

BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR PORTAL KREN KONSTRÜKSİYONUNUN MODELLENMESİ, TEORİK VE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAKAN GELEN

TEMMUZ 2018

BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR PORTAL KREN KONSTRÜKSİYONUNUN MODELLENMESİ, TEORİK VE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hakan GELEN

DANIŞMAN

: Doç. Dr. Yusuf Aytac ONUR

ZONGULDAK

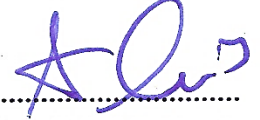
Temmuz 2018

KABUL:

Hakan GELEN tarafından hazırlanan “Bir Portal Kren Konstrüksiyonunun Modellenmesi, Teorik Ve Deneysel Olarak İncelenmesi” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 09/07/2018

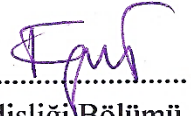
Danışman: Doç. Dr. Y. Aytaç ONUR

Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



Üye: Dr. Öğr. Üyesi Fatmagül KOLTUK

Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



Üye: Dr. Öğr. Üyesi Şenol MERT

Düzce Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine ve İmalat Mühendisliği Bölümü



ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

.../.../20...



Doç. Dr. Ahmet ÖZARSLAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”


Hakan GELEN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR PORTAL KREN KONSTRÜKSİYONUNUN MODELLENMESİ, TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Hakan GELEN

Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Yusuf Aytaç ONUR

Temmuz 2018, 55 sayfa

Tezin ana konusu olan portal kren, iki veya daha fazla bacak üzerine monte edilen bir nevi köprülü krenlerdir. Bir dizi sabit ray veya benzeri yol boyunca hareketi ile kaldırma ve taşıma görevi bulunan bir konstrüsiyondur. Bu çalışmada, Bülent Ecevit Üniversitesi Teknoloji Laboratuvarında bulunun tek kirişli ve tek arabalı 500 kg kapasiteli portal kren incelenmiştir.

Portal krende yük altında en çok zorlanan parça ana kiriş dediğimiz bölümdür. Ana kiriş, yüke maruz kaldığında yükü taşıyıp taşıyamayacağı, hangi noktalarda gerilmelerin yüksek olduğunun bilinmesi mühendislik açısından oldukça önemlidir. Bu çalışmada bu gerilmelerin hangi noktalarda ve ne kadar büyüklükte olduğu, sonlu elemanlar analizi, teorik hesaplar ve deneysel çalışma da dahil olmak üzere üç farklı yöntem ile tespit edilmiştir. Buna ek olarak portal krenin ana kiriş üzerinde yük nedeni ile meydana gelen sehimlerde bu üç farklı yöntem ile tespit edilmiştir. Ayrıca F.E.M standartlarına göre sınıflandırılması yapılan portal krenin bu standartları karşılayıp karşılamayacağı incelenmiştir. Portal kren modellenmesinde Solidworks programı kullanılmış ve sonlu elemanlar analizlerinde Ansys programı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen gerilmelerin en kritik olduğu noktalar

ÖZET (devam ediyor)

belirlenmiş ve bu noktalara Strain Gage (gerilimölçer) yapıştırmak suretiyle deneysel çalışma yapılmıştır. Ana giriş üzerinde ki kritik noktaların teorik olarak hesaplanan değerleri de incelenmiştir. Deneysel çalışmada sehimler Komparatör ile ölçüm alınmıştır. Üç farklı yöntemle elde edilen gerilme ve sehimler sonuçları incelenerek çalışma tamamlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Portal vinç, ana giriş, sonlu elemanlar metodu (SEM), Strain gage, gerilme, sehim;

Bilim Kodu: 625.02.00



ABSTRACT

M. Sc. Thesis

MODELING, THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A PORTAL CRANE CONSTRUCTION

Hakan GELEN

Bülent Ecevit University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor: Assoc. Prof. Dr Yusuf Aytaç ONUR

July 2018, 55 pages

The main topic of the thesis is that Gantry cranes are a kind of overhead bridges mounted on two or more legs. It is a construction that has lifting and transporting task by means at moving on a series of stationary rails and runway. In this study, a gantry crane with 500 kg lifting capacity, single girder and single trolley located in the TecnoLab of Bulent Ecevit Universty has been examined.

The most challenging part of the gantry crane under load is the main girder section. When the main girder is subjected to load, it is very important to know whether it can carry the load and where stress volumes are higher than other points in engineering applications locations and of this stress have been determined. In this study, by three different methods including finite element analysis, theoretical calculations and experimental study. In addition, deflection occurred on the main girder due to lifting loads. Besides, the gantry crane which is classified according to F.E.M standards has been examined to meet these standards.

ABSTRACT (continued)

In the modeling of the gantry cranes, the Solidworks program was used and the Ansys program was used in the finite element analyses. The points at which the stress volumes obtained by the finite element analysis are highest are determined and the experimental work is carried out by sticking the strain gage to these points. Theoretically calculated values of the critical points on the main girder are also investigated. In the experimental work, the deflections were measured with comparator. The study was completed by examining the results of the stresses and deflections obtained by three different methods.

Keywords: Portal crane, main girder, finite element method (FEM), strain gage, stress, deflection;

Science Code: 625.02.00

TEŞEKKÜRLER

Çalıőmam boyunca yardımları ve tecrübesiyle beni destekleyen tez danışmanım sayın Doç. Dr. Y. Aytaç ONUR 'a, çalıőmam boyunca yardımlarını esirgemeyen arkadaşım Alp ÖZDEMİR 'e ve deneysel çalıőmalarına proje desteği veren Bülent Ecevit Üniversitesi BAP birimine ayrıca maddi manevi desteklerini esirgemeyen her zaman yanımda olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.





İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜRLER	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
BÖLÜM 2 KRENLERİN SINIFLANDIRILMASI.....	7
2.1 KRENLER	7
2.2 MOBİL KRENLER	7
2.2.1 Tekerlekli Krenler	8
2.2.2 Paletli Krenler.....	8
2.2.3 Araçlara Monte Edilebilen Krenler	8
2.2.4 Köprülü Krenler	9
2.2.5 Portal Krenler	9
2.3 KULE KRENLERİ	10
2.4 SABİT KRENLER.....	11
BÖLÜM 3 PORTAL KRENİN MODELLENMESİ	13
3.1 ANA KİRİŞ	14
3.2 ÜST BAĞLANTI GRUBU.....	14
3.3 ALT BAĞLANTI GRUBU	15
3.4 KREN BACAĞI GRUBU	16
3.5 RAYLAR	16

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
3.6 VİNÇ BÖLÜMLERİNİN MONTAJI.....	18
BÖLÜM 4 SONLU ELEMANLAR METODU VE ANALİZİ.....	19
4.1 SONLU ELEMANLAR METODU	19
4.2 SONLU ELEMANLAR ANALİZİ (ANSYS).....	20
4.2.1 Yükleme Durumları.....	20
4.2.2 Ansys Statik Analiz Ara Yüzü	21
4.2.3 Modele Malzeme Atanması.....	22
4.2.4 Solidworks Modelinin Ansys 'e Aktarılması	22
4.2.5 Sınır Şartlarının Belirlenmesi	23
4.2.5.1 Yüzey Temas Özelliklerinin Belirlenmesi	23
4.2.5.2 Mesh (Ağ Yapısı) Oluşturma	23
4.2.5.3 Sınır Koşulları	24
4.2.6 Ansys' in Çalıştırılması	24
4.2.7 Ansys SEM Sonuçları ve Kritik Noktaların Belirlenmesi.....	25
4.2.8 Ansys Gerilme Analizi Sonuçları.....	25
4.2.9 Ansys Sehim Sonuçları	29
BÖLÜM 5 MUKAVEMET HESAPLAMALARI.....	31
5.1 F.E.M STANDARTLARINA GÖRE EMNİYET KONTROLÜ	31
5.1.1 F.E.M Standartlarına Göre Portal Krenin Sınıflandırılması.....	31
5.1.2 FEM Normlarına Göre Katsayıların Belirlenmesi	32
5.1.2.1 Titreşim katsayısının φ 'nin Tayini	32
5.1.2.2 Yükseltme Katsayısı Tayini (γ)	33
5.1.3 F.E.M Standartlarına Göre Mukavemet Hesaplamaları	34
5.1.3.1 Kirişin Kendi Ağırlığından Kaynaklı Gerilme.....	34
5.1.3.2 Kiriş Üzerindeki Sabit Ağırlıklardan Meydana Gelen Gerilme.....	35
5.1.3.3 Vinç Arabanın Kendi Ağırlığından Oluşan Gerilme.....	35
5.1.3.4 Kaldırılan Yük Nedeniyle Oluşan Gerilme	35
5.1.3.5 Yatay Kuvvetler Nedeniyle Oluşan Gerilme	36
5.1.3.6 Atalet Kuvvetlerinden Oluşan Gerilme.....	37

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
Ana Kirişin Ataletinden Oluşan Gerilme	37
Vinç Arabasının Ataletinden Oluşan Gerilme	38
Kaldırılan Yükün Ataletinden Oluşan Gerilme.....	38
5.1.3.7 Tampon Vuruntularından Oluşan Gerilme.....	38
5.1.3.6.8 Portal krende Oluşan Toplam Gerilme.....	39
5.2 ANSYS SONUÇLARINA GÖRE KRİTİK NOKTALARIN TEORİK MUKAVEMET HESAPLAMALARI.....	 39
5.2.1 Ana kiriş Üzerindeki Kritik Noktaların Teorik Gerilme Hesaplamaları.....	39
5.2.2 Teorik Sehım Hesaplamaları	40
BÖLÜM 6 DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	43
6.1 DENEYSEL GERİLME ANALİZİ.....	43
6.2 DENEYEL SEHİM ÖLÇÜMLERİ	46
BÖLÜM 7 SONUÇLAR.....	49
KAYNAKLAR.....	53
ÖZGEÇMİŞ	55

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 Tekerlekli kren (a), paletli krenler (b).....	8
Şekil 2.2 Köprülü kren (a), portal kombinasyonlu köprülü kren (b).....	9
Şekil 2.3 Portal kren.	10
Şekil 2.4 Kule vinçi.	11
Şekil 3.1 Laboratuvar içerisindeki porta kren.	13
Şekil 3.2 NPI 160 I-Profil teknik resmi.....	14
Şekil 3.3 Üst bağlantı grubu.....	15
Şekil 3.4 Alt bağlantı grubu.	15
Şekil 3.5 Kren bacağı grubu.....	16
Şekil 3.6 Ray teknik resim.	17
Şekil 3.7 Portal kren teknik resim.	17
Şekil 3.8 Dimetrik portal kren görünüşü.	18
Şekil 4.1 Yükleme pozisyonları.	20
Şekil 4.2 Ansys statik analiz ara yüzü.	21
Şekil 4.3 Solidworks modelinin Ansys ye aktarılması.....	22
Şekil 4.4 Element boyutu (a), mesh metodu (b).....	23
Şekil 4.5 Yükleme ve sabitleme noktaları.....	24
Şekil 4.6 Ana giriş, taşıyıcı bacaklar ve raydaki kritik noktalar.	25
Şekil 4.7 Yükleme pozisyonu (1), ana giriş ve bacaklardaki gerilmeler (410 kg için).	27
Şekil 4.8 Yükleme pozisyonu (2), ana giriş ve bacaklardaki gerilmeler (410 kg için).	27
Şekil 4.9 Yükleme pozisyonu (3), ana giriş ve bacaklardaki gerilmeler (410 kg için).	27
Şekil 4.10 Yükleme pozisyonu (1), rayda oluşan gerilmeler (410 kg için).	28
Şekil 4.11 Yükleme pozisyonu (2), rayda oluşan gerilmeler (410 kg için).	28
Şekil 4.12 Yükleme pozisyonu (3), rayda oluşan gerilmeler (410 kg için).	28
Şekil 4.13 Yükleme pozisyonu (1) sehim dağılımı.	30
Şekil 4.14 Yükleme pozisyonu (3) sehim dağılımı.	30
Şekil 5.1 Titreşim katsayısı φ grafiği.....	33
Şekil 5.2 Giriş üzerine etkileyen yükler.	34

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 5.3 L/c oranına bağlı λ grafiği.....	36
Şekil 6.1 Gerilimölçer uygulanan noktalar.	44
Şekil 6.2 NI CDAQ-9174 ve NI DaQ Express programı.....	45
Şekil 6.3 Ölçümlerde kullanılan komparatör.	46



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 Kullanılan IPN 160 profilin teknik özellikleri.	14
Çizelge 4.1 Ana kirişe yüklenen yükler.	21
Çizelge 4.2 ST 37 çeliği özellikleri.	22
Çizelge 4.3 Yükleme pozisyonu (1) için Ansys gerilme sonuçları (Mpa).	26
Çizelge 4.4 Yükleme pozisyonu (2) için Ansys gerilme sonuçları (Mpa).	26
Çizelge 4.5 Yükleme pozisyonu (3) için Ansys gerilme sonuçları (Mpa).	26
Çizelge 4.6 Yükleme pozisyonu (1) için sehim sonuçları (-mm).....	29
Çizelge 4.7 Yükleme pozisyonu (3) için sehim sonuçları (-mm).....	29
Çizelge 5.1 Kaldırma araçları grup sınıflandırması.	32
Çizelge 5.2 Yükselme katsayısı (γ)	33
Çizelge 5.3 Portal krenin teknik özellikleri.....	34
Çizelge 5.4 İvme süresi ve ivme değeri.	37
Çizelge 5.5 Üç yükleme pozisyonu için teorik gerilme sonuçları.....	40
Çizelge 5.6 Yükleme pozisyonu (1) teorik sehim değerleri (-mm).....	42
Çizelge 5.7 Yükleme pozisyonu (3) teorik sehim değerleri (-mm).....	42
Çizelge 6.1 Yükleme Pozisyonu (1) gerilimölçer ile okunan gerilme değerleri (Mpa).	45
Çizelge 6.2 Yükleme pozisyonu (2) gerilimölçer ile okunan gerilme değerleri (Mpa).	45
Çizelge 6.3 Yükleme pozisyonu (3) gerilimölçer ile okunan gerilme değerleri (Mpa).	46
Çizelge 6.4 Yükleme pozisyonu (1) için komparatör ile ölçülen sehim değerleri (-mm).....	47
Çizelge 6.5 Yükleme pozisyonu (3) için komparatör ile ölçülen sehim değerleri (-mm).....	47
Çizelge 7.1 410 kg yükte ana kirişte meydana gelen gerilmeler (Mpa).....	49
Çizelge 7.2 410 kg yükte bacalarda meydana gelen gerilmeler (Mpa).....	50
Çizelge 7.3 410 kg yükte rayda meydana gerilmeler (Mpa).	50
Çizelge 7.4 Yükleme pozisyonu (1) karşılaştırılmalı sehim değerleri (-mm).....	51
Çizelge 7.5 Yükleme pozisyonu (3), karşılaştırılmalı sehim değerleri (-mm).....	51



