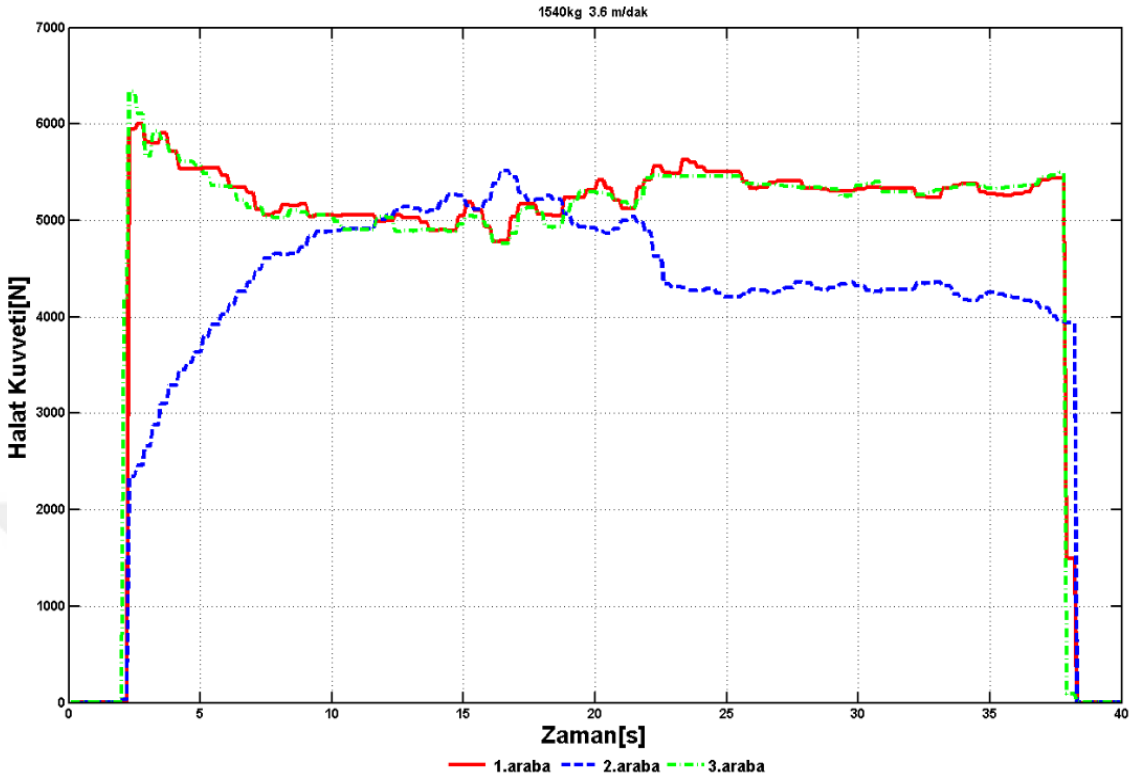
1540 kg yükün 2m/s hızda kaldırılıp indirilmesi durumunda meydana gelen kuvvet değişimleri Şekil 6.11'de verilmiştir. Düşük hızlarda ağır yükün kaldırılması ve indirilmesi düşük yükte meydana gelen değişimle benzerlik göstermektedir. 430kg yükün kaldırılması başlangıcında her üç arabada yakın değerlerde değişim gözlemlenirken 1540kg yükün kaldırılması başlangıcında bir ve üç arabaya göre daha yüksek bir değerden başlayarak azalama gerçekleştirildiği görülmektedir. İndirme esnasında ise düşük yükün

indirilmesinde karşılaşılan karakteristik değişim 1540kg yükün indirilmesinde de karşılaşılmaktadır.



Şekil 6.11. Üç arabalı kren sisteminde 1540kg yükün 2m/dak kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi

Kaldırma hızının 3.6m/dak olduğu durumda 3 arabalı kren sisteminde meydana gelen kuvvet değişimleri Şekil 6.12'de verilmiştir. Grafik incelendiğinde 430kg yükün kaldırılmasında gerçekleşen karakteristiğe benzerlik gösterdiği görülmektedir. Düşük hızda gerçekleşen iki arabalının maksimum kuvvet değişiminin aksine, hızlı kaldırma ve indirme durumunda bir ve üç arabada daha fazla değişim gerçekleştirdiği anlaşılmaktadır. Kaldırma başlangıcında bir ve üç arabada maksimum kuvvet gerçekleşirken ikinci arabada ise minimum kuvvetle başlamıştır. Kaldırma durumunun ortalarına doğru ise üç arabada da gerçekleşen kuvvetler yaklaşık olarak birbirine yaklaşarak dengelendiği görülmektedir. Bekleme süresinde ise dengede kaldığı söylenebilir. Kaldırma ve bekleme safhalarındaki karakteristikle 430kg ve aynı hızda gerçekleşen dinamik tepkiye benzerlik göstermektedir. İndirme safhasında ise bir ve üç araba biraz artış göstererek dengede kaldığı iki arabada ise biraz düşüş göstererek ve dengede kaldığı bir kuvvet değişimi meydana geldiği anlaşılmaktadır.



Şekil 6.12. Üç arabalı kren sisteminde 1540kg yükün 3.6m/dak kaldırma hızlarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimi

Grafiklerden anlaşılacağı üzere kren sisteminin üç durumu içinde kaldırma grubunda değişken bir dinamik kuvvet meydana geldiği anlaşılmaktadır. Bu nedenle kaldırma grubu dinamik analizleri için sabit bir kuvvet etkisinden ziyade bu değişken kuvvetin dikkate alınarak yapılması daha doğru olacaktır.

6.4.Kaldırma Grubu Dinamik Analizi

Kaldırma grubunda kullanılan dişiller helisel dişli olup bu dişliler için yazılan dinamik eşitlikler aşağıdaki gibi sunulabilir. Dişlilerin birbiri arasında kinematik ilişkiyi tarifleyen en önemli parametrelerden bir tanesi çevrim oranıdır. Çevrim oranı karşılıklı iki dişli arasında tahrik eden dişlinin açısal hızı ile tahrik edilen dişlinin açısal hızına olan oranı veya devir sayılarının oranı olarak ifade edilmektedir. Bu tanıma göre tahrik dişlisinin açısal hızı w_1 ve devir sayısı n_1 ikinci dişlinin açısal hızı w_2 ve devir sayısı n_2 olmak üzere çevrim oranı Eşitlik 6.1'deki gibi tariflenir.

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} \tag{6.1}$$

Dişli takımlarında bölüm dairesi çapında meydana gelen çevresel hızlar birbirine eşittir. Bu durumda aşağıdaki eşitlik yazılabilir;

$$v = \pi.d_1.n_1 = \pi.d_2.n_2 \tag{6.2}$$

$$d_1.n_1 = d_2.n_2 \tag{6.3}$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \tag{6.4}$$

Buradan da dişli grubunun çevrim oranın genel ifadesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \tag{6.5}$$

i: Çevrim oranı

$w_{1,2}$:Açısal Hız (r/s)

$n_{1,2}$:Devir Sayısı(dev/dak)

$d_{1,2}$:Bölüm dairesi Çapı(mm)

Helisel bir dişlide meydana gelen kuvvetler Şekil 6.13 'te verilmiştir.

Dişli sistemlerinde tahrik durumu döndürme şeklinde gerçekleştiği için motordan çıkış gücüne göre dişli milindeki efektif güç formülü şu şekilde ifade edilir.

$$P = M_t.w \tag{6.6}$$

Buradan döndürme momenti P(kw), n(dev/dak) olmak üzere gerekli dönüşümler yapıldığında aşağıda eşitlikle ifade edilir

$$M_t = 9550\frac{P}{n} \tag{6.7}$$

Helis dişlide meydana gelen kuvvetler ise şu eşitliklerle ifade edilebilir:

$$F_{t1,t2} = \frac{2.M_{t1,t2}}{d_{1,2}} \tag{6.8}$$

$$F_{r1,r2} = \frac{F_{t1,t2}.\tan\alpha}{\cos\beta} \tag{6.9}$$

$$F_{a1,a2} = F_{t1,t2}.\tan\beta \tag{6.10}$$

$F_{t1,t2}$: Teğetsel (çevresel) kuvvet

$M_{t1,t2}$: Döndürme kuvveti

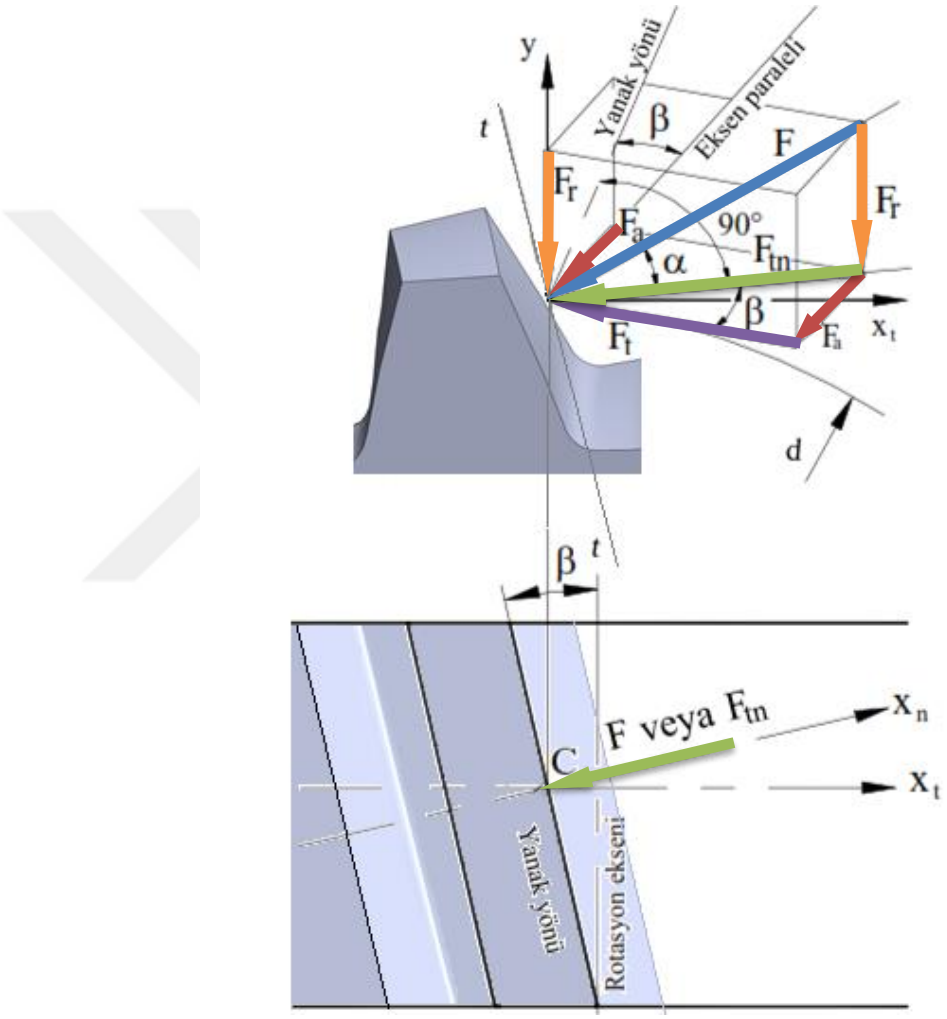
$F_{r1,r2}$: Radyal kuvvet

$F_{a1,a2}$: Eksenel kuvvet

$d_{1,2}$: Bölüm dairesi çapı

α : Kavrama açısı

β : Helis açısı



Şekil 6.13. Helisel dişlide meydana gelen kuvvetler

6.4.1. Kaldırma Grubunun Modellenmesi

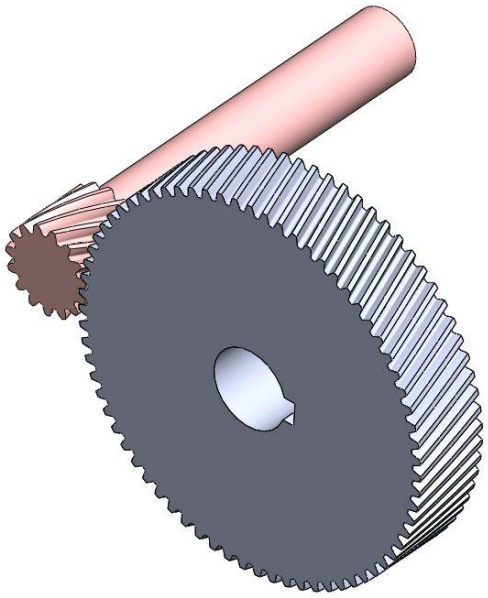
Helisel dişli tasarımlarında öncelikle belirlenmesi gereken parametrelere ihtiyaç bulunmaktadır. Bu parametreler dişli tasarımlarında giriş parametreleri olarak da isimlendirilirler. Bunlar modül, dişli sayısı, helis açısı, dişli genişliği ve göbek çapıdır. Bu parametreler belirlendikten sonra dişliyi oluşturan diğer parametreler bu parametreye göre belirlenmektedir. Kaldırma grubunda kullanılan dişlilerin analizini sonlu elemanlar yöntemi ile yapabilmek için katı modele ihtiyaç bulunmaktadır. Bu nedenle dişlilerin

modellemesi için katı tasarım programlarından Solidworks programı kullanılmış ve verilen parametrelere göre dişlilerin katı modelleri oluşturulmuştur. Birinci dişli grubu için kullanılan giriş parametreleri Tablo 6.21'de verilmiştir.

Tablo 6.2. Kaldırma dişli kutusu 1. Kademe dişli tasarım parametreleri

Dişli parametreleri	Simge	Tahrik Eden Dişli	Tahrik Edilen dişli
Modül	m_n	1.25	1.25
Diş sayısı	z	15	71
Helis yönü		Sol helis	Sağ Helis
Helis açısı	β	20°	20°
Dişli genişliği	b	20mm	20mm

Verilen parametrelere göre ve redüktörde kullanılması durumlarına göre 1. kademe dişlinin katı model görünümü Şekil 6.14'te görülmektedir.