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

1A	: Kritik nokta ve gerilimölçer noktası
2A	: Kritik nokta ve gerilimölçer noktası
3A	: Kritik nokta ve gerilimölçer noktası
1B	: Kritik nokta
2B	: Kritik nokta ve gerilimölçer noktası
3B	: Kritik nokta
1C	: Kritik nokta
2C	: Kritik nokta
3C	: Kritik nokta
A	: Gerilimölçer noktası
B	: Gerilimölçer noktası
C	: Gerilimölçer noktası
σ_T	: Toplam normal gerilme
γ	: Güvenlik katsayısı
σ_{G_1}	: Ana kirişin kendi ağırlığından kaynaklı gerilme
σ_{G_2}	: Ana kiriş üzerindeki sabit ağırlıklardan meydana gelen gerilme
σ_{G_3}	: Vinç arabasının kendi ağırlığından oluşan gerilme
φ	: Titreşim katsayısı
σ_{G_4}	: Kaldırılan yük ile oluşan gerilme
σ_{G_5}	: Yatay kuvvetlerden oluşan gerilme
σ_{G_6}	: Atalet kuvvetlerinden oluşan gerilme
σ_{G_7}	: Tampon vurutularından oluşan gerilme
ξ	: Kren tipine göre değişen bir sabit
V_L	: Yükün kaldırılma hızı
L	: Kren ray açıklığı
Q	: Kaldırılan yük G_4 veya araba ağırlığı G_3

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

c	: Vinç arabanın tekerler arası mesafesi
P	: Teker başına düşen yük
P_1	: Sol teker başına düşen yük
P_2	: Sağ teker başına düşen yük
q	: Ana kirişin birim uzunluk başına düşen ağırlık
G_1	: Ana kirişin ağırlığı
M_y	: Yayılı yük ile oluşan eğilme momenti
g	: Yerçekimi ivmesi
σ	: Normal gerilme
M	: Eğilme momenti
W_y	: Y yönlü mukavemet momenti
G_2	: Sabit ağırlıklar
M_A	: Vinç arabası ağırlığı ile oluşan eğilme momenti
G_3	: Vinç arabası ağırlığı
M_K	: Kaldırılan yük ile oluşan eğilme momenti
G_4	: Kaldırılan yükün ağırlığı
M_{YK}	: Yatay kuvvetlerden oluşan eğilme momenti
λ	: L/a oranına bağlı bir katsayı
G_5	: Yatayda oluşan yükler
W_z	: Z yönlü mukavemet momenti
G_6	: Atalet yükleri
a	: İvme
σ_{AK}	: Ana kirişin ataletinden oluşan gerilme
σ_{VA}	: Vinç arabasının ataletinden oluşan gerilme
σ_{KY}	: Kaldırılan yükün ataleti ile oluşan gerilme
F_{AK}	: Ana kirişin ağırlığından kaynaklanan yatay kuvvet
F	: Kuvvet
G	: Yük
$M_{F_{AK}}$: F_{AK} kuvveti ile oluşan eğilme momenti
F_{VA}	: Vinç arabasının ağırlığından kaynaklanan yatay kuvvet

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

M_{FVA}	: F_{VA} kuvveti ile oluşan eğilme momenti
F_{KY}	: Kaldırılan yükten kaynaklanan yatay kuvvet
M_{FVA}	: F_{KY} kuvveti ile oluşan eğilme momenti
G_7	: Tampon vuruntuları
Q_K	: Q yükünün K mesnetinde oluşturduğu tepki kuvveti
x	: P_1 veya P_2 teker yüklerinin mesnetlere olan uzaklığı
X_S	: K veya J mesnetleri ile ilgilenilen nokta arası mesafedir
E	: Elastisite modülü
I_y	: Y yönlü atalet momenti

KISALTMALAR

F.E.M	: Federation Europeenne De La Manutention
SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Kaldırma ekipmanları, küçük işletmelerden büyük endüstriyel ve ticaret bölgelerine kadar çok geniş bir kullanım yelpazesi olan sistemlerdir. Özellikle gemi inşaat sektörü ile gelişen tersanelerde ve büyük boyutlu imalat gerektiren durumlarda yüksek yük kaldırma kapasiteli ve seri hareket kabiliyetine sahip vinçler büyük önem kazanmıştır. Kullanım alanlarına göre kaldırma ekipmanları (krenler) çeşitlilik gösterebilmektedir. 120 metreye kadar yükselebilir ve 800 ton ağırlık taşıyabilir ayrıca yatayda olarak da hareket ettirilebilirler. Çalışmanın ikinci bölümünde daha detaylı bir şekilde anlatılmaktadır.

Portal krenin kendi ağırlığından gelen yükler, kaldırılan yükler, her çalışma devrinde oluşan hızlanma ve yavaşlama hareketi krende gerilmelere yol açmaktadır. Meydana gelen bu gerilmelerin incelenmesi gerekmektedir. Çalışmada bu gerilmeler statik olarak incelenmiştir.

Literatürde portal vinç çalışmalarında ulusal ve yabancı kaynaklarda, tez ve makalelerde genelde ya vinç sisteminin gerilim analizleri üzerinde ve vincin kısmi bölgelerinin geliştirilmesi üzerine ya da bazı özel durumların araştırmalarına rastlanmaktadır. Ayrıca yöntem olarak teorik ve hemen hemen hepsinde sonlu elemanlar metodu kullanılmaktadır.

Literatürdeki çalışmalara bakacak olursak, 2007'de İstanbul Teknik Üniversitesinde yapılan yüksek lisans tez çalışmasında, sonlu elemanlar analizi metodunun portal krenlere uygulanması, avantajları ve sunduğu olanaklar incelenmiştir. Sonlu elemanlar metodunun uygulanmasında LUSAS programı kullanılmıştır. Bir portal kren iskeleti bilgisayarda modellenmiştir. Portal vinç iskelet sistemine farklı sonlu elemanlar analizleri uygulanmış ve karşılaştırmalar ile iskeletin çeşitli özelliklerinin sonuca nasıl etki ettiği araştırılmıştır. Bu işlemlerle sonlu elemanlar metodunun portal kren tasarımında klasik hesap yöntemlerine göre avantajları ve sunduğu olanaklar incelenmiştir [1].

2007'de Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsünde yapılan yüksek lisans tez çalışmada, portal vincin kutu kiriş yapılarının sonlu elemanlar statik analizi ve ağırlık en iyileştirmesi yapılmıştır. Kutu kiriş konstrüksiyonu için hesap esasları FEM ve DIN normlarına göre uygulanmıştır.

Portal vinç konstrüksiyonu katı modeli Autodesk Inventor 10 yazılımında oluşturulup ANSYS Workbench sonlu elemanlar yazılımında lineer statik sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Çalışma sonucunda kiriş ağırlığı %13,2 azaltılmıştır [2].

2008'de İstanbul Teknik Üniversitesinde yapılan yüksek lisans tez çalışmasında 2x250 kapasiteli portal kreni oluşturan çelik konstrüksiyonlar ve bunlara etkiyen yükler incelenmiş olup, parçaların emniyetli bir şekilde dizayn edilmesi ve konstrüksiyonun oluşturulması amaçlanmıştır. Portal krenin modellenmesi bilgisayar destekli tasarım programlarıyla yapılmıştır.

Analizler için sonlu elemanlar metodu programları kullanılarak statik, dinamik ve doğal frekans analizleri incelenmiştir. Ayrıca sonlu elemanlar metodunun portal kren tasarımında ve optimizasyonunda klasik hesap yöntemlerine göre avantajları ve sunduğu olanaklar incelenmiştir. [3].

2009'de İstanbul Teknik Üniversitesinde yapılan yüksek lisans tez çalışmasında, sonlu elemanlar analiz metodunun, portal kren elemanlarına uygulanması ele alınmıştır FEM ve DIN normlarına uygun olarak teknik özellikleri belirlenen portal krenin bazı (kren yürüyüş takımları, gergi kirişleri, bacaklar, ana kiriş) elemanlarının mukavemet hesapları yapılmıştır. Oluşturulan kren elemanlarının modelleri kullanılarak Abaqus/CAE programı ile analizleri yapılmıştır. Daha sonra analitik yöntemlerle elde edilen sonuçları ile sonlu elemanlar metoduyla tespit edilen gerilme ve sehim değerleri karşılaştırılarak, sonlu elemanlar metodunun bu problemde doğruluğu araştırılmıştır [4].

2009'da İstanbul Teknik Üniversitesinde yapılan yüksek lisans tez çalışmasında, kafes kirişli portal kren ana kirişinin sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmesi ve analizi ele alınmıştır. FEM ve DIN normlarına uygun olarak teknik özellikleri belirlenen kren ana kirişinin mukavemet hesapları ele alınmıştır. Oluşturulan model kullanılarak Abaqus/CAE programı yardımıyla ana kirisin sonlu elemanlar yöntemine göre analizleri yapılmıştır. Daha sonra analitik yöntemlerle elde edilen sonuçlarla Abaqus/CAE paket programı kullanılarak sonlu elemanlar metoduyla tespit edilen gerilme ve sehim değerleri karşılaştırılarak, sonlu elemanlar metodunun bu problemde doğruluğu araştırılmıştır. Yapılan bu karşılaştırmalar sonucu elde edilen verilere göre, krenin zayıf noktaları mukavemet açısından güçlendirilmiş, gereğinden fazla mukavemetli kısımları ise maliyet değerlerini düşürmek amacıyla hafifletilmiştir [5].

2010'de İstanbul Teknik Üniversitesinde yapılan yüksek lisans tez çalışması iki farklı bölüme ayrılmış. Birincisinde, F.E.M standartları detaylı olarak ele alınmıştır. Krenin yapım amacı ve kapsamından başlayarak, yapı ve mekanizma üzerindeki yükleme ve sınıflandırması, yapı gerilmelerinin hesaplanması, yorulma kontrolü ve mekanizma parçalarının seçimi, kren yapısı üzerindeki rüzgâr yükü hesapları ve son olarak test yükleri ile ilgili uyulması gereken kurallar açıklanmıştır.

İkinci bölümde F.E.M standardının da açıklanan kurallara göre bir kafes kiriş sistemi tasarlanmış ve çeşitli yükleme senaryoları yapılmış. Yükleme senaryosu olarak da 100 ton, 80 ton ve 10 tonluk kaldırma operasyonu koşulları düşünülmüş ve bunlara ek olarak, en fazla kaldırma kapasitesinin %150'si (yönetmelik gereği) test yükü olarak belirlenmişler. Bu koşullara göre sonlu elemanlar yöntemi ile kiriş üzerindeki gerilmeler, her bir yükleme senaryosu için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kafes kiriş sistemi gerilme hesapları yapıldıktan sonra aynı boyutta ve yaklaşık aynı ağırlıktaki kutu kiriş sistemi haline getirilmiştir. Aynı yükleme senaryolarında, kutu kiriş üzerindeki gerilmeler, kafes kirişteki gibi sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanarak gerilme değerleri iki sistem için karşılaştırılmalar yapılmıştır [6].

2011 de Automation and Construction dergisinde yayınlanan makalede, Dae ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmanın amacı, bir deniz platformunun (FPSO; Yüzen, Üretim, Depolama ve Boşaltma) vincinin sistematik tasarımı ve performans değerlendirmesi için bir hesaplama yaklaşımı kullanarak bir prosedür oluşturmaya çalışılmıştır. Tasarımın oluşturulabilmesi için sonlu elemanlar ve sonlu hacim metotları ile analizleri yapılmıştır. Sonlu hacim yönteminde, hesaplama akışkan dinamikleri FLUENT kullanılarak bir dizi analiz gerçekleştirilmiştir. MSPS / NASTRAN programları kullanarak sonlu elemanlar analizlerinde de, FPSO'nun aşırı devrilme hareketi nedeniyle çevre koşulları, güverte eğimi, vinç ağırlığı, maksimum kaldırma yükü, hesaplanan rüzgar basıncı gibi sınır koşulları dahilinde analizler çözülmeye çalışılmıştır. Deformasyon, gerilme dağılımı ve yorulma ömrü tahmini yapılmıştır. FPSO tasarım ve yapımının uygulanması için ileri bir prosedür önerilmiştir.[7]

2008, 2013ve 2014'de İstanbul Teknik Üniversitesinde yapılan yüksek lisans tez çalışmalarında 2x2160 Ton Portal Kren, 2x400 Ton Kren ve 2x400 TON Kapasiteli Kafes Ana Kiriş tasarımı ve sonlu elemanlar yönteminin uygulaması çalışılmıştır. Benzer olarak tasarım yapılırken, kaldırılmak istenilen ağırlık, bu ağırlığın ne kadar yükseğe kaldırılması gerektiği ve krenin kullanılacağı bölge göz önüne alınmıştır. Bu verilerden yola çıkarak öncelikle krenin sahip olması gereken yükseklik, ray açıklığı, kaldırma yüksekliği, kren hızı ve araba hızı gibi ana

özellikler tespit edilmiştir. Bu özelliklere göre kren ya krenin bütün elemanları yada sadece ana kiriş elemanlarının modellenmesi ve mukavemet hesapları yapılmıştır.

Parçaların ayrı ayrı ele alınan gerilme analizi sonuçlarında, bu değerlerin aşılmadığı görülmekle beraber, bazı parçaların kritik bölgelerinde gerilmelerin emniyet değerine çok yakın olduğu tespit edilmiştir. Yine, bazı parçalarda maksimum gerilmenin, emniyet gerilmesinin oldukça altında olduğu görülmüştür. Ayrıca, analitik hesaplarda elde edilen sonuçlar ile sonlu elemanlar yöntemi ile bulunan sonuçların karşılaştırması yapılmış ve sonlu elemanlar yönteminin kren analizleri için uygunluğu tespit edilmiştir [8, 9, 10].

2014 de F. Liu ve arkadaşları tarafından çalışılan bir makalede çift arabalı havai vincinin, üç boyutlu bir parametrik sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve gerçek bir vincin ana kirişinin sınır yük taşıma kabiliyeti, sırasıyla yay uzunluğu algoritması ve doğrusal olmayan sabitleme algoritması kullanılarak tahmin edilmiştir. Sonlu elemanlar analizi ile mevcut çift arabalı havai vincinin büyük bir mukavemete sahip olduğunu tespit edilmiştir. Mekanik performans ile ağırlık arasında mükemmel bir eşleşme sağlamayı amaçlayan optimum tasarım, mukavemet analizine dayanarak yapılmıştır. Araştırma, vinçlerin hafif tasarımı ve emniyet değerlendirmesini teşvik etmek için teorik ve teknik destek sağlamayı amaçlanmıştır. [11].

2016'da Engineering failure Analysis dergisinde yayınlanan makalede, Jozef Kulka ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, vinç ray kirişlerinin profesyonel olarak sonlu elemanlar yöntemi ile deneysel verileri doğrulanması, seçilen kirişlerin kalıcı dayanıklılığının belirlenmesi ve tüm vinç rayında ileride karşılaşılabilecek sorunlara ilişkin gerekli önlemler incelenmiştir. Metalürjik tesislerden birinde bulunan vinç rayının en kritik bölgelerinde operasyona bağlı vinç izi hasarlarının problemleri analiz edilmiştir. Analiz verileri, deney yüklemelerinin strain-gage ölçümü ile deneysel ölçümlerle elde edilmiştir. Vincin yıllık kullanım miktarlarına dayanarak, uygulanan kuramlardan biri aracılığıyla incelenen yapının ömrü saptanmaya çalışılmıştır [12].

2016'da Procedia Engineering dergisinde yayınlanan makalede, Leszek Sowa ve Pawel Kwiaton tarafından yapılan bir çalışmada, portal vinç kirişindeki mekanik olayların matematiksel modeli ve sayısal simülasyonları oluşturulmuştur. Modellenen enine I-kirişi veya T-kirişi olan ve farklı yükler yüklenen vinç kirişinde sonlu elemanlar kullanılarak analizler yapılmıştır. Sayısal modelde, vinç arabasının kiriş boyunca hareketi göz önünde bulundurulmuştur. Yapılan hesaplamalar sonucunda, portal vinç yapısının gerilmeleri ve yer

değiştirmeleri tespit edilmiştir. Vinç kirişinin Şekil değişikliğinin elik kirişteki Huber-Mises gerilmesi üzerindeki etkileri tahmin edilmiş ve sonuçlara göre vinç ana kirişinin güvenilirliği doğrulanmaya çalışılmıştır [13].

Literatürde var olan benzer çalışmalara bakıldığında çalışmaların büyük bir kısmı sonlu elemanlar analizi ve teorik hesaplamalara dayanmaktadır. Bu çalışmada bunlara ek olarak deneysel çalışmayı da içermektedir. Bu sebeple bu tez çalışması, sonlu elemanlar analizi ve teorik hesaplamaların gerçek değerler ile mukayesesine olanak sağlamaktadır.

Çalışma öncelikle portal krenin bilgisayar destekli modellemesi yapılmıştır. Bu model üzerine yükün ana kiriş üzerindeki üç farklı konumunda (yk, ana kirişin ortasındayken, en u noktasındayken ve bu iki konumun arasındayken) yapılan sayısal analizi sonucunda ortaya çıkan kritik noktalardaki gerilmeler ve sehimleri (yer değiştirme), deneysel çalışma yapılarak tespit edilmiştir. Ana kiriş üzerinde meydana gelen gerilmeler ve sehimler teorik olarak da hesaplanmıştır. Ayrıca çalışmada portal krenin F.E.M standartlarına uygunluğu tespit edilmişidir. Bu üç farklı yöntem ile elde edilen gerilme ve sehim değerlerinin mukayesesini le çalışma tamamlanmıştır.



BÖLÜM 2

KRENLERİN SINIFLANDIRILMASI

2.1 KRENLER

Krenler, kaldırma kancası, tel halatlar ve kasnaklarla donatılan makineler olup el ile taşınması mümkün olmayan yükleri yatay yanal veya dikey hareket ettirmek için kullanılan taşıma sistemleridir. Krenler, basit bir halat makarasından, bir gökdelenin tepesine sabitlenmiş bir kule vincine kadar değişebilir [14]. Krenler, limanlar, tersaneler, garlar, endüstriyel, sivil ve asgari inşaat sahaları gibi birçok alanda monte etmek, sökmek ve taşıma amaçlı kullanılmaktadır.

Belirli bir alan içerisinde kullanılacak olun krenlerin seçimi,

- Kaldırılması gereken yüklerin türü
- Erişilebilecek yükseklik ve yatay mesafeler.
- Salınımın yarıçapı.
- Kaldırma operasyonlarının süresi
- Hareketlilik derecesi

gibi çeşitli faktörlere bağlıdır. Krenlerin genel olarak üç sınıfa, Mobil krenler, Kule krenleri ve Sabit krenler olarak ayırabiliriz.

2.2 MOBİL KRENLER

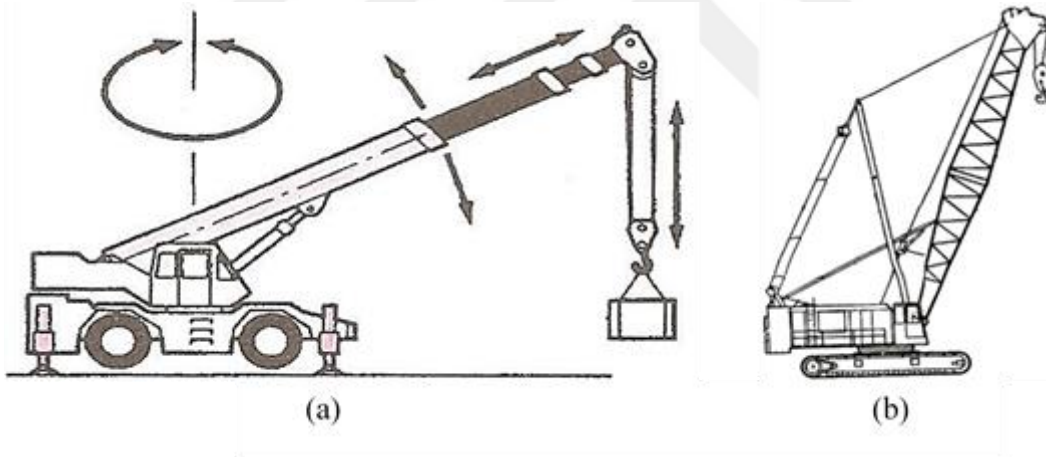
Tezin ana konusu olan Portal krenin sınıfıdır. Mobil krenler, anlaşılabilir ifadeyle taşınabilir krenlerdir. Bir alan içerisinde hareket ettirilebilir olması sebebiyle erişilemeyen bölgelere erişim kolaylığı sağlayabilmektedir. Bu hareket kabiliyeti krene sahada büyük bir esneklik kazandırır. Mobil krenler başlıca tekerlekli, paletli, araçlara monte edilebilen, köprülü kren veya portal tabanlı olarak sınıflandırılabilir.

2.2.1 Tekerlekli Krenler

Tekerlekli krenler, hareketi önlemek için kaldırma sırasında kullanılabilir stabilizatörler tekerlekli bir şasiye monte edilmiştir. Genellikle, vinçin kontrolü kabin içindeki bir operatör tarafından gerçekleştirilir. Kabinin altındaki döner halka, 360 derecelik bir dönüşe izin verir ve teleskobik veya sabit bom şeklinde türleri mevcuttur. Kaldırma kapasiteleri 3 - 50 ton arasında değişir, ancak genellikle 10 ton civarındadır. Şekil 2.1 (a)'da bir tekerlekli kren gösterilmektedir [15].

2.2.2 Paletli Krenler

Paletli krenler, Bom tertibatı genellikle kafes şeklinde üretilmektedir ve dizel ile çalışan paletli bir şasiye monte edilir. Vinçin kontrolü kabin içerisinden kontrol edilmektedir. 360 derecelik bir dönüş kabiliyetine sahiptir. Kaldırma kapasiteleri 5-30 ton arasında değişiklik gösterir. Şekil 2.1 (b)'de bir Paletli kren gösterilmektedir. Bu krenlerin avantajlarından biri zayıf zeminlerde de kullanılabilir olmasıdır.



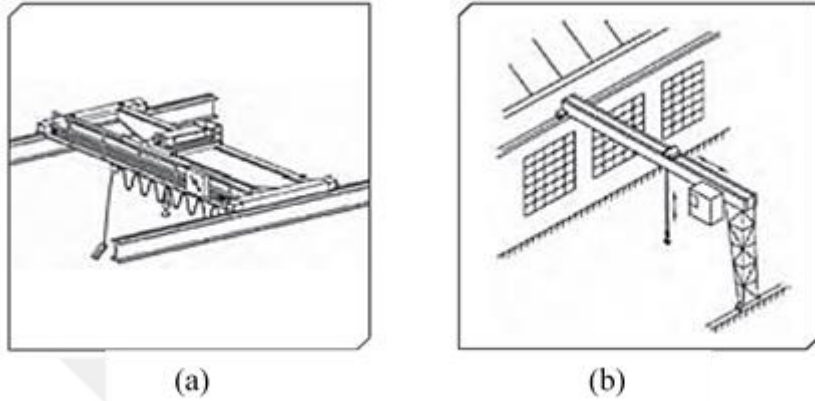
Şekil 2.1 Tekerlekli kren (a), paletli krenler (b).

2.2.3 Araçlara Monte Edilebilen Krenler

Bu krenler, yük taşınması için özel olarak uyarlanmış bir kamyon veya kamyon üzerine monte edilirler. Vinç uzuvlarının (kafes direk veya teleskopik bom) kontrolü için ek kontrolcülere sahiptirler. Kaldırma kapasitesini artırmak için kafesli vinçler için jib bağlantıları kullanılabilir. Kaldırma kapasitesi 5-20 ton arasında değişime gösterir ve payanda sabitleme krikoları kullanılarak arttırılabilir. Örgülü direkler ile 100 tondan fazla yük kaldırabilmektedirler.

2.2.4 Köprülü Krenler

Köprülü vinçler, bir portal vince çok benzer çalışır. Ancak vinci hareketi ettirmek için sadece vinç / araba düzeneği mevcuttur. Köprü vinci, önemli bir endüstriyel vinç türüdür. Bir köprü olarak bilinen iki yatay kirişe bağlı pistlerde seyir halinde olan bir araba, köprü vinci hareket etmesini sağlar. Genellikle, köprünün kendisi, bir çift paralel ray boyunca hareket ettirilebilir ve böylece vinci geniş, dikdörtgen bir alana ulaşması sağlanır.



Şekil 2.2 Köprülü kren (a), portal kombinasyonlu köprülü kren (b).

Köprü boyunca düzenlenmiş bir veya daha fazla kaldırma mekanizmasına sahip olan tek, çift veya daha fazla kirişlerden oluşan sistemler de mevcuttur. Ayrıca köprü vinci havai seyahat eden bir vinç olması sebebiyle çalışma alanında herhangi bir engel oluşturmaz.

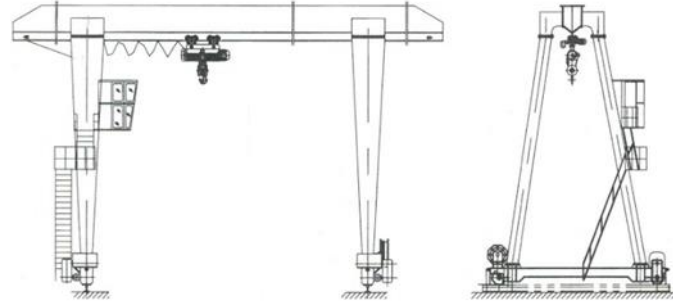
2.2.5 Portal Krenler

Tezin ana konusu olan portal kren, bir dizi sabit ray veya benzeri ray boyunca uzanan bacaklara monte edilen köprülü krenlerdir. Bu terim, tekerleklere veya diğer silindirlere yerleştirilen taşınabilir vinçlerle de kullanılabilir. İki veya daha fazla bacak üzerinde desteklenen bir kaldırma çubuğuna monte edilmiş bir kaldırma aparatı ile çalışan bir sistemdir. Genellikle tek bir kirişe (mono kiriş) veya iki kirişe (ikiz kiriş) takılan bir arabaya çalışan bir kaldırma düzenine sahiptir. Portal vinci ana bileşenleri:

- Köprü ve kılavuz yollar
- Kaldırma tertibatı
- Yük hareketi için arabalar
- Vinç tamburu ve kaldırma ipi

- Kanca ve kanca takımları
- Fren sistemleri
- Elektrik kaynağı ve izolasyon noktaları
- Nominal kapasitenin aşılmasını önleyen yük sınırlama cihazları.

Şekil 2.3’de bir Portal kren örneği gösterilmektedir. Kaldırma ve yük hareketi, lokomotiflerin onarım ve bakımdan çok tonlu kargo yüklerinin boşaltılmasına kadar çok geniş kapsamlı yelpazede, köklü sağlam tasarımları nedeniyle, portal vinçler kullanılmaktadır. Bazı portal vinçlerinin 65 tonun üzerinde bir kaldırma kapasitesi vardır; bu cihazlar genellikle çok büyük uluslararası nakliye gemilerinin yüklenmesi ve boşaltılması için kullanılmaktadır. Bazı taşınabilir modelleri dahi 4-5 tonluk yükleri kaldırabilir, bu da onları küçük malzeme taşıma görevlerine ve yerinde yapım ve depolama uygulamalarına çok uygun hale getirir.



Şekil 2.3 Portal kren.

Portal krenler, hafif alüminyum tasarımların yanı sıra çelik gibi daha mukavim malzemelerden de üretilmektedir. Taşınabilir alüminyum vinçler, kolaylıkla monte edilebilir-sökülebilir bir mobil kaldırma sistemi sağlamak ve bu da krenin taşınmasını kolaylaştırmaktadır. Sabit krenler çok daha yüksek kaldırma kapasitelerine sahiptir ve genellikle liman gibi büyük tesislerde kullanılmaktadır.

2.3 KULE KRENLERİ

Kule vinci modern bir denge vincidir. Zemine sabitlenmiş (bazen de yapıların yanlarına takılmıştır), kule vinçleri genellikle yükseklik ve kaldırma kapasitesinin en iyi kombinasyonunu verir ve yüksek binaların yapımında kullanılır. Şekil 2.4’de bir kule kreni gösterilmektedir [16]. Vinç operatörü kulenin üst kısmındaki bir kabin içine oturur veya yere uzaktan kumandayla uzaktan kumanda ile vincini kontrol eder. 360 derecelik bir dönüş kabiliyetine sahiptir.



Şekil 2.4 Kule vinçi.