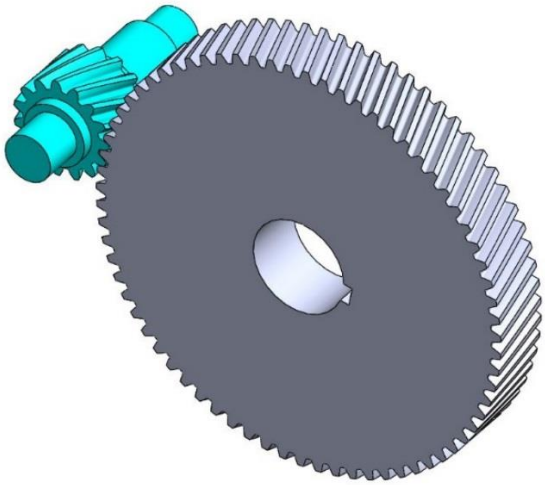
Şekil 6.14. Birinci kademe dişli çifti katı modeli

Kaldırma grubu ikinci dişli kademesi için kullanılan giriş parametreleri Tablo 6.3' de verilmiştir.

Tablo 6.3. Kaldırma dişli kutusu 2. Kademe dişli tasarım parametreleri

Dişli parametreleri	Simge	Tahrik Eden Dişli	Tahrik Edilen dişli
Modül	m_n	1.25	1.25
Diş sayısı	z	15	71
Helis yönü		Sol helis	Sağ Helis
Helis açısı	β	20°	20°
Dişli genişliği	b	20mm	20mm

Aynı şekilde verilen paremetreler ve dişli redüktörlerde yataklama durumuna göre 2.kademe helisel dişli çarkların katı model görünümü Şekil 6.15'te verilmiştir.

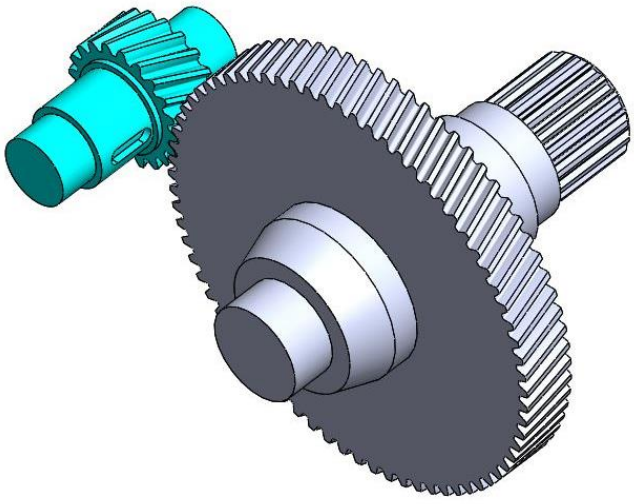


Şekil 6.15. İkinci kademe dişli çifti katı modeli

Üçüncü dişli grubu için kullanılan giriş parametreleri Tablo 6.4'te bu parametrelere göre katı modeli ise Şekil 6.16'da verilmiştir.

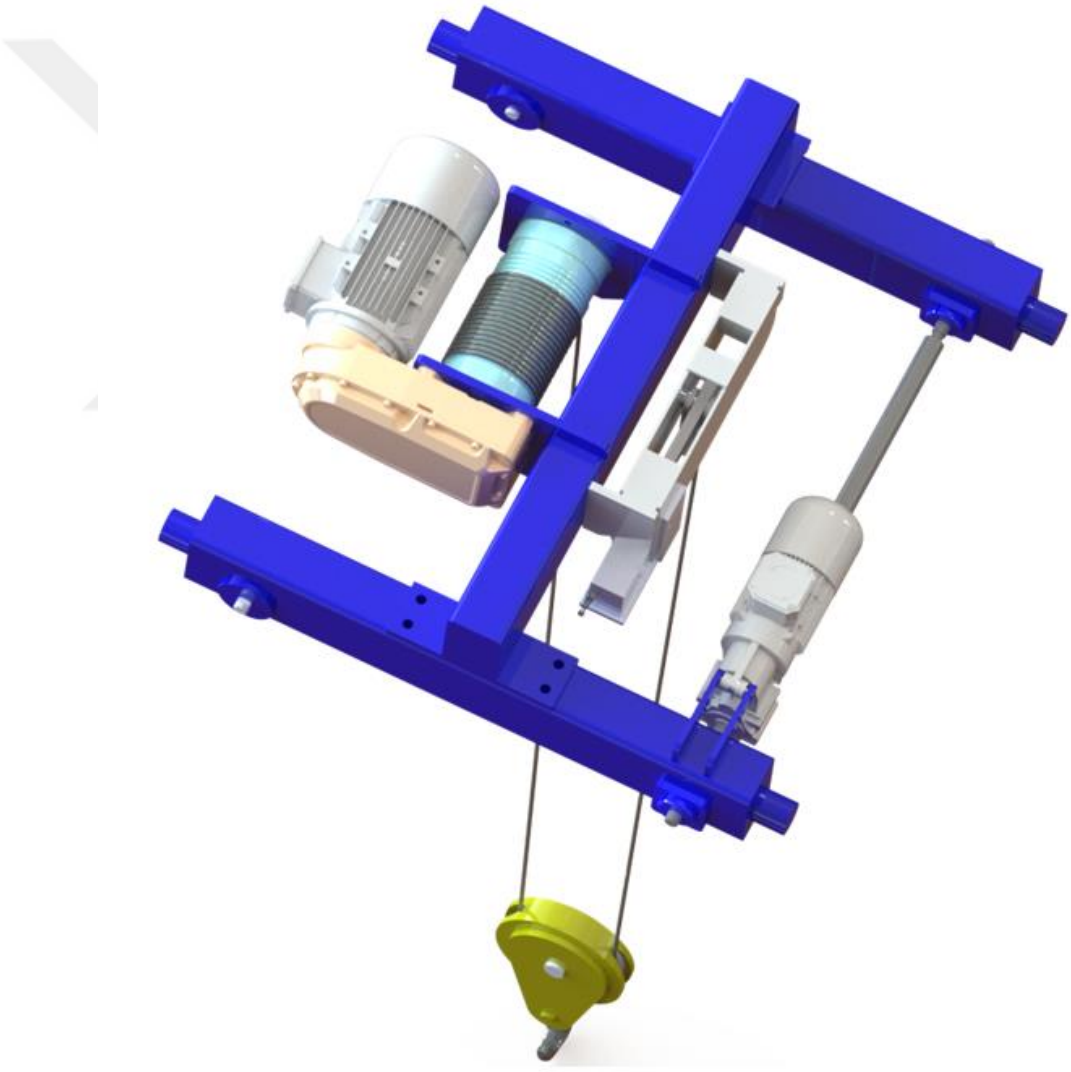
Tablo 6.4. Kaldırma dişli kutusu 3. Kademe dişli tasarım parametreleri

Dişli parametreleri	Simge	Tahrik Eden Dişli	Tahrik Edilen dişli
Modül	m_n	2	2
Diş sayısı	z	20	72
Helis yönü		Sol Helis	Sağ Helis
Helis açısı	β	20°	20°
Dişli genişliği	b	20mm	20mm

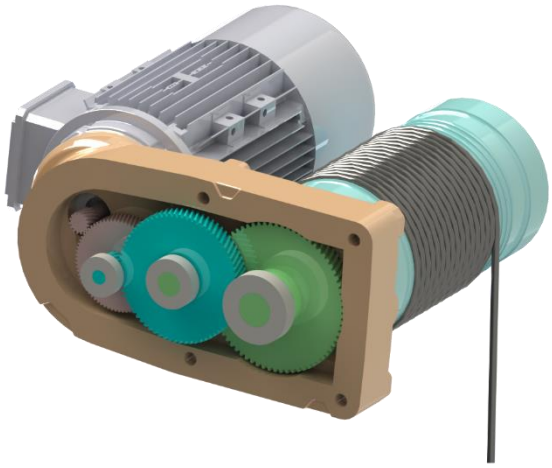


*Şekil 6.16.*Üçüncü kademe dişli çifti katı modeli

Yukarıda belirtilen tasarım parametrelerine göre katı modeli gerçekleştirilen dişlilerden oluşan dişli kutusuyla beraber kaldırma grubunu oluşturan tambur, kanca grubu ve araba yürütme grubunun katı modeli Şekil 6.17'de verilmiştir. Kaldırma grubu bir önceki bölümlerde dişliler olmadan modellenmiş ve analizler bu modellere göre gerçekleştirilmişti. Bu bölümde ise kaldırma esnasında en önemli parçalardan biri olan 3 kademeli redüktör ve tamburdan oluşan yapının kaldırma durumunda dinamik analizi gerçekleştirmek amacıyla tasarımı yapılmıştır. Rulmanlar dişliler, halat ve motordan oluşan yapının görünümü ise Şekil 6.18'de verilmiştir.

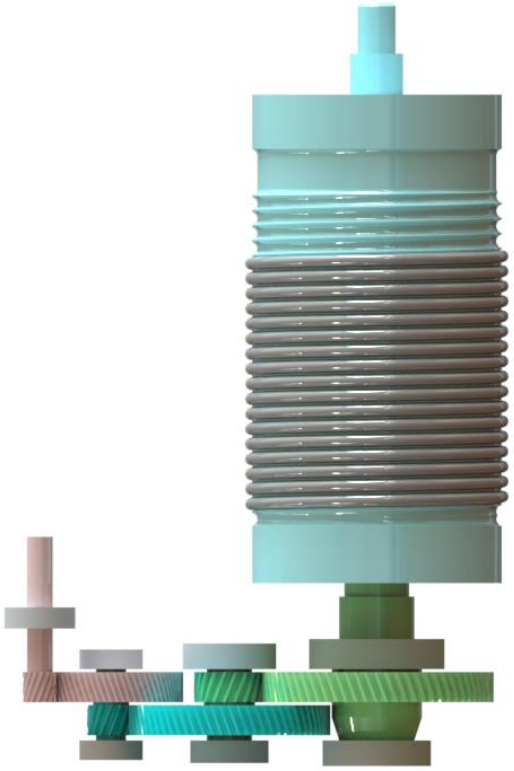


Şekil 6.17. Kaldırmada kullanılan tüm bileşenlerle arabanın görünümü



*Şekil 6.18.*Kaldırma grubunda kullanılan motor ve dişli kutusunun görünümü

Analizler için kullanılacak olan dişli tambur ve halattan oluşan detaylı görünüm ise Şekil 6.19'da verilmiştir.



*Şekil 6.19.*Tambur halat ve dişlilerden oluşan kaldırma grubu

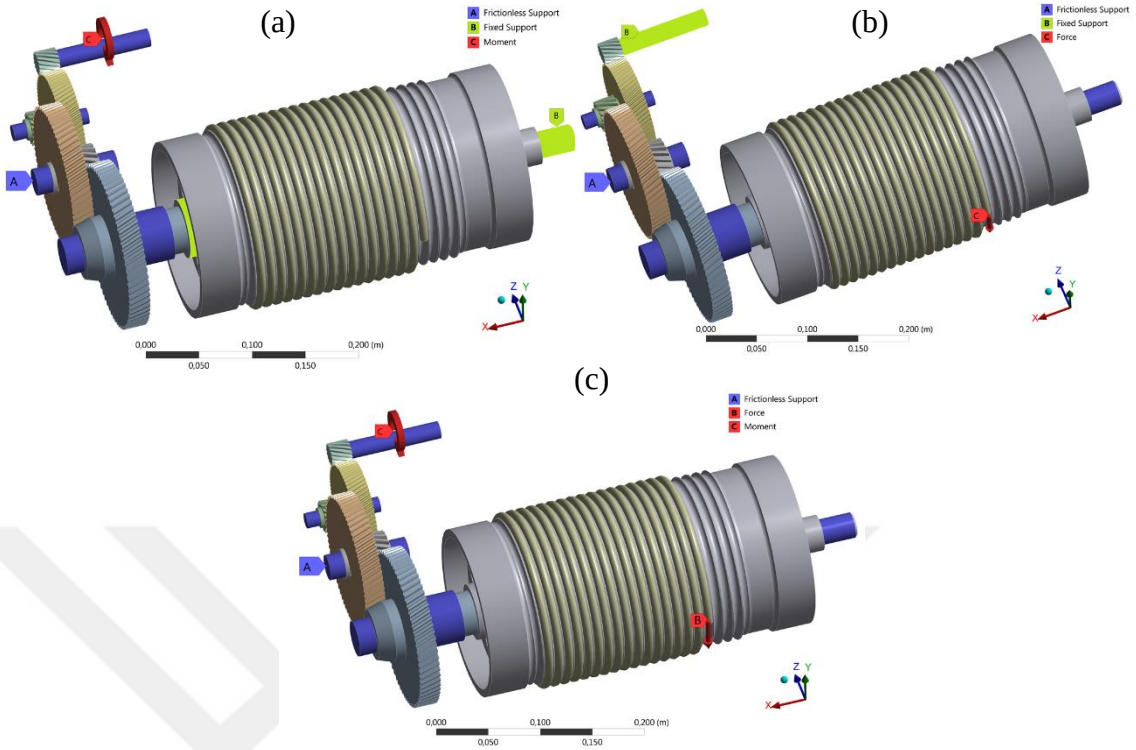
6.4.2 Kaldırma Grubunun SEM Metodu ile Dinamik Analizi

Kaldırma grubunda kaldırma esnasında meydana gelebilecek etkileri karşılaştırmalı olarak değerlendirmek için öncelikle yükün ve momentin sabit olduğu şartlar dikkate alınarak statik analiz gerçekleştirilmiştir. Yükün zamanla değiştiği durumdaki etkileri incelemek amacıyla da transient (geçici veya ayrık zamanlı) analizi gerçekleştirilmiştir. Kaldırma grubunun hareket eden parçalarından oluşan kısmın analiz edilebilmesi amacıyla daha önce tambur halat ve dişli kutusundan oluşan katı model (Şekil. 6.19) kullanılmıştır. Kaldırma grubunun analizleri gerçekleştirilirken yaygın şekilde kullanılan SEM analiz programı ANSYS 'te gerilme analizi yapılıp yükün ve torkun değişmediği kabul edilerek dişliler, tambur ve halat üzerinde meydana gelen gerilmeler ve deformasyonlar tespit edilmeye çalışılmıştır. Kaldırma grubunda dişli grubunu oluşturan dişliler için genellikle mekanik özellikleri daha iyi olan ve tercih edilen 34CrNiMo6 malzeme tercih edilmiştir. Tambur ve halat içinse malzeme olarak yapı çeliği malzemesi kullanılmıştır. Kullanılan bu dişli malzemesi ile tambur ve halat için kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri Tablo 6.5'te verilmiştir.

Tablo 6.5.Kullanılan dişli ve tambur malzemelerinin özellikleri

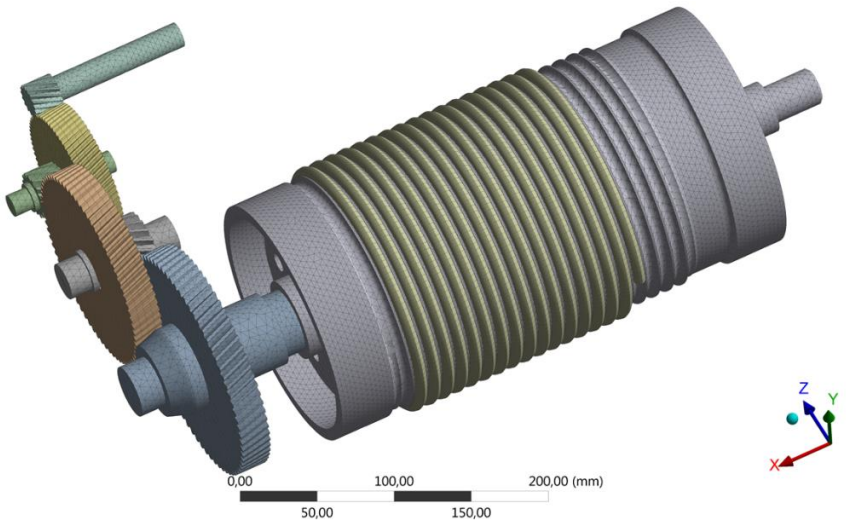
Malzeme	Yoğunluk	Elastiklik Modülü	Poisson Oranı	Akma Gerilmesi (Çekme)	Akma Gerilmesi (Çekme)	Kopma Gerilmesi
34CrNiMo6	7870 kg/m^3	206 GPa	0.3	750 MPa	750 MPa	965 MPa
Yapı çeliği	7850 kg/m^3	210 GPa	0.3	250 MPa	250 MPa	460 MPa

Yukarıda verilen geometrinin analiz programına tanımlanması ve belirtilen analizlerin gerçekleştirilmesi amacıyla tabloda tanımlanan malzemelerin tanıtılması gerçekleştirilmiştir. Bu aşamadan sonra dişli analizi için motordan tahrik edildiği kabul edilerek iki farklı kaldırma hızına göre 2m/dak ve 3.6m/dak kaldırma hızlarında yukarıda verilen denklemlere göre $M_{3.6}$=9.386N.m, 2m/dak için M2=16.864N.m'lik bir torkun etkilediği hesap edilmiştir. Yükün uygulandığı durumda ise yük halat üzerinden tambura etki ettiği için maksimum yükün kaldırılması dikkate alınarak halat üzerinden 7700N'luk bir yükün etkidiği kabul edilerek analiz işlemleri gerektirilmiştir. Sistemin motordan tahrik edilmesi, yükün kaldırıldığı durumda halat üzerinde kuvvet olmasından dolayı motor milinde tork halatta ise kuvvet aynı anda etkidiği durum dikkate alınarak kaldırma grubu arasındaki parçaların bağlantı ve çalışma şartları belirlenmiştir. Belirtilen yükleme şartlarına göre yükleme ve sınır şartlarının görünümü Şekil 6.20'de verilmiştir.



*Şekil 6.20.*Yükleme ve sınır şartlarının görünümü (a)Moment uygulandığında(b)Kuvvet uygulandığında (c)Moment ve kuvvet uygulandığında

Yükleme ve sınır şartlarının tanımlanmasından sonra yapının elemanlara bölünmesi işlemi yapılmıştır. Burada işlem hızının ve hesaplama yükünün azaltılması amacıyla tüm analizler için eleman sayıları düşük tutulmuştur. Ancak yüksek kapasiteli bilgisayarlarla eleman sayıları azaltılarak daha hassas analizler yapılıp meydana gelebilecek hatalar azaltılabilir. Kaldırma grubunun elemanlara bölünmüş görünümü Şekil 6.21'de verilmiştir.



Şekil 6.21. Kaldırma grubu elemanlara bölünmüş görünümü

6.5.Kaldırma Grubu Dinamik Gerilme Analiz Sonuçları

Krenlerde değişken yüklerin kaldırılması ve indirilmesi durumunda en fazla etkilenen kısımlarından biride kaldırma grubudur. Yükün kaldırılması veya indirilmesi esnasında deneysel olarak yapılan çalışmaların sonuçlarına göre sabit kalmadığı ve yükün kaldırma başlangıçlarında kapasitesinin biraz üstünde kuvvetlere maruz kaldığı görülmektedir.

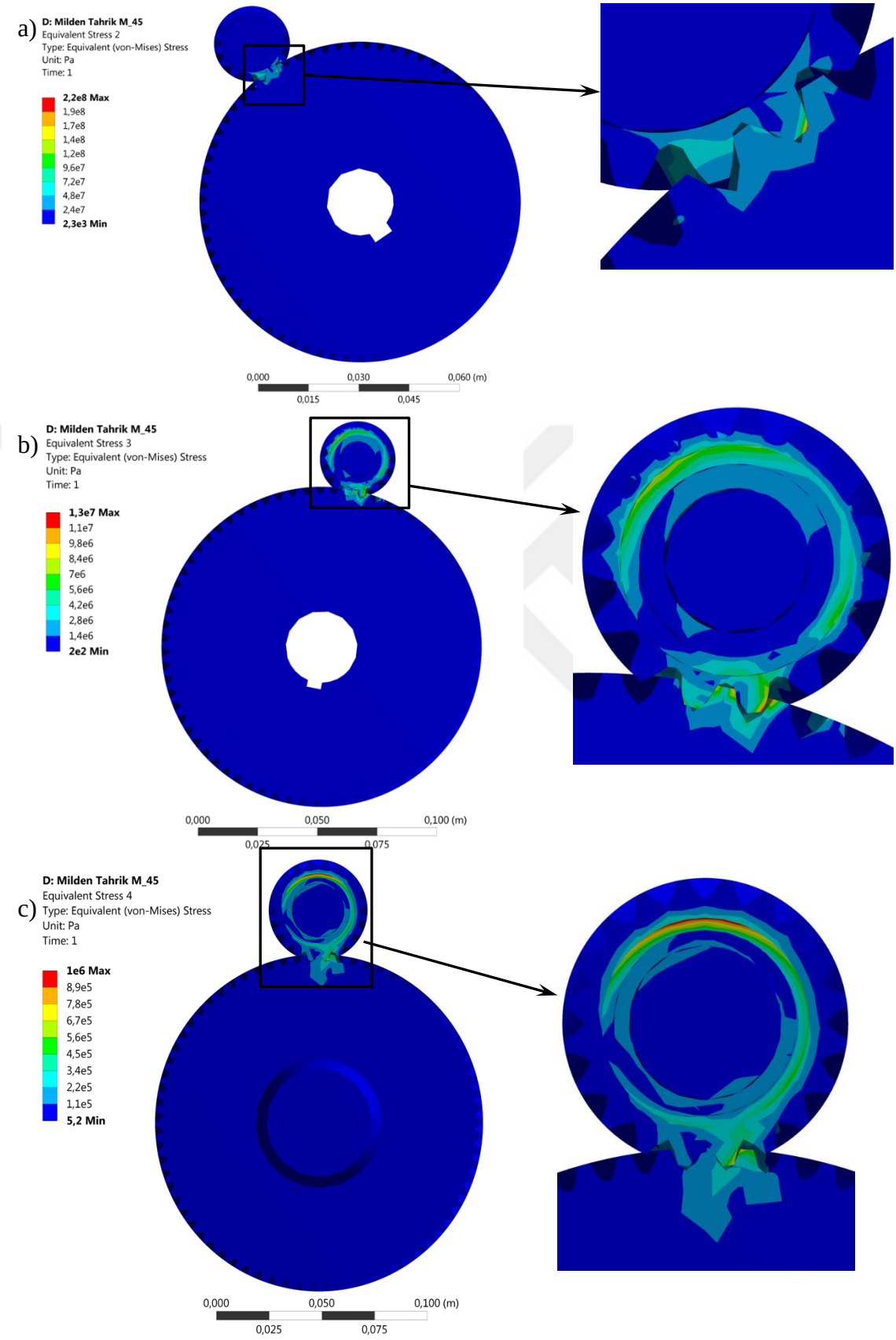
Bu nedenle bu kısımların tasarımları yapılırken maksimum sabit bir yük etkisi altında gerçekleştirilen analizler gerçekçi olmayacaktır. Bu sebeple kren kaldırma grubunda yükün halata etkidiği zamana göre değişen yüklere göre analizlerin yapılması daha doğru olacaktır. Karşılaştırma yapılması açısından öncelikle kren sisteminde momentin uygulandığı yükün halata uygulandığı ve zamana göre hem moment hem de kuvvetin birlikte uygulandığı durumlara göre statik analiz ve zamana bağımlı (transient) analizler yapılmış ve elde edilen sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

Öncelikle moment etkisinde meydana gelen her bir dişli grubunda dişlilerde meydan gelen gerilme değişimleri analiz edilmiştir. İki farklı moment değerine göre elde edilen statik analiz sonuçları Tablo 6.6'da verilmiştir. Örnek olarak dişli gruplarında meydana gelen eş değer von-misses gerilmesi sonuçlarının görünümü Şekil 6.22'de verilmiştir diğer analizlerde de maksimum gerilmeler dişli temas noktalarında oluştuğundan elde edilen sonuçlar tablo ve grafiklerle ifade edilmiştir. Statik olarak 2m/dak kaldırma hızına göre motor milinde meydana gelen moment değeri büyük olduğundan dolayı meydana gelen gerilme değerlerinin büyük olduğu anlaşılmaktadır.

Gerilme dağılımları incelendiğinde ise maksimum gerilme değerlerinin dişli gruplarında dişin temasta bulunduğu bölgelerde gerçekleştiği görülmektedir.

Tablo 6.6. Farklı kaldırma hızlarında dişli gruplarında meydana gelen maksimum statik eş değer von-misses gerilme değerleri

Maksimum Statik Eş Değer Von-Misses Gerilmeleri (Pa)			
Analiz şekli	1.Dişli Grubu	2.Dişli Grubu	3. Dişli Grubu
$M_{2m/dak}$	3,9281e+008	2,2733e+007	1,8075e+006
$M_{3.6m/dak}$	2,1863e+008	1,2653e+007	1,006e+006



Şekil 6.22. Eş değer von-misses gerilme dağılımı görünümleri a) 1. dişli grubu b) 2.dişli grubu c) 3. dişli grubu

Kren sisteminde taşınan yükün maksimum 1540kg olduğu durumda halata gelen yük 7700N'dur. Bu yükün halata etkidiği ve motor milinin sabit olduğu durumda tambur ve dişlilerde meydana gelen gerilme değişimi Tablo 6.7'de verilmiştir.

Tablo 6.7.Farklı kaldırma hızlarında dişli gruplarında meydana gelen eş değer von-misses gerilme değerleri

Maksimum Statik Eş Değer Von-Misses Gerilmeleri (Pa)			
Analiz şekli	1.Dişli Grubu	2.Dişli Grubu	3. Dişli Grubu
F_{7700N}	1,4451e+008	1,2851e+008	4,0702e+008

Tablo değerleri incelendiğinde motor mili üzerine tahrik uygulanmasında $M_{2m/dak}$ moment değerinin büyük olmasından dolayı dişlilerde meydana gelen statik gerilme değerleri daha büyüktür. Dişli ve tambur grubuna moment uygulanmasına göre yapılan analizlerde en büyük gerilme değerinin 1. dişli grubunda geçekleşmesine karşın yükün halata uygulanması durumunda 3. dişli grubunda daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. Buradan anlaşılacağı üzere yüke göre moment etkisiyle beraber kuvvet etkisinin de uygulanması daha doğru analiz sonuçlarına ulaşılacağını göstermektedir.

Gerçek çalışma şartı düşünüldüğünde kaldırma hızına göre motor milinde moment uygulanırken tambura sarılı halat ucunda ise taşınan yükün ağırlığına göre bir kuvvet etkisi söz konusudur. Bu şartlar dikkate alındığında aynı yükün iki farklı kaldırma hızına göre hem moment hem de yükün etkilediği durumda dişlilerde meydana gelen gerilme değişimleri Tablo 6.8'de verilmiştir.

Tablo 6.8. Farklı kaldırma hızlarında moment ve yükün birlikte uygulandığında dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri

Maksimum Statik Eş Değer Von-Misses Gerilmeleri (Pa)			
Analiz Şekli	1.Dişli Grubu	2.Dişli Grubu	3. Dişli Grubu
$M_{2m/dak}$- F_{7700N}	4,7895e+007	7,1762e+007	7,1762e+007
$M_{3.6m/dak}$- F_{7700N}	3,0555e+007	7,0511e+007	2,9148e+008

Moment ve kuvvet etkisini aynı anda uygulaması durumunda ise sadece momentin uygulanmasına göre 1 dişli gruplarında gerilmelerde azalma 2. ve 3. dişli grubunda artış

gerçekleştiği görülmektedir. Sadece kuvvet uygulanmasında gerçekleşen gerilmeler açısından karşılaştırıldığında ise gerilmelerde azalma olduğu görülmektedir.

Kren sisteminde farklı araba sayılarında halatlarda meydana gelen kuvvet değişimlerinin halata uygulanmasına göre dinamik analizler yapılmış ve dişlilerde meydana gelen eş değer gerilme değişimleri grafikler halinde verilmiştir. Karşılaştırma yapabilmek amacıyla araba sayılarına göre meydana gelen kuvvet değişimlerindeki maksimum kuvvet değeri dikkate alınarak statik analiz yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar ise tablolar halinde verilmiştir.