2.4 SABİT KRENLER

Geleneksel kule vinçlerine benzer bir görünüme sahip olmakla birlikte, statik vinçler, kafes direğın döner halkaya monte edilmesi bakımından farklıdır, bu da tüm kulenin bir sabit konumdan döndüğü anlamına gelir. Kaldırma kapasitesi bunlar jibin uzunluğuna, jibin kaldırıldığı konuma ve kaldırma çubuğunun uzunluğu boyunca konumuna bağlı olarak değişir. Statik vinçler düşük kapasiteli kaldırma için kullanılmaya eğilimlidir ve bir binanın yüzüne daha yakın bir yaklaşım izni verme konusunda faydalıdır [1]. Çekiç kafalı kren, Oklu Krenler- Döner Krenler ve Liman Krenleri gibi çeşitleri mevcuttur.



BÖLÜM 3

PORTAL KRENİN MODELLENMESİ

Çalışmalar, Bülent Ecevit Üniversitesi Teknoloji Laboratuvarında bulunan tek kirişli ve tek arabalı 500 kg kapasiteli portal kren üzerinde yürütülmüştür. Portal kren mevcut teknik resimler ile Solidworks kullanılarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Çalışmada kullanılan portal kren Şekil 3.1’de verilmiştir.

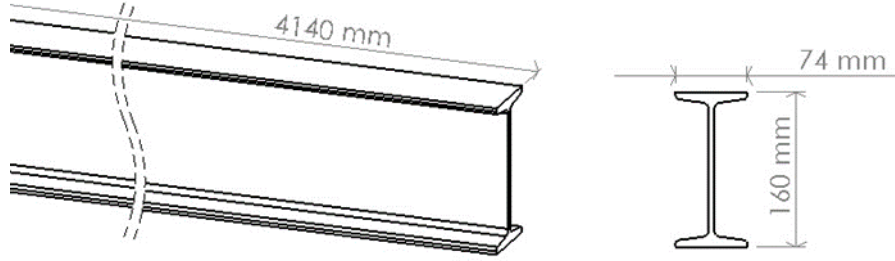
Modelleme işlemi, çok fazla eleman olması nedeniyle portal krenin yalnız ana kısımları, ana kiriş, üst bağlantı grubu, kren bacağı alt bağlantı grubu ve ray şekilleri ile açıklanmıştır.



Şekil 3.1 Laboratuvar içerisindeki portal kren.

3.1 ANA KİRİŞ

Kaldırma tertibatının bulunduğu, hareketinin sağladığı ve yüke maruz kalan ilk elemandır. Üst bağlantı grubu ile kaynakla birleştirilmiş yapıdadır. Mevcut portal kerenin üst kirişte 4140 mm uzunluğunda NPI 160 I-Profil kullanılmış ve malzemesi St 37 çelik olarak analiz ve hesaplamalara katılmıştır. Profilin teknik resmi Şekil 3.1’de ve Çizelge 3.1’de gösterilmektedir.

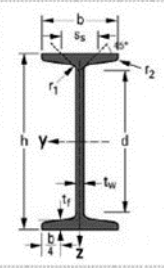


Şekil 3.2 NPI 160 I-Profil teknik resmi.

Profilin katı modeli Solidworks programında oluşturulmuştur. Modeli oluşturulan I-Profilin teknik özellikleri Çizelge 3.1’den alınarak oluşturulmuştur.

Çizelge 3.1 Kullanılan IPN 160 profilin teknik özellikleri.

KESİT		ÖLÇÜLER						KESİT ALANI	STATİK DEĞERLER					
EBAT	G	h	b	tw	tf	r1	r2		EKSEN Y-Y			EKSEN Z-Z		
	kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	A	Iy	Wel.y	Iy	Iz	Wel.z	Iz
IPN 80	5,9	80	42	3,9	5,9	3,9	2,3	7,57	78	19,5	3,2	6,3	3,0	0,91
IPN 100	8,3	100	50	4,5	6,8	4,5	2,7	10,6	171	34,2	4,01	12,2	4,88	1,07
IPN 120	11,1	120	58	5,1	7,7	5,1	3,1	14,2	328	54,7	4,81	21,5	7,41	1,23
IPN 140	14,3	140	66	5,7	8,6	5,7	3,4	18,3	573	81,9	5,61	35,2	10,7	1,40
IPN 160	17,9	160	74	6,3	9,5	6,3	3,8	22,8	935	117	6,4	54,7	14,8	1,55

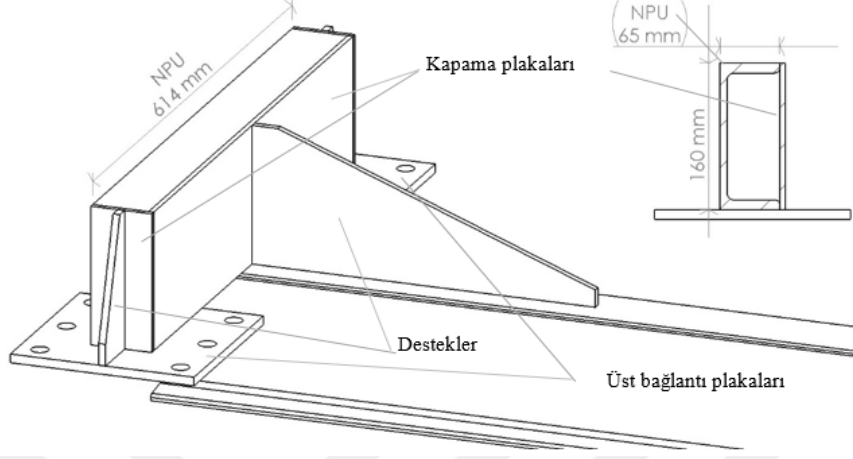


3.2 ÜST BAĞLANTI GRUBU

Ana kirişin taşıyıcı bacaklara bağlanabilmesi sağlayan bağlantı grubudur. Burada 4140 mm NPI 160 Profil, 614mm NPU 160 U Profil ve çeşitli kalınlıkta kapatma plakaları, destek ve bacak bağlantı plakaları bulunmaktadır. Üst bağlantı grubu modeli Şekil 3.2’de verilmiştir.

Gurupta iki adet yan kapama plakası, bir adet ön kapama plakası, üç adet destek plakaları ve iki adet alt bacak bağlantı plakaları mevcuttur. Bu elemanlar simetrik olarak I-Profilin diğer ucunda da mevcuttur.

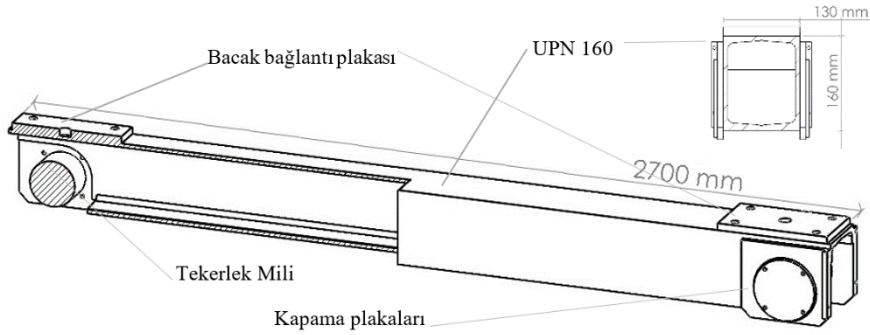
Üst bağlantı plakalarına altı adet M20 deliği mevcuttur ve taşıyıcı bacaklar ile altı adet cıvata ile birleştirilmiş durumdadır. Üst bağlantı grubundaki tüm parçalar birbirlerine kaynaklı halde bulunmakta ve malzemeler St 37 çeliğidir.



Şekil 3.3 Üst bağlantı grubu.

3.3 ALT BAĞLANTI GRUBU

Burada 2700mm UPN 160 profil ve çeşitli kalınlıkta-boyutlarda kapatma plakaları, tekerlek mili ve taşıyıcı bacak bağlantı plakaları bulunmaktadır. Alt bağlantı grubu modeli Şekil 3.4'de verilmiştir.

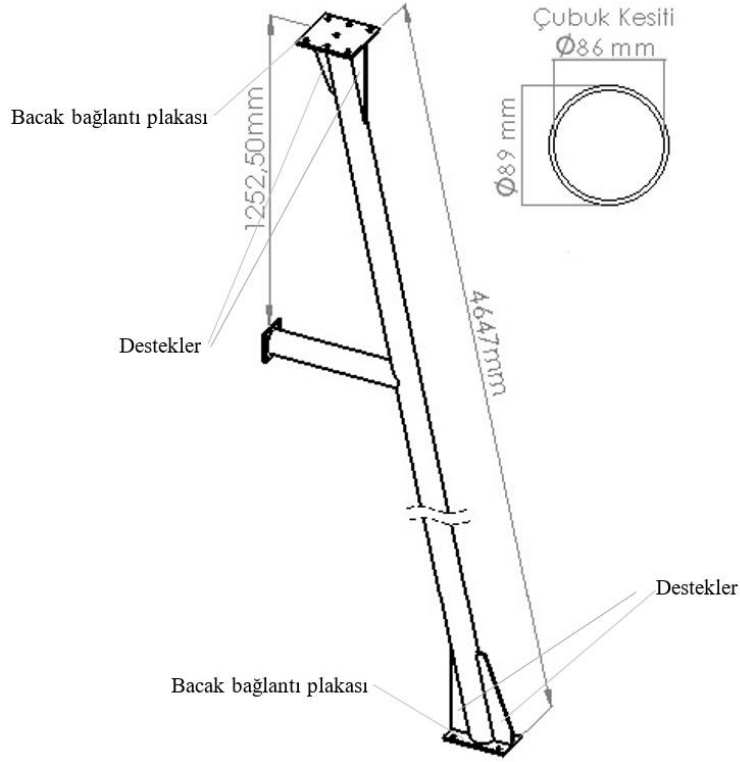


Şekil 3.4 Alt bağlantı grubu.

Alt bacak bağlantı plakaları dört adet M16 vida deliği mevcuttur ve taşıyıcı bacaklar ile dört adet vida ile birleştirilmiş durumdadır. Alt bağlantı grubundaki kapama plakaları hariç (bunlar vida ile bağlı) diğer tüm parçalar birbirlerine kaynaklı halde bulunmakta ve malzemeler St 37 çeliğidir.

3.4 KREN BACAĞI GRUBU

Ana kiriş üzerindeki yüklerin tabana aktarılmasını sağlayan elemanlardır. Krende toplam dört adet bacak üst kirişi desteklemektedir. Bacakların genel yapısı içi boş dairesel silindirlerdir. Üst tarafta üst kirişin bağlanabilmesi için üst bağlantı plakası, alt tarafta da alt bağlantı plakası ve dört adet destek mevcuttur. Şekil 3.5’de birleştirilmiş bacak elemanlarının göstermektedir.

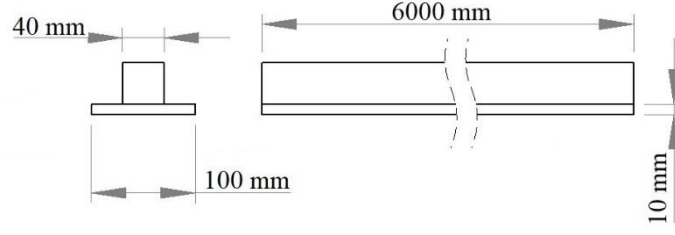


Şekil 3.5 Kren bacağı grubu.

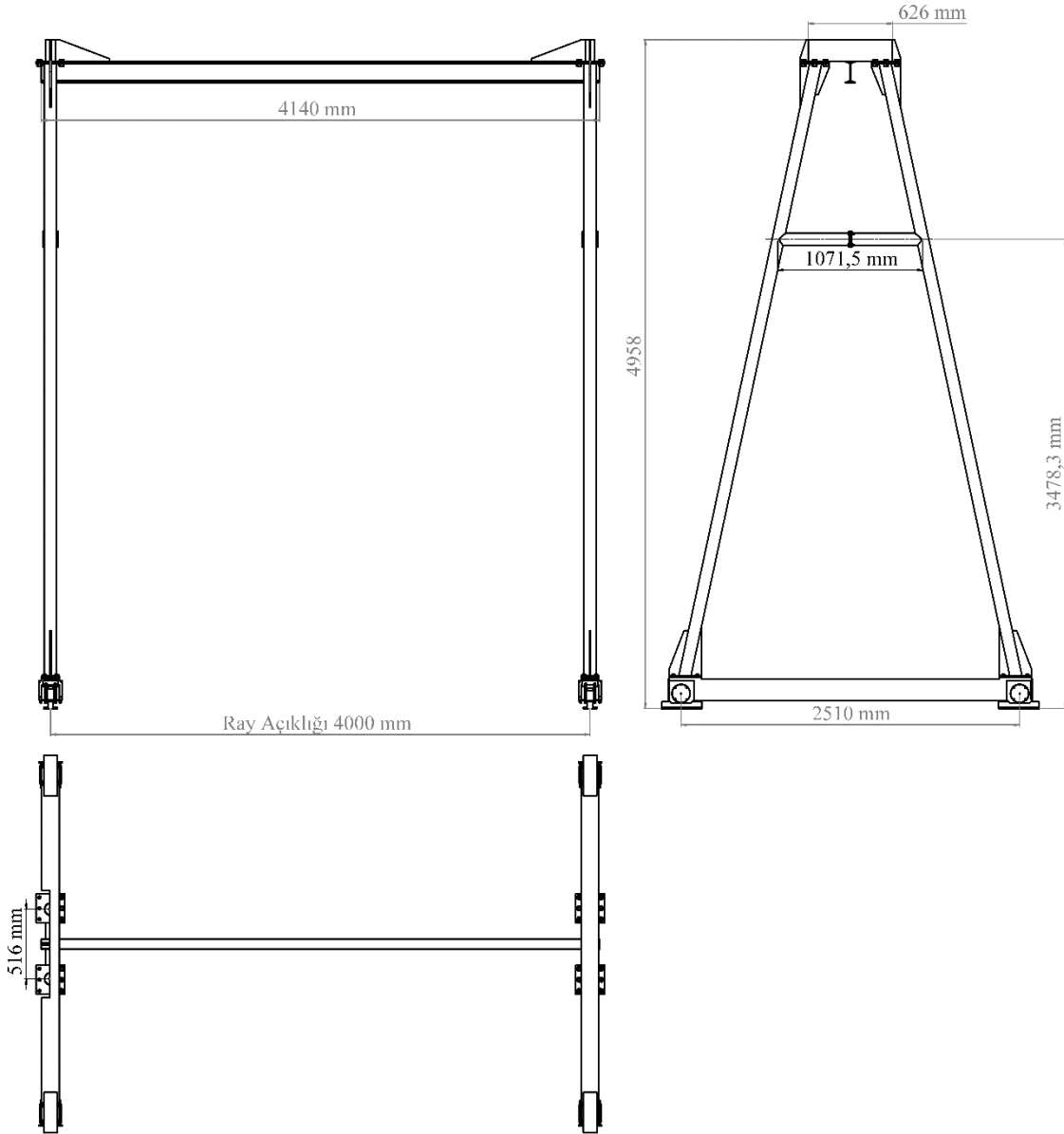
Bu parçalar birbirlerine kaynaklı birleştirilirler. Karşılıklı iki bacakta da birbirlerine civata-somun çifti ile bağlanmaktadır. Bacakları üst bağlantı grubuna bağlayan plakaya 6 adet M20 vida delik açılmış, bacakları alt bağlantı grubuna bağlayan plakaya ise dört adet M17 delik mevcuttur.

3.5 RAYLAR

Raylar 6000 mm uzunluğunda 40x40 mm kare profildir. Rayın alt tarafında zemin ile bağlanabilmesi için 6000 mm uzunluğunda 10x100 mm dikdörtgen levha bulunmaktadır bu iki parça da birbirlerine kaynaklı haldedir. Rayın teknik resmi Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



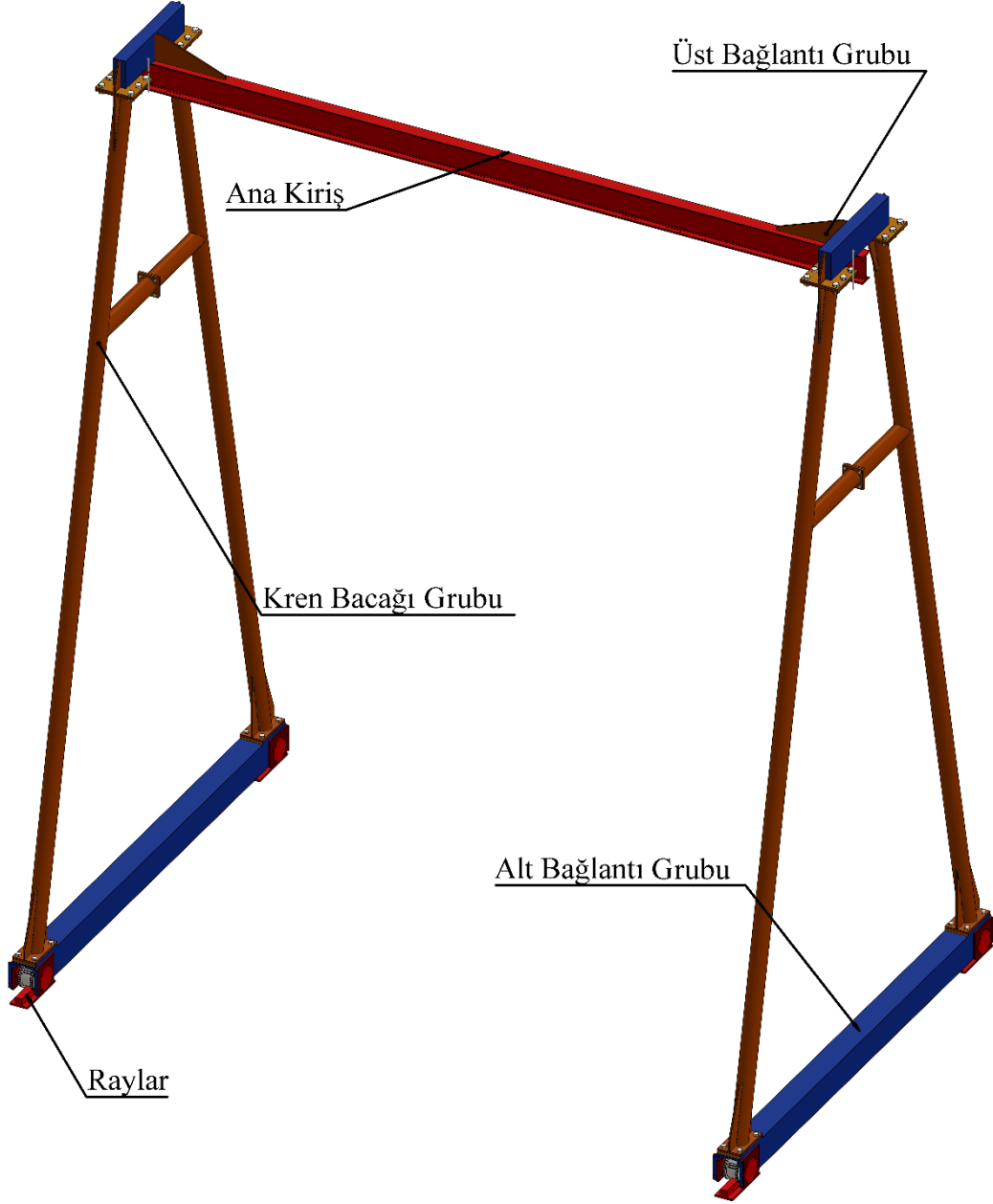
Şekil 3.6 Ray teknik resim.



Şekil 3.7 Portal kren teknik resim.

3.6 VİNÇ BÖLÜMLERİNİN MONTAJI

Üst bağlantı grubu, kren bacağı grubu, alt bağlantı grubu birbirleri montajı cıvata-somun ile sağlanmaktadır. Montajı tamamlanmış portal krenin üç görünüşü Şekil 3.7’de, dimetrik görünüşü Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 Dimetrik portal kren görünüşü.

BÖLÜM 4

SONLU ELEMANLAR METODU VE ANALİZİ

4.1 SONLU ELEMANLAR METODU

Sonlu elemanlar metodu (SEM), herhangi bir fiziksel sistemin kısmi diferansiyel denklemler ile karakterize edilen sınır ve başlangıç değer problemlerinin sayısal çözümü için kullanılan en güçlü yöntemdir. SEM, ısı transferi, akışkanlar mekaniği ve mekanik sistemler için kullanılmaktadır. Ayrıca elektrik ve manyetik alanlar ile ilgili mühendislik problemlerinin çözümü için de tercih edilmektedir. Sonuç olarak, mühendislik ve uygulamalı bilimin neredeyse tüm alanlarında önemli bir etkiye sahiptir.

Metodun, büyük faydalarının ve başarının merkezinde yer alan iki temel özelliği vardır. Birincisi, belirli bir modelin sınırlandırılmış alanların, “n” sayıda bölünmesi fikrine, sınırlı sayıda, çakışmayan küçük alt alanlara, yani fonksiyonların yerel fonksiyonlarla, genellikle polinomlarla yaklaşıldığı fikri. İkinci olarak, metodun uygulandığı sınır ve başlangıç değeri problemleri, her alt alanın küresel integrallere katkılarının toplamı üzerinden problemi karakterize eden bir integral üretmek üzere formülize edilmesidir. [17]

Sonlu elemanlar metodu, düşünce esnekliği sağlar. Mühendislik ya da matematik açıdan ele alınabilir. Uygulamada verimlidir ve elde edilen sonuçların hassaslığı kontrol edilebilir [18]. Sonlu elemanlar yöntemi belirli şartlar için kullanılabilen bir yöntem değildir. Ortam geometrisinin düzensiz ve heterojen oluşu bu yöntem için bir engel değildir ve çeşitli tipteki sınır şartlarının probleme dahil edilmesine imkan verir [18].

Bütün nümerik analiz yöntemleri gibi sonlu elemanlar yöntemi de bilgisayar kullanımı gerektirmektedir. Bilgisayarın temini ve kullanılması için bir maliyet gerekmesi sonlu elemanlar yönteminin ekonomik dezavantajıdır. [18] Sonlu elemanlar yöntemi kullanılan esas teori kadar doğrudur. Malzemenin fiziksel verilerinin ve eleman verilerinin temininde ve bilgisayara yüklenmesinde yapılan hatalar sonuca olumsuz yönde etki edecektir [18].

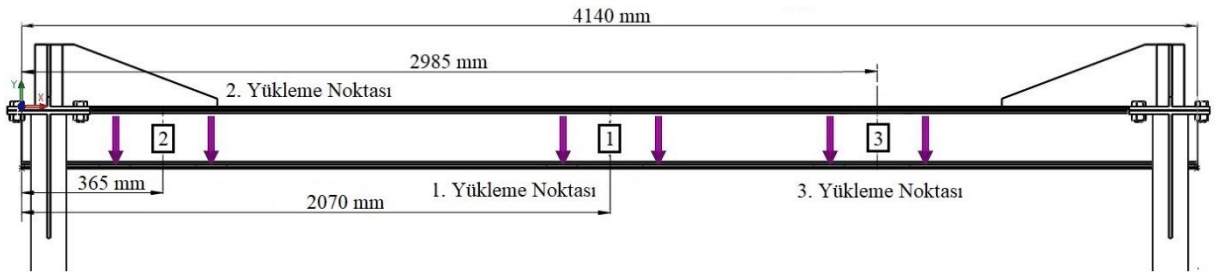
Daha kesin sonuçlar, daha küçük eleman boyutları ile elde edilecektir. Eleman boyutlarının küçülmesi ise daha büyük bilgisayar hafızası gerektirir. Buna göre bilgisayar hafızasının sınırlı oluşu çözümün hassasiyetine bir sınırlama getirecektir [18].

4.2 SONLU ELEMANLAR ANALİZİ (ANSYS)

Bu tez çalışmasında Portal krenin modellenmesi Solidworks te gerçekleştirilmiştir. Modelin sonlu elemanlar analizi için araştırmacılar tarafından sıklıkla kullanılan Ansys paket programı tercih edilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemini kullanan bu program, mühendislik uygulamalarının gerçeğe uygun davranışlarının simülasyonu yapılarak yine gerçeğe uygun sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır. Ansys sonlu elemanlar analizi, planlanan yükün ana kiriş üzerindeki farklı konumlarında gerçekleştirilmiştir.

4.2.1 Yükleme Durumları

Analizde arabanın üç farklı konumda çeşitli yükler (100 kg, 200 kg, 300 kg, 410 kg, 500 kg ve 600 kg) altında gerçekleştirilmiştir. Yükleme Durumları Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Ansys sonlu elemanlar analizleri, Çizelge 4.1’deki yükler altında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.1 Yükleme pozisyonları.

Şekil 4.1’de görülen, yükleme pozisyonu (1), Arabanın ana kirişin orta noktasında olduğu konum, yükleme pozisyonu (2), arabanın yatayda gidebileceği maksimum mesafe ve yükleme pozisyonu (3), vinç arabanın yükleme pozisyonu (1) ve (2) arasında rasgele seçilen bir noktayı ifade etmektedir.

Çizelge 4.1’deki yükleme durumlarındaki 500 kg, portal krenin maksimum kaldırma kapasitesini ifade etmektedir. 600 kg’lık yükleme ise F.E.M standartlarına göre test yükünü ifade etmektedir. Bu standartlarına göre test yükü, kaldırma kapasitesinin %120 olarak uygulanmalıdır [19]. Analizlerde 600 kg yük sadece yükleme pozisyonu (1) gerilme analizi için uygulanmıştır. Çünkü ana kirişteki maksimum gerilmelerin yükün orta noktaya

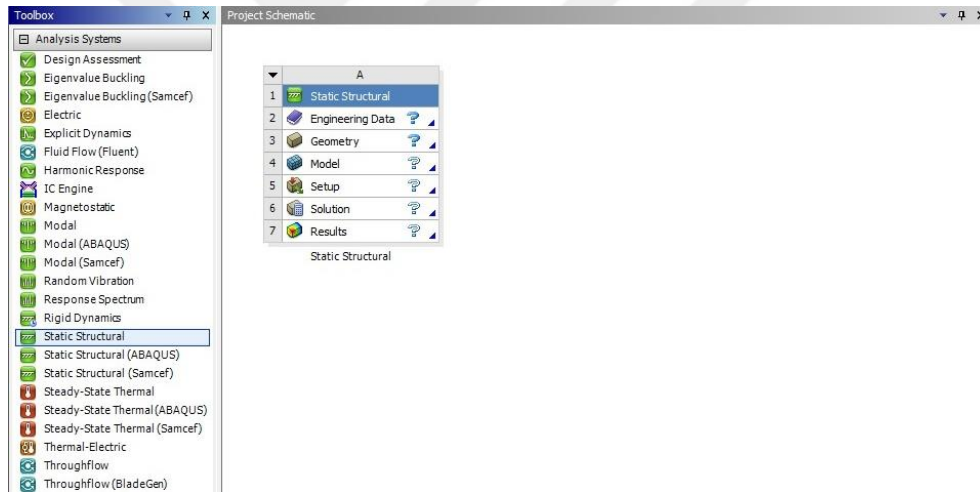
uygulandığı durumda gerçekleşmesidir. Sehim analizleri için 500 kg'lık yükleme ise, yükleme pozisyonu (1) ve yükleme pozisyonu (3) için kullanılmıştır.

Çizelge 4.1 Ana kirişe yüklenen yükler.

Yükleme pozisyonu	Konum (Kirişin Başlangıç Noktasından)	Yüklenen Ağırlıklar					
		100 kg	200 kg	300 kg	410 kg	500 kg	600 kg
1	2070 mm	√	√	√	√	√	√
2	365 mm	√	√	√	√	⊗	⊗
3	2985 mm	√	√	√	√	√	⊗

4.2.2 Ansys Statik Analiz Ara Yüzü

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi modellemede Solidworks programında gerçekleştirilmiştir. Programda çeşitli sonlu elemanlar analiz yöntemleri mevcuttur. Tezdeki gerilmeler statik olarak inceleneceği için programda kullanılan kısım Static Structural kısımdır.



Şekil 4.2 Ansys statik analiz ara yüzü.

Birinci bölüm, Engineering Data; bu bölüm modele malzeme atandığı bölümdür. Ansys kütüphanesinde çok sayıda malzeme özellikleri mevcuttur. İkinci bölüm, Geometri; bu bölüm modelin oluşturulduğu bölümdür. Model, Ansys kendi çizim bölümünden oluşturulabildiği gibi başka programlarda oluşturulmuş modeller de Ansys 'de kullanılabilir. Üçüncü bölüm, Model; bu bölüm model üzerinde değişiklik yapabilmemizi sağlayan bölümdür. Dördüncü bölüm, Setup; burada ise modelin sınır şartlarının belirlendiği bölümdür. Beşinci bölüm, Solution; burada hesaplamaların yönteminin belirlendiği bölümdür. Altıncısı bölüm, Results; analizin sonuçlandığı bölümdür.