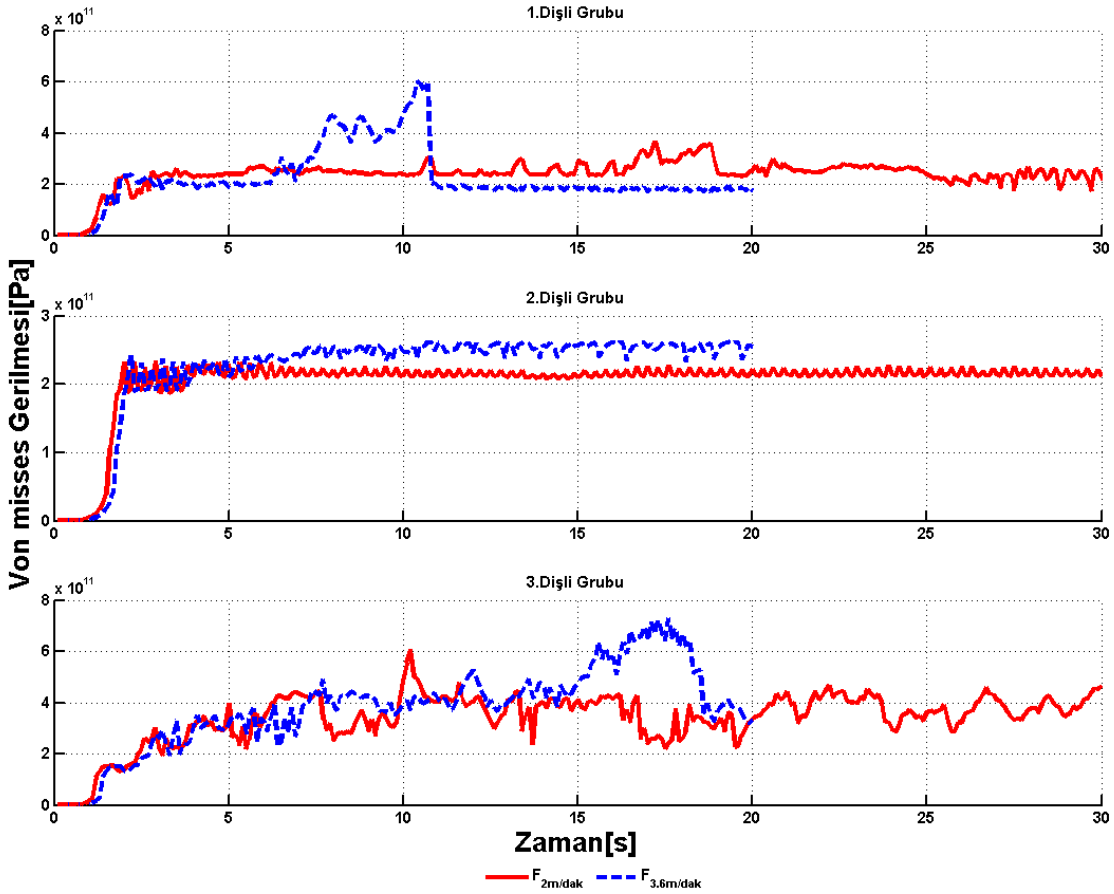
Kren üzerinde bir arabanın olduğu durumdaki iki farklı kaldırma hızı dikkate alınarak elde edilen kuvvetlere göre dinamik analiz sonucu Şekil 6.23'te verilmiştir. Aynı kaldırma hızındaki maksimum kuvvet statik analiz sonucuna göre elde edilen eş değer von-misses gerilme değerleri Tablo 6.9'da verilmiştir.

Tablo 6.9. Yükün bir araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri

Maksimum Statik Eş Değer Von-Misses Gerilmeleri (Pa)			
Analiz şekli	1.Dişli Grubu	2.Dişli Grubu	3. Dişli Grubu
$F_{2m/dak}$ 1araba	1,5519e+008	1,3801e+008	4,371e+008
$F_{.3.6m/dak}$ 1araba	1,5816e+008	1,4065e+008	4,4545e+008

Statik analiz sonuçları incelendiğinde 1 arabalı durumdaki kuvvet analizindeki maksimum kuvvet birbirine yakın değerlerde ölçüldüğünden dolayı maksimum statik gerilme değerleri birbirine yakın, fakat 3.6m/dak hızda ölçülen kuvvetin büyük olmasından dolayı 2m/dak hıza göre meydana gelenden biraz daha fazla gerilmeler ortaya çıkmıştır. Kaldırma işleminde yükün başlangıçtan kaldırılıncaya kadar gecen sürede elde edilen kuvvet değişimine göre yapılan dinamik analiz gerilme sonucu incelendiğinde statik olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında daha fazla gerçekleştiği ilgili zamana bağlı olarak verilen gerilme grafiklerinden anlaşılmaktadır. Bu nedenle statik olarak meydana gelen gerilmelerin yerine dinamik olarak değişen kuvvetlere göre analiz gerçekleştirilmesi tasarım yapılırken daha doğru olacaktır. Analiz sonucuna göre 3. dişli grubunda daha fazla gerilme olduğu görülmektedir. Kaldırma hızına göre

değerlendirildiğinde ise 3.6m/dak kaldırma hızında meydana gelen gerilmelerin daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır.



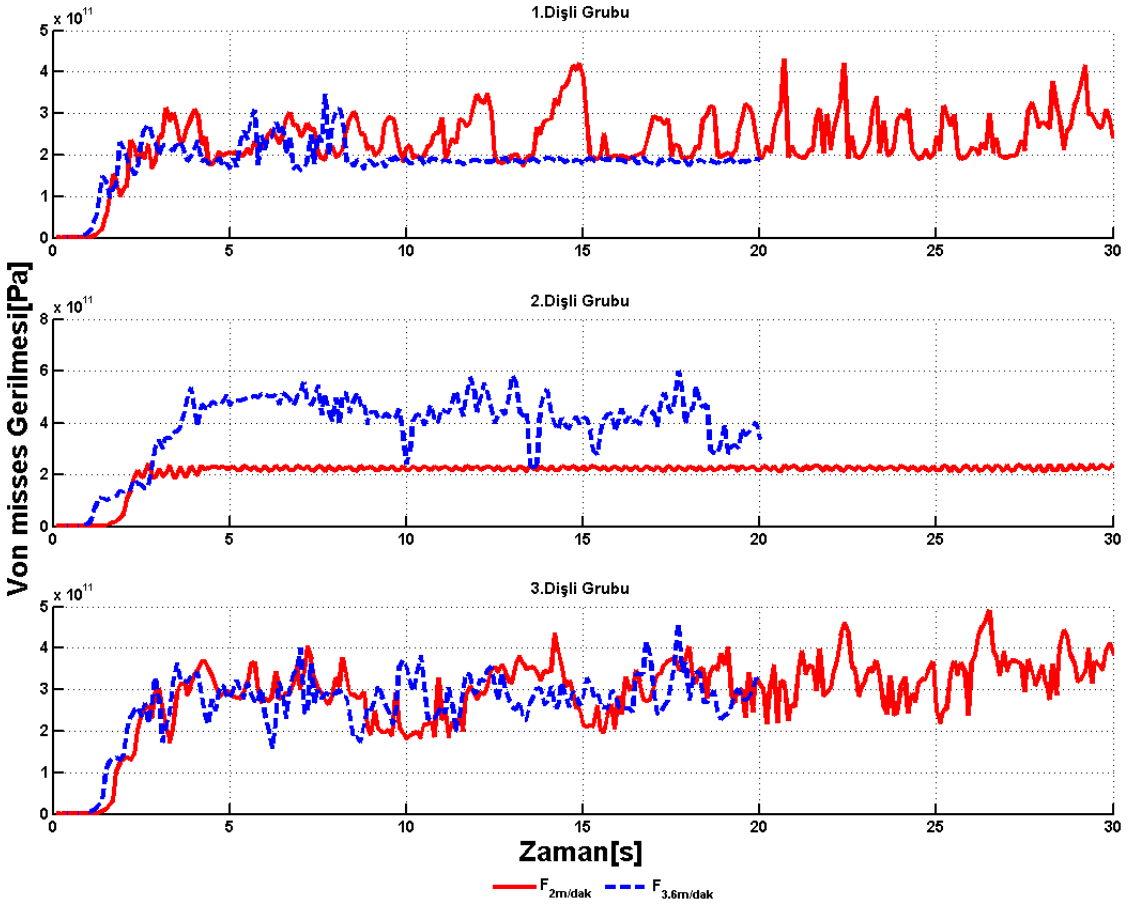
Şekil 6.23. Bir araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi

Kaldırılan yükün iki araba ile kaldırılması durumda kaldırma grubuna etki eden maksimum kuvvetin uygulanmasına göre statik analiz sonuçları Tablo 6.10'da ve değişken olarak uygulanması durumunda ise elde edilen gerilme sonuçları Şekil 6.24'te verilmiştir. Statik analiz sonuçları açısından değerlendirildiğinde iki arabalı durumda taşınan yüke göre halatta meydana gelen kuvvetler azaldığından dolayı gerilme değerlerinde bir azalma olduğu anlaşılmaktadır. Değişken kuvvet analizi değerlendirildiğinde meydana gelen ortalama gerilme değerlerinde de azalma olduğu ama yükün değişmesinden dolayı statik analize göre lineer olamayan şekilde gerilmelerin değiştiği görülmektedir. Dişli gruplarında meydana gelen gerilmeler incelendiğinde 3. dişli grubunda benzer gerilmeler gerçekleşirken 2. dişli grubunda 3.6m/dak kaldırma hızında daha fazla gerçekleştiği 1. dişli grubunda ise 10s'ye kadar her iki kaldırma hızında

birbirinde yakın değerlerde iken 10sn sonra 2m/dak kaldırma hızında artış gerçekleştiği görülmektedir.

Tablo 6.10.Yükün iki araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri

Maksimum Statik Eş Değer Von-Misses Gerilmeleri (Pa)			
Analiz şekli	1.Dişli Grubu	2.Dişli Grubu	3. Dişli Grubu
$F_{2m/dak}$ 2araba	7,8356e+007	6,968e+007	2,2069e+008
$F_{.3.6m/dak}$ 2araba	8,438e+007	7,5038e+007	2,3766e+008



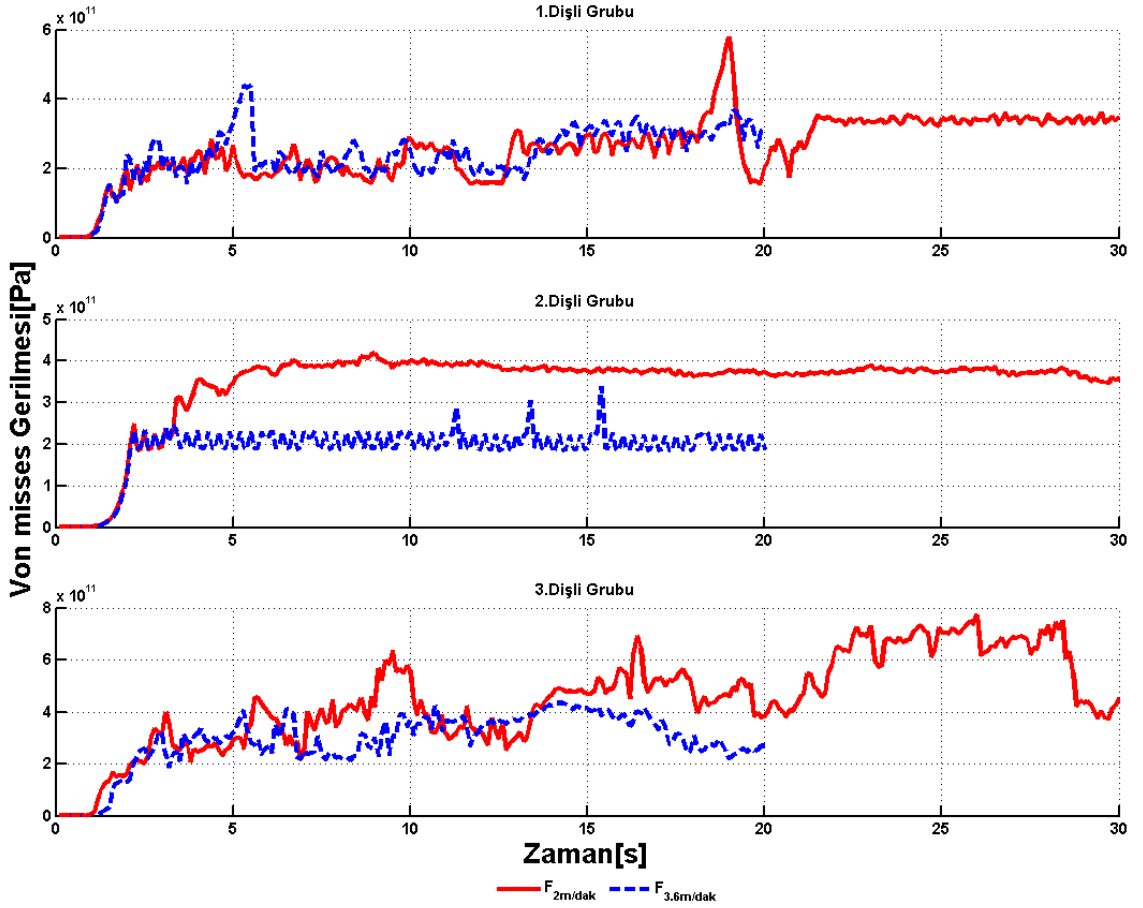
*Şekil 6.24.*İki araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi

Kaldırma işleminin üç araba ile yapılması durumunda farklı kaldırma hızlarında meydana gelen maksimum halat kuvvetlerine göre yapılan statik analiz sonuçları Tablo 6.11'de verilmiştir. Aynı şekilde üç arabanın meydan getirdiği benzer karakteristikteki değişken

yüklerden biri dikkate alınarak zamana göre elde edilen gerilme değişimleri Şekil 6.25'te verilmiştir.

Tablo 6.11.Yükün üç araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri

Maksimum Statik Eş Değer Von-Misses Gerilmeleri (Pa)			
Analiz şekli	1.Dişli Grubu	2.Dişli Grubu	3. Dişli Grubu
$F_{2m/dak}$ 3araba	5,88e+007	5,2289e+007	1,6561e+008
$F_{.3.6m/dak}$ 3araba	6,0583e+007	5,3875e+007	1,7063e+008



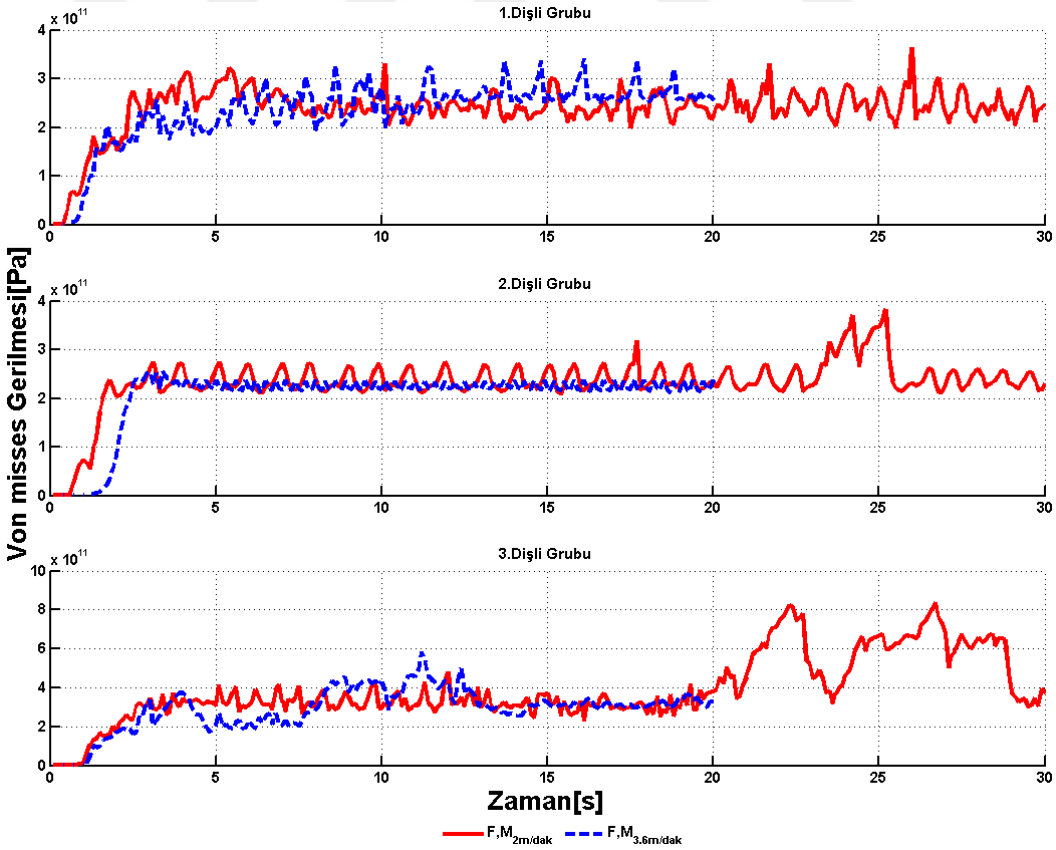
*Şekil 6.25.*Üç araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi

Statik analiz değerleri üç arabalı kaldırma durumunda bir ve iki arabalı durumdaki dişli gruplarında düşüş olduğu anlaşılmaktadır. Zamana bağlı analizlerde ise farklı kaldırma hızlarında 1. ve 3. dişli gruplarında birbirine yakın değerde değişim söz konusu iken 2. dişli grubunda 2m/dak kaldırma hızında daha fazla gerilme değerleri oluştuğu görülmektedir.

Kren siteminde kaldırma işlemi gerçekleştirilirken kaldırma grubu sadece moment veya sadece kuvvet etkisinde kalmamaktadır. Halat ucuna yük bağlandığı için halat üzerinde yük etkisi varken motor milinde de moment etkisi bulunmaktadır. Bu nedenle daha gerçekçi analiz yapılabilmesi amacıyla her iki etkide dikkate alınarak analizler yapılmıştır. Kaldırma grubunda yükün sabit etkidiği durum dikkate alınarak yapılan statik analiz sonucu Tablo 6.12'de sunulmuştur. Değişken yük dikkate alındığında ise dişli gruplarında zamanla meydana gelen eş değer gerilme değişimi Şekil 6.26'da verilmiştir.

Tablo 6.12.Yükün bir araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri

Maksimum Statik Eş değer Von-Misses Gerilmeleri (Pa)			
Analiz şekli	1.Dişli Grubu	2.Dişli Grubu	3. Dişli Grubu
$M_{2m/dak}$ $F_{2m/dak}$ 1araba	2,637e+008	1,587e+008	4,3717e+008
$M_{3.6m/dak}$ $F_{.3.6m/dak}$ 1araba	1,2489e+008	1,5258e+008	4,4553e+008



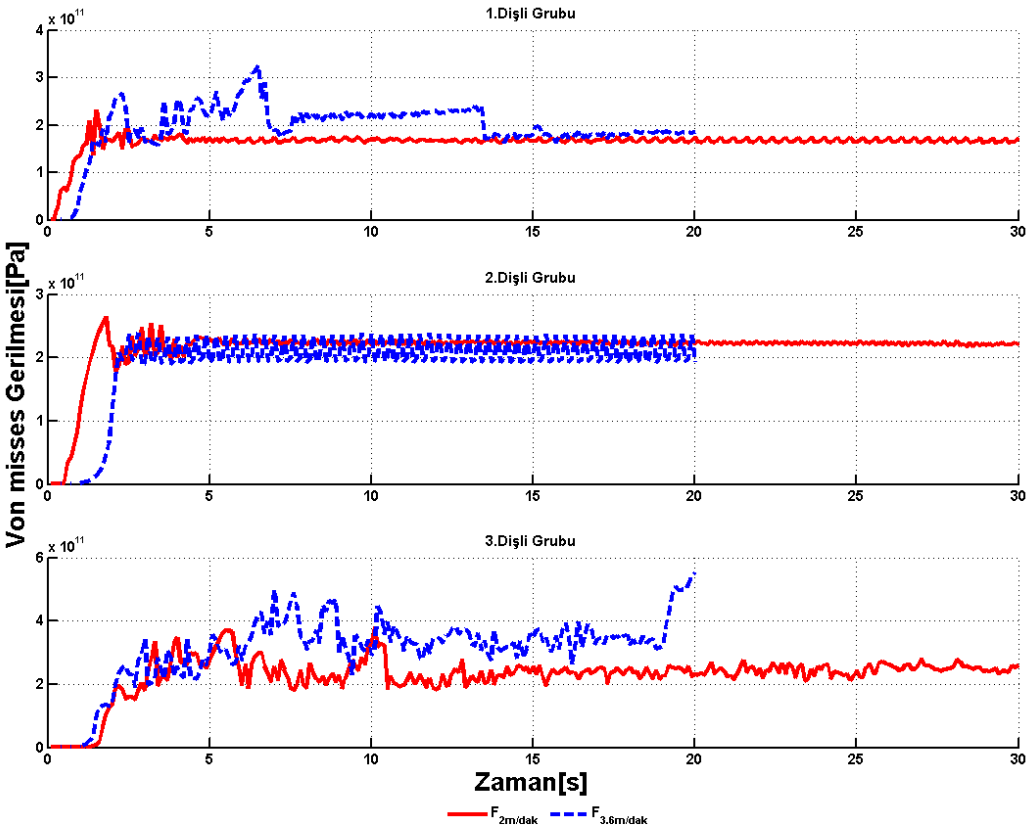
Şekil 6.26. Bir araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi

Statik analiz değerleri incelendiğinde 3. dişli grubunda meydana gelen gerilmeler aynı 1. ve 2. dişli grubunda her iki kaldırma hızı içinde bir artış gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Her iki şartın uygulanmasında sadece kuvvet uygulandığı duruma göre gerilme değerlerinde atış gözlemlenmektedir. Kaldırma hızları açısından değerlendirildiğinde ise benzer karakteristiklerde değişim söz konusudur.

Kaldırma işleminin iki araba ile yapılaması durumunda meydana gelen gerilme statik analiz sonucu Tablo 6.13'te değişken yüke göre yapılan analiz sonuçları ise Şekil 6.27'de verilmiştir.

Tablo 6.13.Yükün iki araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri

Maksimum Statik Eş değer Von-Misses Gerilmeleri (Pa)			
Analiz şekli	1.Dişli Grubu	2.Dişli Grubu	3. Dişli Grubu
$M_{2m/dak}$ $F_{2m/dak}$ 2araba	3,256e+008	8,9993e+007	2,2071e+008
$M_{3.6m/dak}$ $F_{.3.6m/dak}$ 2araba	1,4688e+008	8,6467e+007	2,377e+008

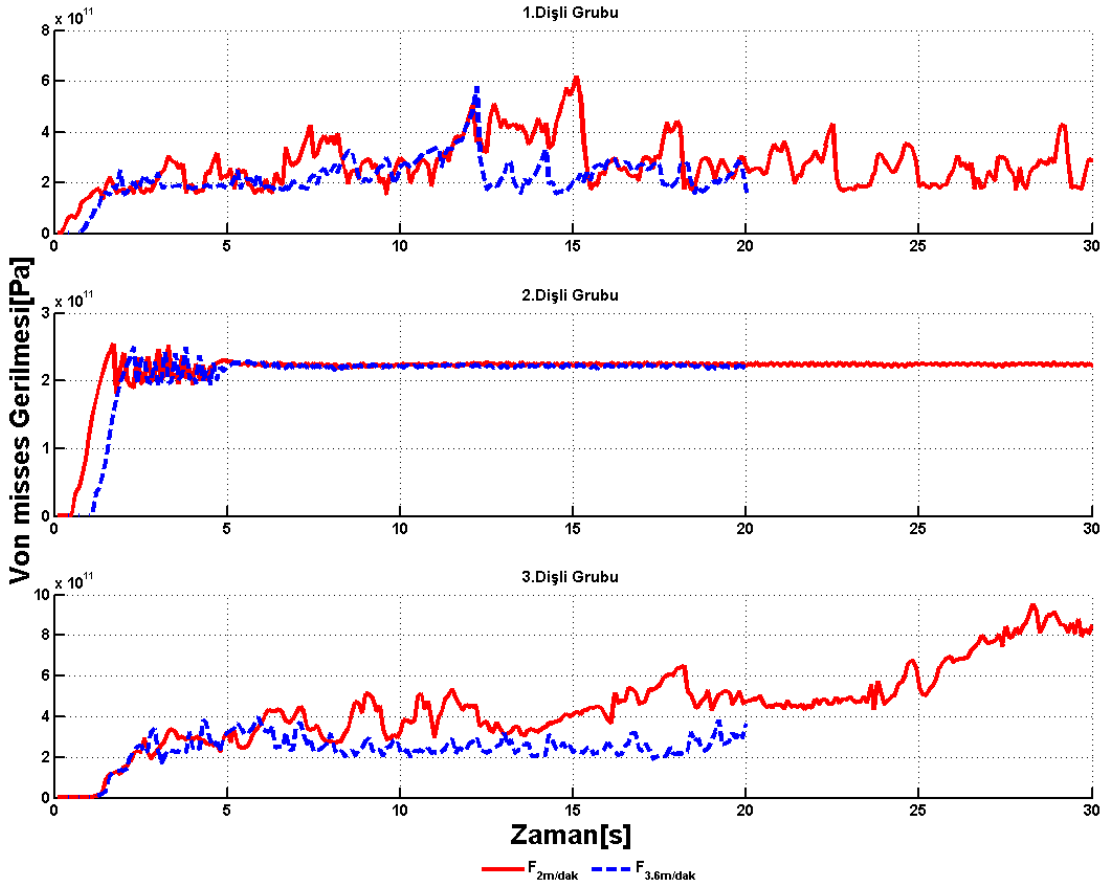


*Şekil 6.27.*İki araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi

Yükün iki arabalı kaldırılması durumunda hem moment hem de kuvvet etkisi altında statik gerilmelerde 1.dişli grubunda artış ikinci ve üçüncü dişli grubunda ise bir azalma olduğu görülmektedir. Değişken yükün uygulamasına göre geçekleştirilen analizler incelendiğinde 1. dişli grubunda azalma 2. dişli grubunda benzer değer ve karakteristikte 3. dişli grubunda ise azalma gerçekleştiği görülmektedir. Burada hızlı kaldırma şartlarında bir arabalı durumla mukayese edildiğinde gerilme değerinin düşük hızla kaldırılmaya göre yüksek değerlerde olduğu anlaşılmaktadır. 1. dişli ve 2.dişli grubunda 4s' den sonra sabit bir değişim olduğu görülmektedir.

Yükün üç araba ile kaldırılması durumunda kaldırma grubunda meydana gelen statik gerilme değişimleri Tablo 6.14'te dinamik gerilme değişimleri ise Şekil 6.28'de verilmiştir.

Üç arabalı durum irdelendiğinde uygulanan kuvvet azaldığı için statik gerilme değerlerinde ikinci ve üçüncü dişli gruplarında azalma birinci dişli grubunda ise artış söz konusudur.



*Şekil 6.28.*Üç araba ile yükün kaldırılması durumunda farklı kaldırma hızlarına göre halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen maksimum von-misses gerilme değişimi

Tablo 6.14.Yükün üç araba ile farklı hızlarda kaldırılmasında halata kuvvet motor miline moment etkisinde dişli gruplarında meydana gelen statik eş değer von-misses gerilme değerleri

Maksimum Statik Eş Değer Von-Misses Gerilmeleri (Pa)			
Analiz şekli	1.Dişli Grubu	2.Dişli Grubu	3. Dişli Grubu
$M_{2m/dak}$ $F_{2m/dak}$ 3araba	3,4227e+008	7,2667e+007	1,6562e+008
$M_{3.6m/dak}$ $F_{.3.6m/dak}$ 3araba	1,6684e+008	6,5201e+007	1,7066e+008

Dinamik analiz sonuçları açasından incelendiğinde ise, 1 dişli grubunda kaldırma hızlarına göre benzer gerilmeler olduğu 2 dişli grubunda ise 5 saniye değişken gerilme gösterip daha sonra sabit bir gerilme meydana geldiği görülmektedir.3 dişli grubunda ise 2m/dak kaldırma hızında başlangıçta benzer gerilme değerleri gözlemlenirken 5.saniyeden sonra giderek arıtış göstermektedir. Diğer araba sayılarına göre karşılaşıldığında benzer gerilme değerlerine ulaşıldığı görülmektedir.

6.6. Sonuçlar ve Değerlendirme

Bu bölümde kren sistemi üzerinde kaldırma esnasında meydana gelen etkileri incelemek amacıyla çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu analizler yapılırken genel olarak kaldırma grubunun yükün kaldırılması esnasında meydana gelen kuvvet etkileri farklı kaldırma hızları altında belirlenmiş ve elde edilen bu kuvvetlere göre kaldırma grubunu oluşturan tambur, halat ve dişli grubu üzerinde meydan gelen etkilerin incelenmesi gerçekleştirilmiştir.

Bu nedenlerle bu bölümde halat üzerinde farklı kaldırma hızları, yüklere ve kren sistemi üzerinde farklı araba sayılarına göre kaldırma esnasında halat üzerindeki meydana gelen kuvvetlerin belirlenmesi için deneysel bir düzenek kurulmuştur. Belirtilen çalışma şartlarına göre sonuçlar elde edilmiş ve çok arabalı kren sistemi üzerinde etkileri irdelenmiştir.