4.2.3 Modele Malzeme Atanması

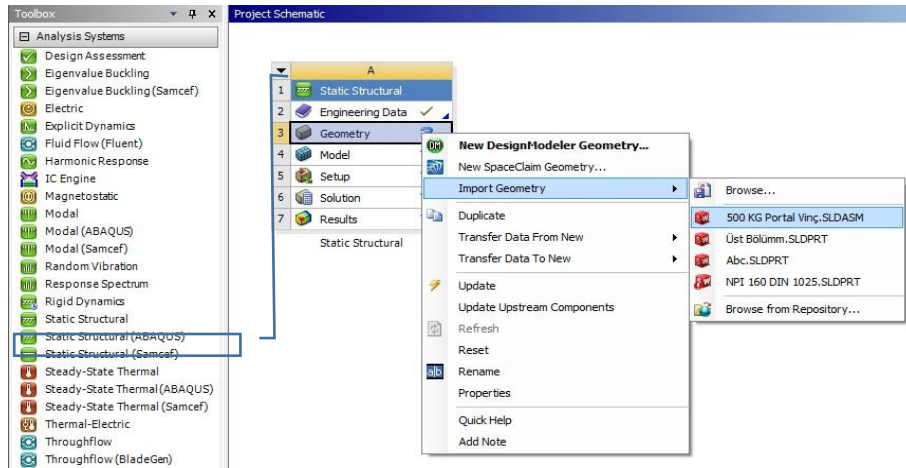
Ansys 'de malzeme kütüphanesi mevcuttur. Malzeme belirlemediğiniz takdirde Ansys otomatik olarak modele malzeme atayacaktır. Kütüphanede birçok malzemenin özellikleri verilmiştir. Fakat tezde kullanılacak olan malzemenin benzeri olsa da istenilen bir özellikler farklıdır. Bu özellikler kütüphaneye elle girilmiştir. Atanan malzeme ST 37 ile benzer özellikler göstermesi sebebiyle Ansys 'in otomatik olarak atadığı (Structural steel) çeliğidir ve yalnız elastisite modülü değiştirilmiştir. Kullanılan malzeme özellikleri Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 ST 37 çeliği özellikleri.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m ⁻³		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus an...			
8	Young's Modulus	2,1E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		

4.2.4 Solidworks Modelinin Ansys 'e Aktarılması

Analiz sürecinde ilk portal krenin modeli oluşturulmuştur. Ansys programı Solidworks parça veya montaj dosyalarını doğrudan tanıyabilmektedir. Bu da bize Solidworks' te oluşturulmuş katı modelinin doğrudan analizine izin vermektedir. Bu işlemi Geometry > Import Geometry sekmesinden yapılabilmektedir. Dosya tanıma işlemi Şekil 4.3'de gösterilmiştir.



Şekil 4.3 Solidworks modelinin Ansys ye aktarılması.

4.2.5 Sınır Şartlarının Belirlenmesi

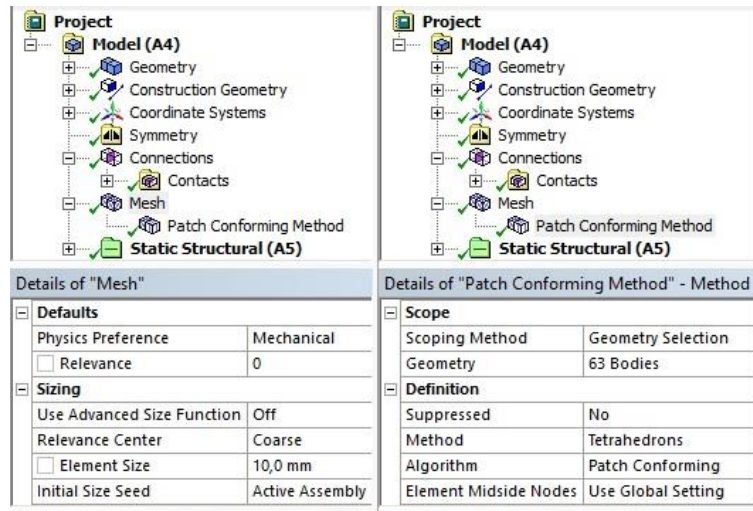
4.2.5.1 Yüzey Temas Özelliklerinin Belirlenmesi

Modelin sınır şartlarının belirlenmesinin öncesinde, modeldeki temas eden bölgelerin birbiri ile ilişkisini “Connection > Contacts” bölümünden belirlemek mümkündür. Tez çalışmasında gerilmelerin statik olarak incelenmesi ve Ansys çözüm süresinin kısaltılması sebebiyle temas eden tüm yüzeyler arası ilişkiler bonded (rijit yapı sergileme) olarak atanmıştır.

Kaynaklı bölgelerin bonded olarak atanması doğaldır. Ayrıca montajdaki bazı bağlantıların vida-somun olması, bu yüzeylere, yüzeyler arası sürtünme verilmesini gerektirmektedir. Fakat bu bölgelerdeki temas noktalarının çokluğu, Ansys’ in çözüm süresini uzatmasına sebebiyet vermektedir. Bu nedenle bu temas yüzeyleri de bonded olarak atanmıştır.

4.2.5.2 Mesh (Ağ Yapısı) Oluşturma

“Mesh” sonlu elemanlar metodunun en önemli işlemlerinden biridir. Kısaca modeli küçük parçacıklara bölme işlemidir. Model veya parça ne kadar küçük parçalara bölünebiliyorsa sonuçların doğruluğu o kadar artmaktadır. Fakat buda çözüm süresinin uzamasına yol açmaktadır.

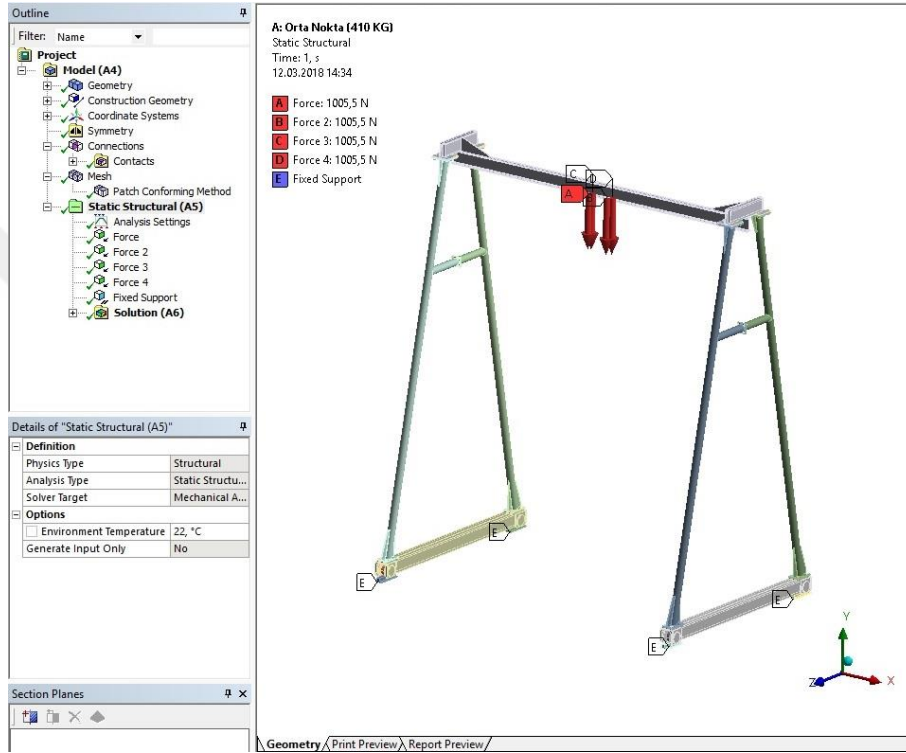


Şekil 4.4 Element boyutu (a), mesh metodu (b).

Tezdeki model Şekil 4.4 (a)'da görüldüğü üzere Mesh sekmesinden Element size (element boyutu) bölümünden 10 mm olarak ayarlanmıştır. Mesh metodu ise Şekil 4.4 (b)'de “ Mesh sekmesi üzerine sağ tık > Insert > Method ” sekmesinden tüm model için Tetrahedrons olarak seçilmiştir.

4.2.5.3 Sınır Koşulları

Ana kiriş üzerinde belirlene üç farklı araba konumu Şekil 4.1’de gösterilmektedir. Kren arabası ana kiriş üzerine dört noktadan temas etmektedir. Bu bölgelere (A, B, C ve D), Yükleme pozisyonu (1) 410 kg için Şekil 4.5’de görüldüğü gibi dört eşit parçaya ayrılarak uygulanmıştır. Kuvvetler vinç arabası tekerlek çapları ve eni doğrultusunda oluşan dikdörtgen bir $80 \times 25 \text{ mm}^2$ alana uygulanmıştır.



Şekil 4.5 Yükleme ve sabitleme noktaları.

Kuvvetleri uygulama işlemi “Static Structural Insert > Force” sekmesinden uygulanmaktadır. Rayların tabanla temas ettiği alanlarda (E) basit mesnet olarak tanımlanmıştır. Yine Mesnetlerin uygulanışı, “Static Structural Insert > Fixed Support” sekmesinden uygulanmaktadır.

4.2.6 Ansys’ in Çalıştırılması

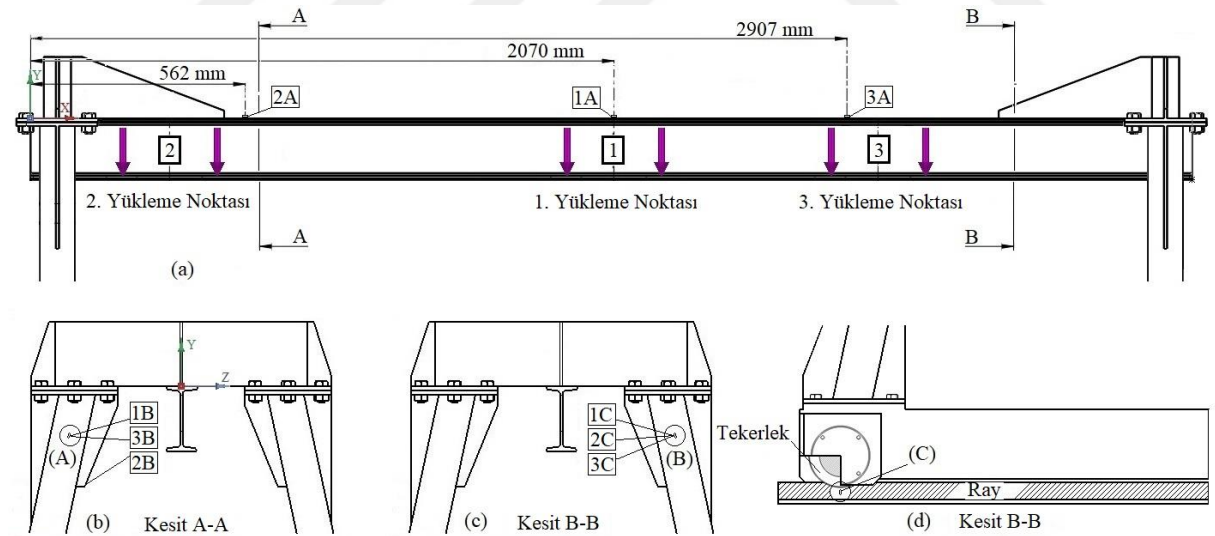
Ansys analiz sistemini kurulması, modele malzeme atanması, kontakların kurulması mesh (ağ yapısı) tanımlanması, yükleme ve mesnet noktalarının belirlenmesi ile tamamlanmıştır. Bu işlemlerden sonra Solution bölümünden istenilen çözümler seçilmektedir. Daha sonra Solution > Solve komutu ile Ansys çözüm süreci başlatılır.

4.2.7 Ansys SEM Sonuçları ve Kritik Noktaların Belirlenmesi

Kritik noktalar Üç farklı yükleme pozisyonu için ana kiriş üzerinde, bacaklarda ve rayda meydana gelen maksimum gerilmelerin olduğu kritik noktalar tespit edilmiştir. Tespit edilen kritik noktalar Şekil 4.6'da gösterilmektedir. Şekil 4.6'da gösterilmiş olan kritik noktalar üzerine gerilimölçer yapıştırmak suretiyle deneysel çalışma yapılmıştır. Ayrıca ana kiriş üzerinde bulunan kritik noktalar (1A, 2A ve 3A) için teorik hesaplamalar da yapılmıştır.

Bacaklarda oluşan, 1B ve 3B kritik noktaları neredeyse aynı nokta olması sebebiyle tek harf (A) ile isimlendirilmiş ve deneysel çalışma için tek gerilimölçer kullanılmıştır. Yine 1C, 2C ve 3C kritik noktaları neredeyse aynı nokta olması sebebiyle tek harf (B) ile isimlendirilmiştir ve yine deneysel çalışmada tek gerilimölçer kullanılmıştır.

Ana kiriş üzerinde kritik noktalar (1A, 2A ve 3A) ana kirişin alt yüzeylerinde tespit edilmiştir. Buna rağmen, deneysel çalışmalarda vinç arabasının, tespit edilen kritik noktalara ulaşılmasını engellediğinden, ana kirişin alt yüzeyleri yerine tarafsız eksene aynı mesafede bulunan üst simetrik yüzeyleri kritik noktalar olarak kullanılmıştır. Çünkü burada bulunacak gerilmelerin sadece işaretleri farklıdır.



Şekil 4.6 Ana kiriş, taşıyıcı bacaklar ve raydaki kritik noktalar.

4.2.8 Ansys Gerilme Analizi Sonuçları

Ansys sonuçlarına göre ana kiriş ve bacaklarda meydana gelen gerilmelerin dağılımı, yükleme pozisyonu (1) için Şekil 4.7'de, yükleme pozisyonu (2) için Şekil 4.8'de ve yükleme pozisyonu (3) için Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Şekil 4.10'da yükleme pozisyonu (1) için, Şekil 4.11'de

yükleme pozisyonu (2) için ve Şekil 4.12’de yükleme pozisyonu (3) için rayda meydana gelen gerilme dağılımları gösterilmiştir. Tespit edilen tüm kritik noktalardaki gerilmeler, yükleme pozisyonu (1) için Çizelge 4.3 de, yükleme pozisyonu (2) için Çizelge 4.4 te ve yükleme pozisyonu (3) için Çizelge 4.5 te verilmiştir.

Çizelge 4.3 Yüklemeye pozisyonu (1) için Ansys gerilme sonuçları (Mpa).