Bu bölümde elde edilen özellikle farklı araba sayıları için meydana gelen kuvvet değişimlerinin farklı olduğu görülmektedir. Bu nedenle dişli ve tambur grubu analizleri yapılırken bu değişken kuvvetin dikkate alınması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Dişli ve tambur analizler yapılırken gerçek yük etkisinin dikkate alınması ile daha doğru sonuçlara ulaşılacağı aşikardır. Bu sebepten dolayı klasik olarak analizler yapılırken sabit bir kuvvet

ya da momentin dikkate alındığı statik analiz yerine sistemde dinamik olarak değişimin dikkate alındığı bir analiz gerçekçi sonuçlara ulaşmayı sağlayacaktır.

Ayrıca genel olarak kaldırma durumu kuvvet analizleri incelendiğinde her araba durumunda yükün ilk başlangıçta hareketi esnasında mevcut statik olarak hesaplanan yükten daha fazla bir kuvvetin tambura etkidiği ve daha sonra denge haline ulaştığı görülmektedir. Bu durumda statik olarak dikkate alınacak kuvvetten daha fazla bir kuvvetin dikkate alınarak analiz edilmesi gerekliliğini ortaya koymaktadır.

İkinci aşamada ise deneysel olarak elde edilen kaldırma grubuna etki eden değişken kuvvetlerin uygulanması ile kaldırma grubunun SEM metodu ile analizi gerçekleştirilmiştir. Kaldırma grubu analizleri gerçekleştirilirken 3 farklı sınır şartına göre statik ve zamana bağlı olarak analizler yapılmış ve karşılaştırma yapabilmek amacıyla statik analiz sonuçları tablolar halinde dinamik analiz sonuçları ise grafikler halinde sunulmuştur. Bu analizlerin değerlendirilmesi neticesinde aşağıdaki şu sonuçlara varılabilir;
Genel olarak statik analiz sonuçları birebirine yakın değerler olmakla beraber zamana bağımlı olarak gerçekleştirilen analizlere göre oldukça düşük değerlerde gerçekleştiği görülmektedir.

Araba sayısının azaltılmasına göre her bir kaldırma grubuna etkiyen kuvvetlerde azalma olduğunda sadece kuvvet etkisine göre yapılan analizlerde gerilme değerlerinde düşüş görülmektedir. Kaldırma grubunda düşük hızlarda kaldırma gerçekleştiğinde motorun milinde yüksek torklar etkimektedir. Bu nedenle moment etkisine göre analizler gerçekleştiğinde düşük hızlarda elde edilen gerilme değerlerinin daha fazla olduğu görülmektedir.

Moment veya kuvvet etkisi dikkate alındığında kuvvet etkisinde maksimum gerilmelerle karşılaşılmıştır.

Gerçek çalışma şartları düşünüldüğünde sistemde hem moment etkisi diğer taraftan yük etkisi dikkate alındığında meydana gelen gerilmelerin daha da arttığı izlenmiştir.

Aynı sınır şartlarının uygulanmasında zamana bağlı analizlerde benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Sonuç olarak sınır şartları açısından gerçek çalışma şartlarında moment ve kuvvetin beraber uygulandığı durumlar için analizler gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda zamana bağlı analizlerde statik analizlerden çok daha büyük gerilmelere neden olduğundan dolayı kaldırma gruplarının tasarımında daha doğru olacağı sonucu ortaya çıkmaktadır.

Ayrıca bu çalışma ile halat ve tambur grubu beraber modellenerek kuvvet uygulanması durumunda dişlilerde meydana gelen gerilme değerlerinde artışa sebep olduğu ve gerçek çalışma şartı düşünüldüğünde ise moment ve kuvvetin beraber uygulanması ile daha fazla gerilmelerin oluştuğu görülmektedir. Bu nedenle kren sistemleri için tasarlanacak olan kaldırma grubu dişli vb. yapılarda bu durumun dikkate alınması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Bu yönüyle de gerçekleştirilen bu çalışma yapılacak olan bu tür tasarımlar için örnek teşkil etmektedir.

7. BÖLÜM

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, çok arabalı askı tip kren sisteminin tasarımı ve dinamik analizi üzerine deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Öncelikle kren sistemi üzerinde kiriş dinamiğine etki eden yük, halat uzunluğu, araba hızı ve krenin üzerinde araba sayısına göre arabanının kiriş üzerinde hareket etmesi durumunda köprü grubunda meydan gelen titreşimler farklı YSA tipleri kullanılarak analiz edilmiştir.

Yapay sinir ağları ile gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre; farklı yük, taşıma hızı ve araba sayılarına göre kren sisteminde meydana gelen titreşimleri modellemek ve tahmin edebilmek amacıyla REYSA çok iyi bir performansta tahmin ettiği gözlenmiştir. RMS hataları ve sonuçları mukayese edildiğinde REYSA'nın bu tür deneysel uygulamalar için iyi bir tahminleyici olarak kullanılabileceğini göstermektedir.

Sonraki bölümde ise yapılan çalışmalarda arabaların kirişin başında ve ortasında bulunduğu durumlar için modal analiz gerçekleştirilmiştir. Ayrıca kren üzerinde bir araba, iki araba ve üç arabanın bulunması durumları, sistemde köprü taşıyıcı yapıda olmasından dolayı sistemin bütünün dikkate alındığı, taşıyıcı yapısının olmadığı durum, sistem üzerinde yükün olmadığı, sadece kirişin dikkate alındığı durumlar içinde ayrı ayrı 26 durum için modellemeler yapılarak modal analizler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar tablolar halinde sunulmuştur. Bununla birlikte, her durum için elde edilen doğal frekanslara göre sistemin modal davranışları şekiller halinde sunulmuştur.

Genel olarak modal analizlerin değerlendirilmesi neticesinde aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Araba sayılarının kren sistemi üzerine etkileri açısından değerlendirildiğinde, araba sayısını artması ile sistemin kütle miktarı artışından dolayı kren sisteminin doğal frekansını azalttığı gözlemlenmiştir.

- Kren sistemi tasarımında köprü taşıyıcısı dikkate alınmadığı durumlarda kren sisteminin doğal frekanslarının etkilenmediği ve analizler gerçekleştirilirken köprü taşıyıcısı olmadan modellemeler yapılabileceğini göstermektedir.
- Kren sistemlerinde arabaların köprü başında veya ortasında olması durumuna göre değerlendirildiğinde, konumun doğal frekansları ve karakteristik şekil değiştirmelerini etkilemediği ve analizler gerçekleştirilirken sadece konumlardan birisinin dikkate alınmasının yeterli olduğu görülmüştür.
- Kren sistemi üzerinde yükün etkisi açısından incelendiğinde, yükün olduğu durumlarda frekansı düşerken mod sayısı arttıkça yüksüz sistemlerde frekans değerlerinde özellikle 2 ve 3 araba için azalama söz konusu olmaktadır. Ancak sistemde bir araba ve yükün olması durumunda, ilk 3 mod için yük durumu frekansı azaltırken diğer modlarda yüksüz durumun frekans değerlerini artırdığı görülmüştür.
- Kren sistemi bir bütün olarak düşünüldüğünde frekans değerleri oldukça küçük değerlerde olduğunda çalışma frekansı bu frekanslar üzerinde olduğunda sistemin titreşim açısından etkilenmesi biraz güç olmaktadır. Kren sistemi üzerinde her bir grubun karakteristiği farklı olduğundan bunların ayrı olarakta incelenmesinde fayda olduğu yapılan analizler sonucunda ortaya çıkmaktadır. Özellikle köprü grubunun elde edilen sonuçları bu durumu ortaya koymaktadır.

Ayrıca kren sitemlerinin performansını ve kararlı çalışma şartlarını belirlemek amacıyla hem deneysel hem de harmonik cevap analizleri yapılmıştır. Genel olarak sonlu elemanlar metodunun değerlendirilmesinde şu genel sonuçlara varılabilir;

- Yük açısından değerlendirildiğinde köprü başında ve köprü ortasında yükün değişmesi tepki fonksiyonunun genliğinde değişikliğe neden olmakta ve yük azaldıkça genlik azalmaktadır.
- Araba sayısının artması ise kren kirişlerinde daha önce tepki frekansına neden olmaktadır. Birinci ve ikinci kirişte bir arabalı durumda birbirinden faklı karakteristikte sonuçlar elde edilirken 2. ve 3. arabada benzer karakteristikler görülmektedir.
- Köprü ortasında kaldırma yapıldığında kren kirişlerinin tepki değerleri krenin başta olması durumuna göre daha belirgin tepki frekansları vermekte ve daha

sağlıklı değerlendirme imkânı sağlamaktadır. Köprü başı durumunda ise frekans tepki fonksiyonları farklı karakteristik göstermektedir

Deneysel sistemde de aynı şekilde frekans cevabı köprü ortası dikkate alındığı zaman daha belirgin tepki fonksiyonlarının elde edildiği görülmektedir. Grafiklerde köprü ortasının farklı yüklerde olmasına karşın 1. ve 2. kiriş karakteristiğini köprü başına göre daha iyi takip ettiği anlaşılmaktadır. Aynı zamanda köprü başında ve köprü ortası durumuna göre değerlendirildiğinde, meydana gelen tepki frekans genliklerinin köprü başına göre köprü ortasında daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

Kaldırma esnasında araba sayılarının artmış olması kren siteminin vermiş olduğu tepki frekanslarında pek farklılığa neden olmamakla birlikte genellikle genliklerde artışa neden olduğu görülmüştür.

Aynı zamanda deneysel olarak elde edilen yukarıdaki sonuçlara benzer etkilerin gerçekleştiğini ve bu durumun sonlu elamalar metodu ile yapılan analizlerden de görüldüğünü söylemek mümkündür. Benzer sonuçları ortaya koyan en iyi sonuçların köprü ortasından elde edilen sonuçlar olduğu ilgili grafiklerden anlaşılmaktadır. Buradan daha iyi sonuçları elde edebilmek amacıyla köprü ortasında çalışma durumundaki hem deneysel hem de SEM analizlerinin köprü ortasına göre yapılmasının daha uygun olacağı anlaşılmaktadır.

Özet olarak sonlu elemanlar analizi ile modal ve harmonik analizlerle deneysel frekans tepki fonksiyonlarının elde edilmesine çalışılmış, elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında benzer sonuçlarla karşılaşılmıştır.

Kren sistemlerinde modal davranışların incelenmesinde halat ve yükün de sistemde dahil edildiği ve üzerinde birden çok arabaya sahip olan kren sistemleri için çalışmalar yapılmıştır. Halatın, yükün ve arabanın sistemin doğal frekansına olan etkisinin araştırılması bu konuda önemli bir araştırma etkisi sağlaması kaçınılmazdır.

Sonlu elemanlar analizlerinden (modal, harmonik) ve deneysel sonuçlardan çift köprülü kren sitemlerinde kirişler arasında farklı davranışların olduğu görülmüş aynı frekanslarda farklı genliklerle karşılaşılmış ve bu durumun kren tasarımında dikkate alınması gerektiği değerlendirilmiştir.

Bu tez çalışmasının esasını teşkil eden beşinci bölümde ise üzerinde bir ve birden çok araba ile taşma yapılması durumda meydana gelen dinamik etkilerin incelenmesi üzerine karma bir sayısal analiz ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sistemin dinamiğine etki eden araba sayısı yük, halat uzunluğu, kiriş durumu ve arabaların hareket hızlarına göre hem deneysel hem de sayısal analizler yapılmış ve elde edilen sonuçlar grafikler halinde ifade edilmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

- Kirişler üzerinden ölçülen sehim değerleri arasında farklar oluştuğu ve kirişlerin farklı dinamik davranışı olduğunu gözlenmiştir.
- Özellikle taşıma kapasitesine yakın bir yükün taşınması esnasında araba hızında artmasıyla meydana gelen şekil değişimi halat yüksekliğinde daha belirgin şekilde etki etmektedir. Genel olarak değerlendirildiğinde düşük hızlarda hareket etmesi durumunda kren kirişlerinde halat uzunluğunun etkisinin çok olmadığı ilgili grafiklerden anlaşılmaktadır. Ağır yükün taşınması esnasında maksimum sehim değerlerinin incelenmesinde genel olarak iki arabalı durumda meydana geldiği en az sehimin ise bir arabalı durumda gerçekleştiği görülmektedir. Aynı dinamik tepkiler 2. kiriş sehim değerleri içinde benzerlik göstermektedir.
- Yükün ve araba hızının maksimum olması durumunda 1. kirişte halat yüksekliğinin 1m olduğu durumda maksimum sehim 1. kirişte 2m'lik halat uzunluğunda ise 2. kirişte meydana gelmektedir. Düşük yük ve hızlı çalışma şartları altında ise sehimlerin birbirine yakın olduğu söylenebilir.
- 2. kirişle ve 1. kiriş dinamik tepkileri değerlendirildiğinde yük, araba çalışma hızı araba sayısı ve halat yüksekliğine göre birbirinden farklı tepkilerinin olduğu elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde ortaya çıkmaktadır ve 1 kiriş 2. kirişe göre daha fazla sehim meydana gelmektedir. Bu durumun nedeni olarak 2. Kiriş üzerinde kuvvet değişimin çok olmadığı ağırlık merkezinin her iki kirişte de eşit olmamasından kaynaklanan etkilerden dolayı birinci kiriş üzerinde moment ve atalet etkilerinin daha fazla olduğu söylenebilir. Aynı etkinin olduğu birinci kirişe etki eden ADAMS' tan elde edilen temas kuvvetlerini incelenmesi durumunda da görülmektedir.
- Araba sayısı açısından karşılaştırıldığında kren üzerinde verilen tüm parametrelere göre en az sehim değişiminin bir arabalı durumda gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bununla beraber araba çalışma hızının artmasıyla iki ve üç

arabalı durumda meydan gelen sehim değerlerinin azaldığı görülmektedir. Bu durumda bize çok arabalı kren sistemleri ile kren üzerinde meydana gelen etkilerin azaltılmasında ve hızlı çalışma şartları altında araba sayısının kullanılabilirliğini göstermektedir.

- Genel olarak yükün etkisi incelendiğinde kren kirişlerinde en büyük dinamik etki yükten kaynaklanmaktadır. En büyük şekil değişim etkisine yükün neden olduğu görülmektedir. Araba sayıları açısından değerlendirildiğinde bir ve iki arabalı durumlarda her iki yük durumu içinde birbirine yakın değerlerde maksimum sehim meydana gelirken üç arabalı durum diğer şartlara göre daha fazla miktarda sehim meydana geldiği anlaşılmaktadır.
- Genel olarak farklı davranış şekilleri de olsa maksimum şekil değişimini yakalaması ve deneysel sonuçları takip ederek çoğu şart için grafiklerin uyumlu olması sayısal analizin etkinliğini ortaya koymaktadır.

Kren kirişlerinde meydana gelen dinamik etkilerin yükün hareket hızıyla, yükün arabaya bağlı olduğu halat uzunluğuyla da değiştiği görülmektedir Tüm bu nedenlerden dolayı kren sistemi üzerinde meydana gelen sehim değerleri değişmektedir. Bu çalışma ile özellikle çift kiriş köprülü kren tasarımlarında her iki kirişinde eşit şekilde şekil değiştirdiği statik olarak yapılacak hesapların yetersiz kaldığı söylenebilir. Bu nedenle kren sistemi üzerinde yapılacak olan analizlerde araba hızı halat uzunluğu ve araba sayılarının farklılıklarından kaynaklanacak dinamik etkilerinde dikkate alındığı analizlerin yapılması daha doğru olacaktır. Kren sistemlerini dinamik analizi için önerilen bu yeni yöntemle gerçekte kullanılacak olan bir krenin tüm yapıları dikkate alınarak yapılan analizlerin sonuçları değerlendirildiğinde deneysel olarak elde edilen sonuçlar arasındaki hata kabul edilebilir bir aralıkta olduğu görülmektedir. Bu nedenle önerilen bu yeni çözüm yöntemi kren sistemlerinin dinamik davranışlarını başarılı bir şekilde yakaladığı ve bu konuda yapılacak benzer dinamik analizler için kullanılabileceğini göstermektedir. Bu çalışmanın sonuçlarından elde edilen çıkarılmalara göre kren sitemlerinin gerilme analizleri, emniyetli çalışma şartlarının belirlenmesi üzerine çalışmalar yapılacaktır.

Tezin en son bölümünde ise kaldırma grubun yükün kaldırılması esnasında meydana gelen kuvvet etkileri deneysel olarak farklı kaldırma hızları altında belirlenmiş ve elde

edilen bu kuvvetlere göre kaldırma grubunu oluşturan tambur halat ve dişli grubu üzerinde meydan gelen etkilerin incelenmesi gerçekleştirilmiştir.

Kaldırma durumu kuvvet analizleri incelendiğinde her araba durumunda yükün ilk başlangıçta hareketi esnasında mevcut statik olarak hesaplanan yükten daha fazla bir kuvvetin tambura etkidiği ve daha sonra denge haline ulaştığı görülmektedir. Bu durumda statik olarak dikkate alınacak kuvvettin daha fazla bir kuvvetin dikkate alınarak analiz edilmesi gerekliliğini ortaya koymaktadır.

Bu nedenle çalışmanın ikinci aşamasında deneysel olarak elde edilen kaldırma grubuna etki eden değişken kuvvetlerin uygulanması ile kaldırma grubunun SEM metodu ile analizi gerçekleştirilmiştir. Kaldırma grubu analizleri gerçekleştirilirken 3 farklı sınır şartına göre statik ve zamana bağlı olarak analizler yapılmış ve karşılaştırma yapabilmek amacıyla statik analiz sonuçları tablolar halinde dinamik analiz sonuçları ise grafikler halinde sunulmuştur.

Ayrıca bu çalışma ile halat ve tambur grubu beraber modellenerek kuvvet uygulanması dişlilerde meydana gelen gerilme değerlerinde artışa sebep olduğu ve gerçek çalışma şartı düşünüldüğünde ise hem moment hem kuvvetin beraber uygulanması ile daha fazla gerilmelerin oluştuğu görülmektedir. Bu nedenle kren sistemleri için tasarlanacak olan kaldırma grubu dişli vb. yapılarda bu durumun dikkate alınarak yapılaması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Bu yönüyle de gerçekleştirilen bu çalışma yapılacak olan bu tür tasarımlar için örnek teşkil etmektedir.

Bu çalışmada sadece yükün kaldırılması dikkate alındığı kaldırma esnasında kaldırma grubunun analizi gerçekleştirilmiştir. Fakat yükün kaldırılması dışında arabanın hareket etmesi durumunda tambur ve dişliler hareket etmemiş dahi olsa halat üzerinde atalet etkilerinden dolayı meydana gelen salınım kuvvetleri de etki etmektedir. Bu nedenle yükün değişken olmasından dolayı hareket esnasında meydana gelen etkilerinde belirlenerek ayrı bir analiz olarak yapılması gerekliliğini ortaya koymaktadır. Daha sonraki çalışmalarda bu durum dikkate alınarak çalışmalar yapılacaktır.

Bilgisayar teknolojisinde gelişmeler gelecekte yapılan modellemelerin deneysel olarak yapılan çoğu çalışmaların yerini alacağı beklenmektedir. Bu çalışmanın en önemli hedeflerinden biri bilgisayar ortamında çok uzuvlu mekanik sistemlerin dinamik

analizinde esnek ve sonlu elemanlar metodu ile karma bir çözüm yöntemi ile deneysel olarak elde edilen çözümlere yakın çözüm yönteminin geliştirilmesidir. Böylelikle kren tasarımları için yapılması gereken pahalı deneysel çalışmalar güvenilir bir alternatif yaklaşım sağlamayı amaçlamıştır. Ayrıca kren sistemlerinde en çok karşılaşılan problemlerden biri de kaldırma grubunun dişli ve yataklarında meydana gelen problemler olduğunda, yapılan çalışma kaldırma grubuna etki eden dinamik etkilerin dikkate alınarak analiz edilmesi gerekliliğini ortaya çıkarmaktadır. Yukarıda belirtilen aynı sebeplerden dolayı değişken yüklerin etkisi altında bilgisayar ortamında analizi gerçekleştirilerek bu konuda da kaynak oluşturmak amaçlanmıştır. Tezin sonuçları incelendiğinde bu amaca ulaşıldığı söylenebilir.

Kren sistemlerinde yük salınımı da önemli dinamik etkiler arasındadır. Bu nedenle kren sistemlerinin titreşimleri üzerinde önemli etkisi olan konulardan birisidir. Bir arabalı kren sistemleri üzerinde birçok çalışma mevcut iken kren sistemlerinin üzerinde çok arabalı olarak çalışmalar yapılmamıştır. Bundan sonraki çalışmalarda kren sistemlerinin çok arabalı olması durumundaki salınım analizleri konusunda hem deneysel hem sayısal çözümleri gerçekleştirilmeye çalışılacaktır. Ayrıca bir arabalı kren sistemleri için salınım kontrolü üzerine birçok çalışma mevcutken çok arabalı sistemler olmamasından dolayı çok arabalı kren sistemleri üzerinde salınım kontrolü çalışmaları yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. Kayaoğlu, E.,2009.Dikdörtgen Levhaların Yayılı Yük Altındaki Davranışının İncelenmesi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,73.
2. Yıldırım, M.,2010.Lastik Tekerlekli Konteyner İstifleme Kreninin Hesapları, Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Analizi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,105.
3. Candaş, A.,2013.Bir JİB Krenin Deneysel Gerilme Analizi.İstanbul Teknik Üniversitrsi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,66.
4. Öztepe, H., 1999.*Transport Tekniği- Kaldırma ve Taşıma Makinaları*. İstanbul: İ.T.Ü. Makine Fakültesi.
5. Doğan, E.,2012.Köprülü Krenlerde Kutu Kiriş Elemanlarının Gerilme Dağılımına Etkisi.Cumhuriyet Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,Sivas,78.
6. Fryba, L., 1999.*Vibration of Solids and Structures Under Moving Loads*. London: Thomas Telford.
7. Mercan, S.,2002.Köprülü Krenlerde Köprü Üzerinde Oluşan Gerilme Dağılımının İncelenmesi.Cumhuriyet Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,Sivas,119.
8. Çorbacı, F.K.,1995.Transport Tekniğinde bir CAD Uygulaması Olarak Köprülü Kren Dizaynı.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,
9. Hügül, S.,2005.Vıbratıon Analysıs Of Systems Subjected To Movıng Loads By Usıng The Fınıte Element Method.Dokuz Eylül University,Master Thesis,İzmir,109.
10. Özkan, İ.,2005.Computer Aided Design And Analysis Of Frame Crane.Dokuz Eylül University,Master Thesis,İzmir,114.
11. Kara, C.,2008.Farklı Taşyıcı Sistemli Krenin Analizi.Dokuz Eylül Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İzmir,204.
12. Bacaksız, A.,2016.Gezer Krenlerde Taşıyıcı Elemanların Dinamik Analizi.Dokuz Eylül Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İzmir,119.
13. Akgün, G.,2013.2x400 Ton Portal Kren Tasarımı ve Sayısal Yöntemle Analizi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,93.
14. Bige, B.,2014.2x400 Ton Kapasiteli Kafes Ana Kirişli Portal Kren Tasarımı ve Analizi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul 119.

15. Şahin, T.,2015.2x400 Ton Portal Krenin Matematiksel ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Düzlem Titreşim Analizi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,85.
16. Erken, B.,2009.Kafes Kirişli Portal Kren Ana Kirişinin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modellenmesi ve Analizi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek LisansTezi,İstanbul,168.
17. Ünal, B.,2008.JIB Portal Kren Konstrüksiyonun Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,123.
18. Taşdemir, B.,2012.JIB Kren Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,107.
19. Karamolla, M.,2005.Kule Vinçlerin Matematik Modellemesi.Celal Bayar Üniversitesi Doktora Tezi,Manisa,106.
20. Şahin, U.,2015.Kuleli İnşaat Kreninin Tasarımı, Analizi, Sımulink/Simmechanics Modeli ve Animasyonu.Yıldız Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,85.
21. Esen, İ.,2009.Hareketli Yükler Altındaki Köprülü Kren Kirişlerinin Dinamik (Mukavemet) Analizi.İstanbul teknik Üniversitesi,Doktora Tezi,İstanbul,115.
22. Bulut, C.O.,2011.Hareketli Yüklere Maruz Köprülü Kren Kirişlerinin Dinamik Analizi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,İstanbul,81.
23. Gül, D.,2013.Kren Kirişlerinin Yorulma Analizi ve Bir Güçlendirme Uygulaması Bülent Ecevit Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,Zonguldak,107.
24. Korkmaz, O.A.,2016.Krenli Endüstri Yapılarının Depreme Dayanıklı Tasarım Esaslarının İncelenmesi.GebzeTeknik Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi,Gebze,56.
25. Azeloğlu, C.A.,2012.Krenlerin Sismik Etki Altındaki Davranışlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Aktif Kontrolü.YıldızTeknik Üniversitesi,Doktora Tezi,İstanbul
26. Low, K.H., 1997. An analytical-experimental comparative study of vibratıon analysis for loaded beams wıth variable boundary conditions. **Computers & Structures 65**(1): p. 97-107.

27. Low, K.H., 2001. A comparative study of the eigenvalue solutions for mass-loaded beams under classical boundary conditions. **International Journal of Mechanical Sciences**. **43**(1): p. 237-244.
28. Cha, P.D. and W.C. Wang, 1999. A novel approach to determine the frequency equations of combined dynamical systems. **Journal of Sound and Vibration**. **219**(4): p. 689-706.
29. Cha, P.D., 2002. Eigenvalues of a linear elastica carrying lumped masses, springs and viscous dampers. **Journal of Sound and Vibration**. **257**(4): p. 798-808.
30. Cha, P.D., 2005. A general approach to formulating the frequency equation for a beam carrying miscellaneous attachments. **Journal of Sound and Vibration**. **286**(4-5): p. 921-939.
31. Gürgöze, M., 1998. On the alternatıve formulatıons of the frequency equatıon of a Bernoullı–Euler beam to which several spring-mass systems are attached in-span. **Journal of Sound and Vibration**. **217**(3): p. 585-595.
32. Gürgöze, M. and H. Erol, 1999. On the eigencharacteristics of longitudinally vibrating rods carrying a tip mass and viscously damped spring-mass in-span. **Journal of Sound and Vibration**. **225**(3): p. 573-580.
33. Oguamanam, D.C.D., J.S. Hansen, and G.R. Heppler, 1998. Dynamic response of an overhead crane system. **Journal of Sound and Vibration 213**(5): p. 889-906.
34. Oguamanam, D.C.D., J.S. Hansen, and G.R. Heppler, 2001. Dynamics of a three-dimensional overhead crane system. **Journal of Sound and Vibration**. **242**(3): p. 411-426.
35. Wu, J.J., A.R. Whittaker, and M.P. Cartmell, 2000. The use of finite element techniques for calculating the dynamic response of structures to moving loads. **Computers & Structures**. **78**(6): p. 789-799.
36. Wu, J.J., A.R. Whittaker, and M.P. Cartmell, 2001. Dynamic responses of structures to moving bodies using combined finite element and analytical methods. **International Journal of Mechanical Sciences**. **43**(11): p. 2555-2579.
37. Yang, W., Z. Zhang, and R. Shen, 2007. Modeling of system dynamics of a slewing flexible beam with moving payload pendulum. **Mechanics Research Communications**. **34**(3): p. 260-266.
38. Abu-Hilal, M., 2003. Forced vibration of Euler–Bernoulli beams by means of dynamic Green functions. **Journal of Sound and Vibration**. **267**(2): p. 191-207.