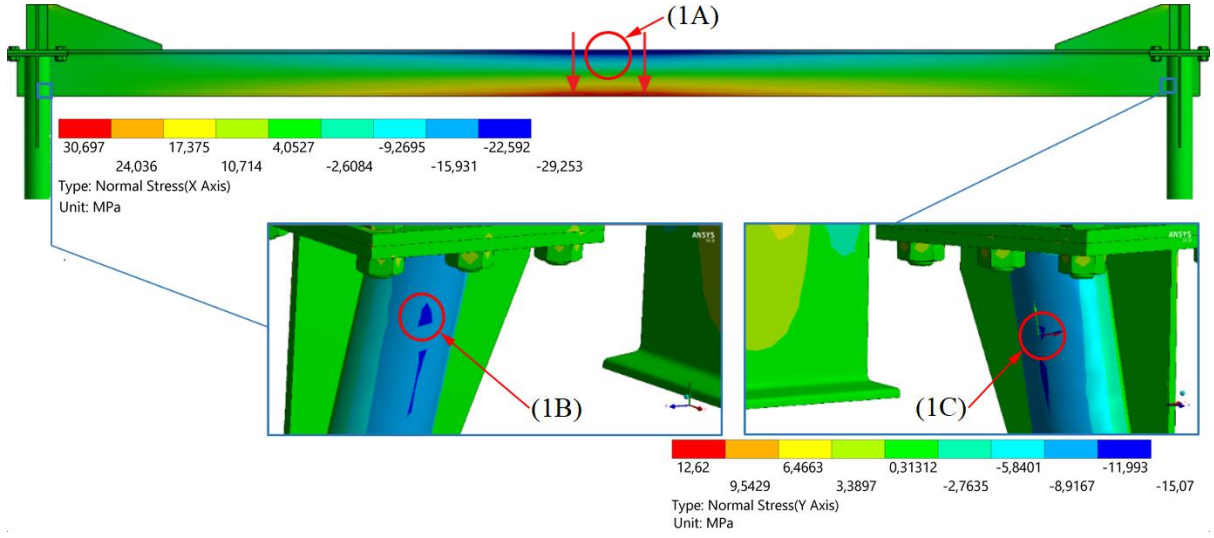
Q (kg)	Kritik Noktalar						
	(1A)	(2A)	(3A)	(2B)	(A)	(B)	(C)
100	7,119	1,169	4,248	0,565	2,757	2,755	2,316
200	14,239	2,339	8,496	1,197	5,513	5,509	4,6333
300	21,359	3,509	12,745	2,169	8,270	8,264	6,9499
410	29,190	4,790	17,418	2,316	11,303	11,295	9,4982
500	37,436	-	-	-	13,784	13,774	-
600	42,809	-	-	-	16,540	16,520	-

Çizelge 4.4 Yüklemeye pozisyonu (2) için Ansys gerilme sonuçları (Mpa).

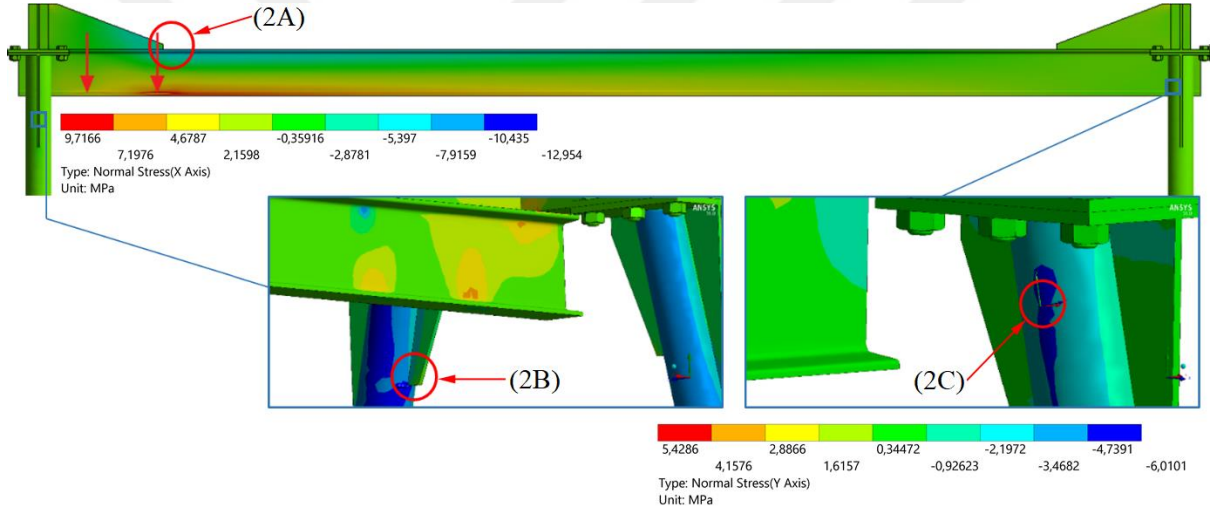
Q (kg)	Kritik Noktalar						
	(1A)	(2A)	(3A)	(2B)	(A)	(B)	(C)
100	1,0229	2,1376	0,5404	1,47	1,1206	0,6512	0,694
200	2,0557	4,2709	1,0797	2,93	2,2389	1,3012	1,3866
300	3,0835	6,4064	1,6995	4,39	3,358	1,9517	2,08
410	4,2142	8,7554	2,2133	6,01	4,589	2,667	2,8426

Çizelge 4.5 Yüklemeye pozisyonu (3) için Ansys gerilme sonuçları (Mpa).

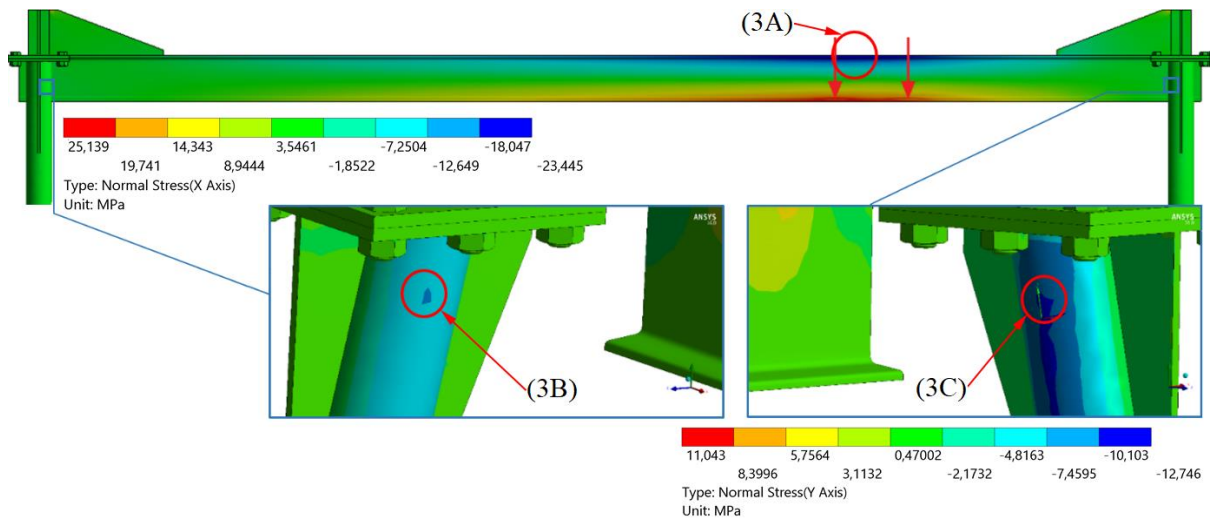
Q (kg)	Kritik Noktalar						
	(1A)	(2A)	(3A)	(2B)	(A)	(B)	(C)
100	3,927	0,457	5,718	0,307	2,021	2,409	1,7677
200	7,854	0,914	11,437	0,611	4,043	4,819	3,5353
300	11,78	1,371	17,155	0,917	6,064	7,229	5,303
410	16,1	1,873	23,445	1,253	8,287	9,879	7,2475



Şekil 4.7 Yükleme pozisyonu (1), ana kiriş ve bacaklardaki gerilmeler (410 kg için).

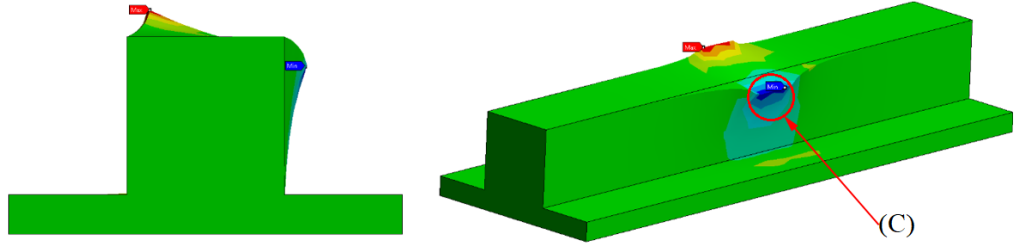
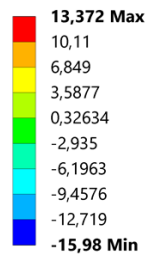


Şekil 4.8 Yükleme pozisyonu (2), ana kiriş ve bacaklardaki gerilmeler (410 kg için).



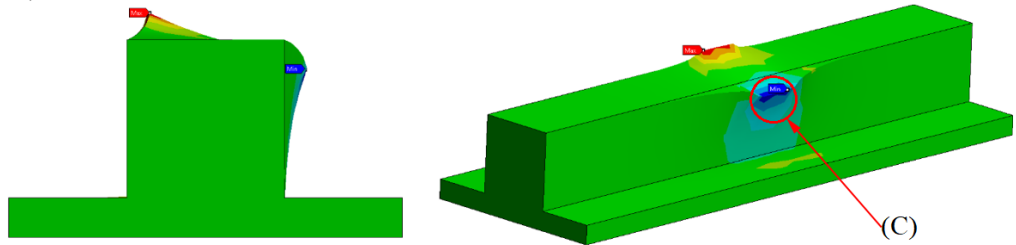
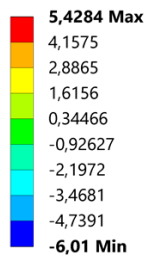
Şekil 4.9 Yükleme pozisyonu (3), ana kiriş ve bacaklardaki gerilmeler (410 kg için).

Type: Normal Stress(Y Axis)
Unit: MPa



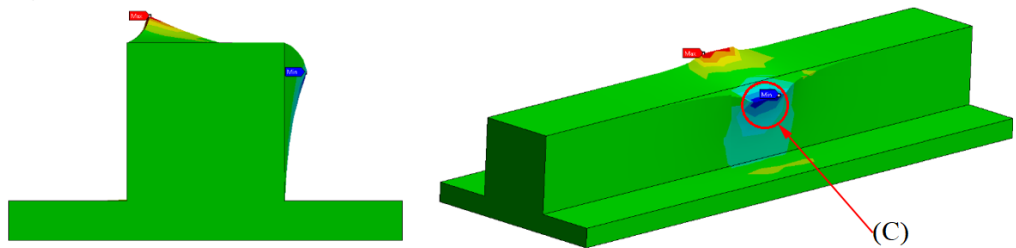
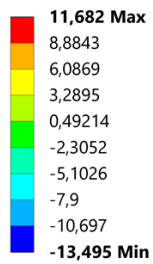
Şekil 4.10 Yükleme pozisyonu (1), rayda oluşan gerilmeler (410 kg için).

Type: Normal Stress(Y Axis)
Unit: MPa



Şekil 4.11 Yükleme pozisyonu (2), rayda oluşan gerilmeler (410 kg için).

Type: Normal Stress(Y Axis)
Unit: MPa



Şekil 4.12 Yükleme pozisyonu (3), rayda oluşan gerilmeler (410 kg için).

4.2.9 Ansys Sehim Sonuçları

Her ne kadar portal kren üzerindeki gerilmeler önemli ise de yükleme esnasında oluşan sehim de bir o kadar önemlidir. Bu sebeple deneysel çalışmada sehimlerde ölçülmüştür. Deneysel çalışma esnasında bazı kritik noktalara yaklaşılamaması sebebiyle ölçüm alınmamıştır. Ansys sonuçları ile mukayese edilebilmesi için çizelgelerde deneysel olarak ölçüm alınan noktaların sehim değerleri verilmiştir.

Deneysel çalışmada yükleme pozisyonu (1) ve (3) için ölçümler yapılmıştır. Çizelge 4.6'da gösterilen (1A) noktasından 635 mm sol taraftaki sehim, deney esnasında, 1A gerilim ölçerine yaklaşılamaması sebebiyle, Şekil 4.6'ya göre, 1A gerilimölçerinden 635 mm sol tarafından alınmıştır. Ayrıca yükleme pozisyonu (3)'de (3A) noktası için de ölçüm alınamamıştır. Yükleme pozisyonu (1) sehim değerleri Çizelge 4.6 yükleme pozisyonu (3) sehim değerleri Çizelge 4.7 de verilmiştir.

Çizelge 4.6 Yükleme pozisyonu (1) için sehim sonuçları (-mm).

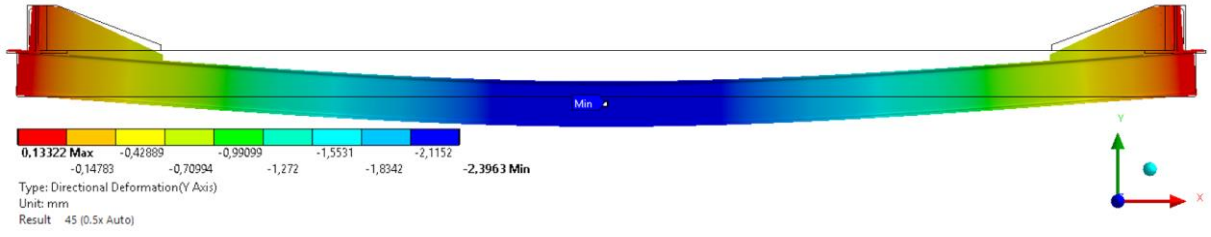
Q (kg)	Kritik Noktaları			
	(1A) Noktasından 635 mm Sol Taraftaki Sehim	(3A)	(2A)	Ana Kirişte Oluşan Maksimum Sehim
100	0,514	0,458	0,193	0,584
200	1,021	0,917	0,386	1,168
300	1,533	1,375	0,579	1,772
410	2,094	1,879	0,792	2,395
500	2,510	2,292	0,966	2,922

Çizelge 4.7 Yükleme pozisyonu (3) için sehim sonuçları (-mm)

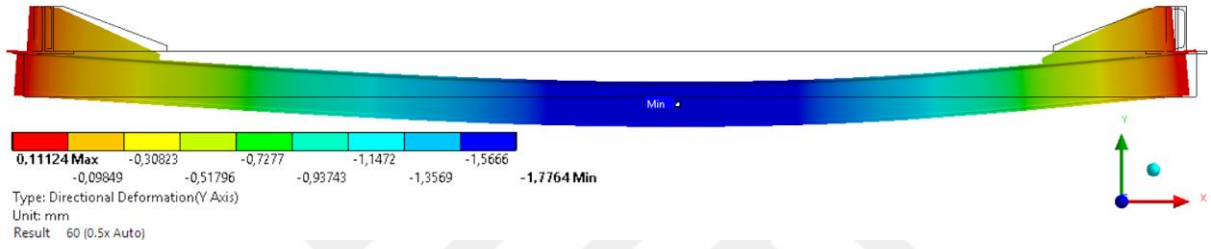
Q (kg)	Kritik Noktaları			
	(1A)	(3A)	(2A)	Ana Kirişte Oluşan Maksimum Sehim
100	0,42	-	0,125	0,433
200	0,85	-	0,25	0,866
300	1,27	-	0,38	1,299
410	1,74	-	0,51	1,775
500	2,122	-	0,622	2,164

410 kg yüklü ana kiriş için, Şekil 4.13'de yükleme pozisyonu (1) sehim dağılımı, Şekil 4.14'de de yükleme pozisyonu (3) sehim dağılımı gösterilmektedir. Çizelge 4.6'da ana kirişte oluşan maksimum sehim sol mesnete 2000 mm uzaklıkta yani ana kirişin orta noktasında oluşmaktadır.