39. Wu, J.J., 2006. Finite element analysis and vibration testing of a three-dimensional crane structure. **Measurement**. **39**(8): p. 740-749.
40. Malgaca L., Kara C., and Demirsoy M., *Dinamik Şekil Değiştirme Ölçümü ve Bir Tavan Vincinde Uygulaması*, in *VII. Ulusal Ölçümbilim Kongresi*. 2008: MMO Tepekule Kongre ve Sergi Merkezi İZMİR. p. 191-201.
41. Liu, D., et al., 2005. Adaptive sliding mode fuzzy control for a two-dimensional overhead crane. **Mechatronics**. **15**(5): p. 505-522.
42. Schaub, H., 2008. Rate-based ship-mounted crane payload pendulation control system. **Control Engineering Practice**. **16**(1): p. 132-145.
43. Taşkın, T.,2009.Tersane Krenlerinde Kullanılan Elemanların Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modellenmesi ve Gerilme Analizi.İstanbul Teknik Üniversitesi,Yüksek Lisanas Tezi,İstanbul,190.
44. Balachandran, B.L., Y. Y.; Fang, C. C., 1999. A Mechanical Filter Concept for Control of Non-Linear Crane-Load Oscillations. **Journal of Sound and Vibration**. **228**(3): p. 651-682.
45. Ju, F., Y.S. Choo, and F.S. Cui, 2006. Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload. **International Journal of Solids and Structures**. **43**(2): p. 376-389.
46. Eihab M Abdel Rahman, A.H.N., Ziyad N. Masoud, 2003. Dynamics and control of Cranes: A Review. **Journal of Vibration and Control 9**: p. 863-908.
47. Zrnić, N.Đ., V.M. Gašić, and S.M. Bošnjak, 2015. Dynamic responses of a gantry crane system due to a moving body considered as moving oscillator. **Archives of Civil and Mechanical Engineering**. **15**(1): p. 243-250.
48. Gašić, V., et al., 2014. Application of the lumped mass technique in dynamic analysis of a flexible L-shaped structure under moving loads. **Engineering Structures**. **76**: p. 383-392.
49. Ouyang, H., 2011. Moving-load dynamic problems: A tutorial (with a brief overview). **Mechanical Systems and Signal Processing**. **25**(6): p. 2039-2060.
50. Şimşek, M., 2010. Vibration analysis of a functionally graded beam under a moving mass by using different beam theories. **Composite Structures**. **92**(4): p. 904-917.

51. Kiral, Z., et al., 2009. Experimental Investigation of the Dynamic Response of a Symmetric Laminated Composite Beam Via Laser Vibrometry. **Journal of Composite Materials**.

52. Azeloğlu, C.A.H., A. G.; Özen S.; Çolakçakır Ö. Ü.; Sağrlı A., 2015. Theoretical and experimental deformaiton analysis of crane beams subjected to moving loads. **Sigma Journal of Enginnering and Natural sciences**. **33**(4): p. 653-663.

53. Pesterev, A.V., Yanh, B.,Bergman, L.A., Tan, A., 2001. Responce of elastic continiuum carrrying multiple moving oscillators. **Journal of Engineering Mechanics**. **127**(3): p. 260-265.

54. Pesterev, A.V. and L.A. Bergman, 2000. An improved series expansion of the solution to the moving oscillator problem. **Journal of Vibration and Acoustics**. **122**(1): p. 54.

55. Vlada Gašić, N.Z., Aleksandar Obradović,Srđan Bošnjak, 2011. Consideration of Moving Oscillator Problem in Dynamic Responses of Bridge Cranes. **FME Transactions 39**: p. 17-24.

56. Kıral, Z., L. Malgaca, and M. Akdağ, *Haraketli Yük Probleminin Deneysel Olarak İncelenmesi*, in *13. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu*. 2007: Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas. p. 351-360.

57. Esen, İ., 2011. Dynamic responce of beam due to an accelerating moving mass using moving finite element aproximation. **Mathematical and Computational Applications**. **16**(1): p. 171-182.

58. Zhang, J., et al., 2010. Modal Analysis of the Cable-Stayed Space Truss Combining ANSYS and MSC.ADAMS. **Advanced Materials Research**. **121-122**: p. 832-837.

59. Zhang, J., et al. 2010. *The application of co-simulation technology of ANSYS and MSC.ADAMS in structural engineering*. in *2010 International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering*.

60. Kalyoncu, M.,1998.Kayar Mafsala Sahip Elastik Uzuvlu Robot Maniplatörlerin Dinamik Modellenmesi.Selçuk Üniversitesi,Doktora TEZi,Konya,142.

61. Luo, H., et al., 2013. Rigid-Flexible Coupling Dynamics Simulation of 3-RPS Parallel Robot Based on ADAMS and ANSYS. **Applied Mechanics and Materials**. **290**: p. 91-96.

62. Luo, H., et al., *Rigid –Flexible coupling dynamic analaysis of A spot- welding robot*, in *Proceedings of the 2011 IEEE International Conference on Cyber Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems*. 2011: Kunming, China. p. 181-185.
63. Xingguo, M., Y. Xiaomei, and W. Bangchun, *Multi-body dynamics simulation on flexible crankshaft system*, in *12th IFToMM World Congress*. 2007: Besançon (France).
64. Lida Zhu, L.T., Cong Su, Junming Hou,and Wanshan Wang, *Co Simularion of rigit- flexible coupling system for turn milling center*, in *Proceeding of the 7th World Congress on Intelligent Control and Automation*. 2008: China.
65. Chunxia Zhu, et al., *Dynamics simulation for flexible parallel robot*, in *Proceedings of the 2007 IEEE International conference on Robotics and biomimetics* 2007: China. p. 2155-2159.
66. Yildirim, Ş. and E. Esim. 2017. *A New Approach for Dynamic Analysis of Overhead Crane Systems Under Moving Loads*. in *CONTROLO 2016*. Cham: Springer International Publishing.
67. Uzmay, İ. and Ş. Yıldırım, 2005.*Taşıma Tekniği*. Kayseri: Ufuk Kitapevi.
68. Meirovitch, L., 1986.*Elements of Vibration Analysis* New York: McGraw-Hill.
69. Clough, R.W. and J. Penzien, 1993.*Dynamics of Structures*. New York: McGraw-Hill.
70. Lin, Y.H. and M.W. Trethewey, 1990. Finite element analysis of elastic beams subjected to moving dynamic loads. **Journal of Sound and Vibration**. **136**(2): p. 323-342.
71. Vlada Gašić, et al., 2011. Consideration of Moving Oscillator Problem in Dynamic Responses of Bridge Cranes. **FME Transactions**. **39**: p. 17-24.
72. Yıldırım, Ş. and E. Esim, *Takım tezgâhlarında yapay sinir ağı kullanılarak performans analizi*, in *Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu(UMTS 2015)*. 2015: İzmir. p. 867-876.
73. Esim, E. and Ş. Yıldırım, 2017. Drilling performance analysis of drill column machine using proposed neural networks. **Neural Computing and Applications**. **28**(1): p. 79-90.
74. Eski, İ.,2007.Yapay Sinir Ağı Denetim Organı Kullanarak, Taşıtlarda Aktif Süspansiyon Sistemi Kontrolü Erciyes Üniversitesi,Doktora Tezi,Kayseri,179.

75. Eski, I., et al., 2011. Fault detection on robot manipulators using artificial neural networks. **Robotics and Computer-Integrated Manufacturing**. **27**(1): p. 115-123.

76. Chantdrupatla, T.R. and A.D. Belegundu, 1997.*Introduction to Finete Elements in Enginnering*. United State of America: Printice Hall

77. Abdullah, O.I. and J. Schlattmann, 2012. Vibration Analysis of the Friction clutch Disc Using. **Advances in Mechanical Engineering and its Applications (AMEA)**. **1**(4): p. 86-91.

78. Wu, Y.-h. and F. Wang, 2011. Modal Analysis of a Semi-trailer Frame Based on Ansys Workbench. p. 346-349.

79. Wu, Z., et al., 2010. Modal and Harmonic Reponse Analysis and Evaluation of Machine Tools. p. 929-933.

80. Rao, S.S., 2011.*Mechanical Vibrations* United State of America: Prentice Hall

81. SDVH20 User Manual and Technical Documentation, Soway Tech Limited, China, 2019. Available online: **http://www.sowaysensors.com/index.php/products_v_21_100.html (**accessed on 31.01.2019).

82. SPA 600 Yük Hücresi Teknik özellikleri, ESİT Elektronik Sistemler, Türkiye, 2019. Available online: **https://www.esit.com.tr** (accessed on 31.01.2019).

83. LCA-D Yük Hücresi Amplifikatörü Teknik özellikleri, ESİT Elektronik Sistemler, 2019. Available online: **https://www.esit.com.tr** (accessed on 31.01.2019).

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı:	Emir ESİM
Uyruğu:	Türkiye (T.C)
Doğum Tarihi ve Yeri:	02 Eylül 1982, Kayseri
Medeni Durum:	Evli
e-mail:	emiresim@erciyes.edu.tr
Yazışma Adresi:	Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fak. Mekatronik Müh. Böl. Melikgazi/KAYSERİ

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	EÜ Fen Bilimler Enstitüsü	2010
Lisans	EÜ Müh. Fak. Makine Müh.	2006
Lise	Aydınlıkevler Lisesi, Kayseri	2001

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2012- Halen	Erciyes Üniversitesi Müh. Fak Mekatronik. Müh. Böl	Öğr. Gör.
2009- 2012	Erciyes Üniversitesi Müh. Fak Makine Müh. Böl	Arş. Gör.
2006–2009	Hasçelik Halat ve Kablo A.Ş.	Bakım Müh.

YABANCI DİL

İngilizce

YAYINLAR

SCI, SSCI, AHCI İndekslerine Giren Dergilerde Yayımlanan Makaleler

1. Aslan T., Üstün Y., Esim E., "Stress distributions in internal resorption cavities restored with different materials at different root levels: A finite element analysis study", Australian Endodontic Journal, 2018
2. Esim E., Yıldırım Ş., "Drilling performance analysis of drill column machine using proposed neural networks", Neural Computing & Applications, vol.28, pp.S79-S90, 2017

3. Kılınç H.I., Aslan T., Kılıç K., Er Ö., Esim E., Yıldırım Ş., "Fracture resistance of teeth with oval canal morphology restored using oval and circular posts", Journal Of Oral Science, vol.58, pp.339-345, 2016
4. Er Ö., Kılıç K., Esim E., Aslan T., Kılınç H.I., Yıldırım Ş., "Stress distribution of oval and circular fiber posts in a mandibular premolar: a three-dimensional finite element analysis", Journal of Advanced Prosthodontics, vol.5, pp.434-439, 2013.

Diğer Dergilerde Yayımlanan Makaleler

1. Yıldırım Ş., Gürgan C.A., Sarı M.Y., Esim E., Savaş S., Temel T., "A New Fully Automated System Design For Evaluation Of Standardized And Reproducible Data In Intraoral Photography Of Gingiva", International Journal of Advance Computational Engineering and Networking (IJACEN), vol.3, pp.101-105, 2015.
2. Aslan T., Esim E., Kılıç K., Er Ö., Yıldırım Ş., "Effects of the geometric shape and placing length of a fiber post on the stress distribution in a mandibular premolar tooth: A finite element analysis study", International Dental Research, vol.8, pp.105-110, 2018.

Hakemli Kongre/Sempozyum Bildiri Kitaplarında Yer Alan Yayınlar

1. Aslan T., Üstün Y., Esim E., "Farklı Kök Seviyerinde İnteral rezorpsiyon kaviteleri bulunan ve Güta-Perka ve/veya MTA ile Doldurulmuş Simule Edilmiş Diş Modellerindeki Gerilme Dağılımları: Bir Sonlu Elemanlar Analiz Çalışması", Türk Endodondi Derneği 7. Uluslararası Endodonti sempozyumu, Girne, KUZEY KIBRIS TÜRK CUM., 11-14 Mayıs 2017, pp.56-57
2. Er Ö., Esim E., Aslan T., "Farklı termoplastik kök kanal obturasyon teknikleri esnasında periodontal dokulara ısı transferleri: Bir sonlu elemanlar analizi çalışması.", Türk Endodonti Derneği 8. Uluslararası Endodonti Sempozyumu, ADANA, TÜRKIYE, 10-13 Mayıs 2018, pp.115-116
3. Aslan T., Esim E., "Farklı İatrojenik Kök Perforasyonlu Mandibular Molar Diş Modellerinde Stres Dağılımları", Türk Diş hekimleri Birliği 24. Uluslararası Diş Hekimliği Kongresi, Ankara, TÜRKIYE,2018

4. Yıldırım Ş., Esim E., "Design of neural network predictor for vibration analysis of a drill column machine during drilling plastic work-pieces", The 4th Conference on Mechanisms, Transmissions and Applications- MeTrApp 2017, Trabzon, TÜRKIYE, 3-5 Temmuz 2017, vol.52, pp.269-278

5. Yıldırım Ş., Esim E., "A New Approach for Dynamic Analysis of Overhead Crane Systems Under Moving Loads", the 12th Portuguese Conference on Automatic Control – CONTROLO 2016, PORTO, PORTEKIZ, 22-25 Eylül 2016, pp.471-481

6. Yıldırım Ş., Gürgan C.A., Sarı M.Y., Esim E., Savaş S., Temel T., "A New Fully Automated System Design for Evaluation of Standardized and Reproducible Data in Intraoral Photography of Gingiva", International Conference on Medical and Health, BARCELONA, ISPANYA, 1-2 Ağustos 2015, pp.72-76

7. Yıldırım Ş., Esim E., "Üzerinde Hareketli Yük Taşıyan Kren Sistemlerinin Dinamik Analizi", 17. Uluslararası Katılımlı Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2015), İZMİR, TÜRKIYE, 14-17 Haziran 2015, ss.922-927.

8. Aslan T., Esim E., Kılınç H.I., Kılıç K., Er Ö., Çınar F., "The effect of placing lengths on stress distribution of oval and circular fiber posts in a mandibular premolar tooth: a three-dimensional finite element analysis study. ", 17th ESE Biennial Congress, Barcelona, ISPANYA, 16-19 Eylül 2015, pp.83-83

9. Yıldırım Ş., Esim E., "Takım Tezgahlarında Yapay Sinir Ağı Kullanılarak Performans Analizi", 17.Uluslararası Katılımlı Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2015), İZMİR, TÜRKIYE, 14-17 Haziran 2015, ss.867-876.

10. Er Ö., Kılıç K., Esim E., Aslan T., Kılınç H.I., Yıldırım Ş., et al., "Effect Of Fiber Post Geometrical Shape On The Stress Distribution Of Endodontically Treated Mandibular Premolar Teeth: A 3d Finite Element Analysis", 16th ESE Biennial Congress, Lisbon, PORTEKIZ, 12-14 Eylül 2013, pp.49-50

11. Yıldırım Ş., Esim E., "Bir Prototip Süspansiyon Sistemi için Adaptif Kontrol Organı Tasarımı", 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS2011), NİĞDE, TURKİYE, 16-18 Haziran 2011, ss.609-616

12. Yıldırım Ş., Esim E., "Design Adaptive PID Controller for Experimental two-degrees of freedom Suspension System", 16th Building Services, Mechanical and Building Industry Days, MACARISTAN, 14-15 Ekim 2010, pp.551-562