Çizelge 4.7’de ana kirişte oluşan maksimum sehim, sol mesnete 2220 mm uzaklıkta meydana gelmiştir.



Şekil 4.13 Yükleme pozisyonu (1) sehim dağılımı.



Şekil 4.14 Yükleme pozisyonu (3) sehim dağılımı.

BÖLÜM 5

MUKAVEMET HESAPLAMALARI

Mukavemet hesaplamaları iki şekilde ele alınmıştır. İlk olarak F.E.M standartlarına dayalı, portal krene çalışma esnasında etkiyen mevcut kuvvetler ve etkileyebilecek olan kuvvetler göz önüne alınarak emniyet kontrolü yapılmıştır. İkinci olarak, Ansys gerilme ve sehim sonuçlarına dayalı ana kirişte kritik noktalarda meydana gelen gerilmeler ve sehimler, teorik olarak ta hesaplanmıştır. Hesaplamalar Ansys analiz şartlarına göre yapılmıştır.

5.1 F.E.M STANDARTLARINA GÖRE EMNİYET KONTROLÜ

5.1.1 F.E.M Standartlarına Göre Portal Krenin Sınıflandırılması

FEDERATION EUROPEENNE DE LA MANUTENTION (F.E.M), kaldırma araçlarının tasarımı için kurallar F.E.M Teknik Komitesi tarafından oluşturulmuş ve üç baskı olarak biri 1962 de diğeri de 1970 de yayımlanmıştır. En son baskı 1998 yılında yayımlanmıştır [19]. Bu kriterlere göre portal krenin sınıflandırma yapılmıştır.

F.E.M kriterlerine göre oluşturulmuş kaldırma araçları grubu sınıflandırmaları Çizelge 5.1’de gösterilmiştir [6]. Çizelgeye göre Portal vincin grubu, atölye krenleri A3 olarak sınıflandırılmıştır. Portal krenin F.E.M kurallarına göre 1. Yükleme hali (Rüzgarsız Normal İşletme) dikkate alınarak portal krene etkiyen yüklerden oluşan gerilmeler denklem (5.1)’de ifade edilmiştir.

$$\sigma_T = \gamma \cdot (\sigma_{G_1} + \sigma_{G_2} + \sigma_{G_3} + \varphi \cdot \sigma_{G_4} + \sigma_{G_5} + \sigma_{G_6} + \sigma_{G_7}) \quad (5.1)$$

Burada σ_T , toplam gerilme, γ , yükseltme katsayısı, σ_{G_1} , ana kirişin kendi ağırlığından kaynaklı gerilme, σ_{G_2} , kiriş üzerindeki sabit ağırlıklardan meydana gelen gerilme, σ_{G_3} , arabanın kendi ağırlığından oluşan gerilme, φ , titreşim katsayısı, σ_{G_4} , kaldırılan yük ile oluşan gerilme, σ_{G_5} ,

yatay kuvvetlerden oluşan gerilme, σ_{G_6} , atalet kuvvetlerinden oluşan gerilme, σ_{G_7} , tampon vuruntularından oluşan gerilmedir.

Çizelge 5.1 Kaldırma araçları grup sınıflandırması.

Referans	Araçların Tipleri	Kullanım şekli	Araç Grupları
1	Elle çalıştırılan araçlar		A1-A2
2	Saha krenleri		A1-A2
3	Güç İstasyonları için montaj ve söküm için krenler, makine atölyeleri, vb.		A2-A4
4	İstifleme taşıyıcıları	Kanca ile	A5
5	İstifleme taşıyıcıları	Tırnak veya mknatis ile	A6-A8
6	Atölye krenleri		A3-A5
7	Tavan krenleri, hurdalık krenleri,		A6-A8
8	Dökümhane krenleri		A6-A8
9	İngot krenleri		A8
10	Maden kuyusu krenleri		A6-A8
11	Yüksek fırın krenleri		
12.a	Boşaltma için köprü krenleri, konteyner için köprü krenleri	Kanca veya spreader ile	A5-A6
12.b	Diğer köprü krenleri (makasla ve/veya döner jib krenle)	Kanca ile	A4
13	Boşaltma için köprü kreni, köprü krenleri(makasla ve/veya döner jib krenle)	Tırnaklı veya mknatis ile	A6-A8
14	Kuru havuz krenleri, tersane hortum krenleri, söküm için hortum krenleri	Kanca ile	A3-A5
15	Rıhtım krenleri (döndürme, kızak üstü), yüzer krenler ve ponton derikler	Kanca ile	A5-A6
16	Rıhtım krenleri (döndürme, kızak üstü), yüzer krenler ve duba derik krenler	Tırnak veya mknatis ile	A6-A8
17	Çok ağır yükler için yüzer krenler ve duba derik krenler (genelde 100 ton üzeri yükler)		A2-A3
18	Güverte krenleri	Kanca ile	A3-A4
19	Güverte krenleri	Tırnaklı veya mknatis ile	A4-A5
20	İnşaat için kule vinçler		A3-A4
21	Derik krenler		A2-A3
22	Demiryolu krenleri		A4

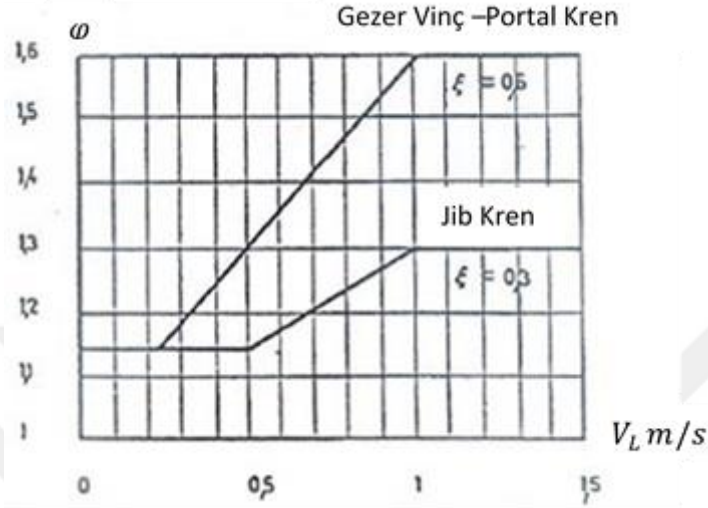
5.1.2 FEM Normlarına Göre Katsayıların Belirlenmesi

5.1.2.1 Titreşim katsayısının φ 'nin Tayini

Titreşim katsayısı, φ , denklem (5.2) kullanılarak hesaplanmıştır. Denklem (5.2)'de ξ , vinç tipine göre değişen ve deneysel olarak tespit edilen bir sabittir ve değeri incelenen kren için $\xi = 0.5$ olarak kullanılmaktadır. $V_L, m/s$ cinsinden yükün kaldırılma hızıdır ve Çizelge 5.3'de

7 m/dak = 0,11667 m/s olarak gösterilmiştir [19]. Titreşim katsayısı φ tayini için Şekil 5.1’de gösterilen grafik kullanılmaktadır.

$$\varphi = 1 + \xi \cdot V_L \quad (5.2)$$



Şekil 5.1 Titreşim katsayısı φ grafiği.

Titreşim katsayısının, $\varphi = 1,058$ olarak hesaplanmıştır. Fakat titreşim katsayısı φ değeri 1,15’den daha az olamaz [19]. Hesaplamalarda bu sebeple $\varphi = 1,15$ olarak kullanılmıştır.

5.1.2.2 Yükseltme Katsayısı Tayini (γ)

Yükseltme katsayısı, araçların grup sınıflandırmasına bağlıdır [6]. Sınıflandırılması yapılan Portal krenin A3 guruna dahildir. Çizelge 5.2’ye göre yükseltme katsayısı $\gamma = 1,05$ olarak seçilmiştir [7].

Çizelge 5.2 Yükseltme katsayısı (γ) .

Araç Grupları	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
γ	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20

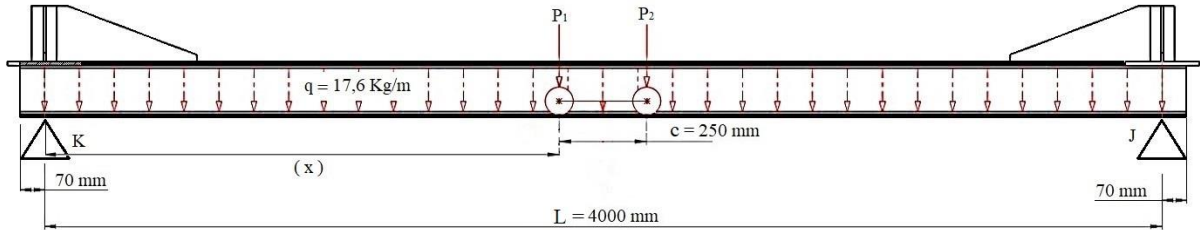
5.1.3 F.E.M Standartlarına Göre Mukavemet Hesaplamaları

Bu hesaplamalar için gerekli olan yükleme değerleri ve I-Profil portal kren ana kirişi üzerine etkiyen yükler Şekil 5.2’de ve portal krenin teknik özellikleri Çizelge 5.3’de gösterilmektedir. I-Profil teknik özellikleri Çizelge 3.1’ de verilmiştir.

Çizelge 5.3 Portal krenin teknik özellikleri.

Çalışma Alanı	Kapalı Alan	Halat donanımı	2 / 1
Vinç Adedi	1 Adet	Yürüme Hızı	20 m/dak
Kaldırma Hızı	7 m/dak	Kaldırma Yüksekliği	4 m
Kaldırma Kapasitesi	500 kg	Ana Kiriş Ağırlığı	17,6 kg/m
Araba Ağırlığı	70 kg		

Şekil 5.2’de krenin ray açıklığı (mesnetler arası mesafe) $L = 4000$ mm, vinç arabasının tekerlekleri arası mesafe $c = 250$ mm’dir. P ise tekerlek başına düşen yükleri ifade etmektedir. q , kirişin birim uzunluk başına düşen ağırlık.



Şekil 5.2 Kiriş üzerine etkiyen yükler.

5.1.3.1 Kirişin Kendi Ağırlığından Kaynaklı Gerilme

q (G_1) ile ana kirişin kendi ağırlığından kaynaklı oluşan eğilme momenti $M_Y = 345312$ Nmm olarak denklem (5.3) ile hesaplanmıştır [20]. Birim uzunluk başına düşen ağırlık $q = 17,6$ kg/m, mesnetler arası kiriş uzunluğu $L = 4000$ mm ve yerçekimi ivmesi $g = 9,81$ 'dir.

$$M_Y = q \frac{L^2}{8} \times g \quad (Nmm) \quad (5.3)$$

Eğilme momenti M_Y ile oluşan eğilme gerilmesi $\sigma_{G_1} = 2,95 \text{ Mpa}$ olarak denklem (5.4) ile hesaplanmıştır [20]. Kullanılan IPN 160 profilin teknik özellikleri, Çizelge 3.1' den Mukavemet momenti $W_y = 117 \text{ cm}^3 = 117000 \text{ mm}^3$ olarak alınmıştır.

$$\sigma = \frac{M}{W_y} \text{ (Mpa)} \quad (5.4)$$

5.1.3.2 Kiriş Üzerindeki Sabit Ağırlıklardan Meydana Gelen Gerilme

Tekerlekler hariç köprü yürütme tertibatı ve vinç kabininin ağırlığının toplamını ifade etmektedir [20]. Ana kiriş üzerine sabit yükler bulunmaması sebebiyle $\sigma_{G_2} = 0$ olarak kabul edilmiştir.

5.1.3.3 Vinç Arabasının Kendi Ağırlığından Oluşan Gerilme

Vinç arabasının kendi ağırlığı tekil yük olarak hesaplanmaktadır. Vinç arabası ağırlığı ile oluşan eğilme momenti $M_A = 644451,85 \text{ Nmm}$, denklem (5.5) ile hesaplanmıştır [20]. Denklemdeki c tekerlek merkezleri arası mesafe 250 mm ve P tekerlek başına düşen yükü ifade etmektedir. Çizelge 5.3'den vinç arabası ağırlığı $G_3 = 70 \text{ Kg}$ 'dır. $P = G_3/2 = 35 \text{ Kg}$ olarak hesaba katılmıştır.

$$M = g \cdot \frac{P}{2L} (L - \frac{c}{2})^2 \text{ (Nmm)} \quad (5.5)$$

M_A , eğilme momenti ile oluşan eğilme gerilmesi $\sigma_{G_3} = 5,51 \text{ Mpa}$ olarak denklem (5.4) ile hesaplanmıştır. ($W_y = 117000 \text{ mm}^3$)

5.1.3.4 Kaldırılan Yük Nedeniyle Oluşan Gerilme

Maksimum kaldırma yükü hesaplamalarda kullanılmıştır. Vinç arabasının ağırlığından kaynaklanan gerilme hesabı ile aynıdır. Portal krenin kaldırma kapasitesi 500 kg olarak verilmiştir. Bu yük ile oluşan eğilme momenti $M_K = 4603227,54 \text{ Nmm}$ olarak denklem (5.5) ile hesaplanmıştır. Burada da P tekerlek başına düşen yükü ifade etmektedir. Krenin kaldırma kapasitesi $G_4 = 500 \text{ Kg}$ 'dır. $P = G_4/2 = 250 \text{ Kg}$ olarak denklemde kullanılmıştır.

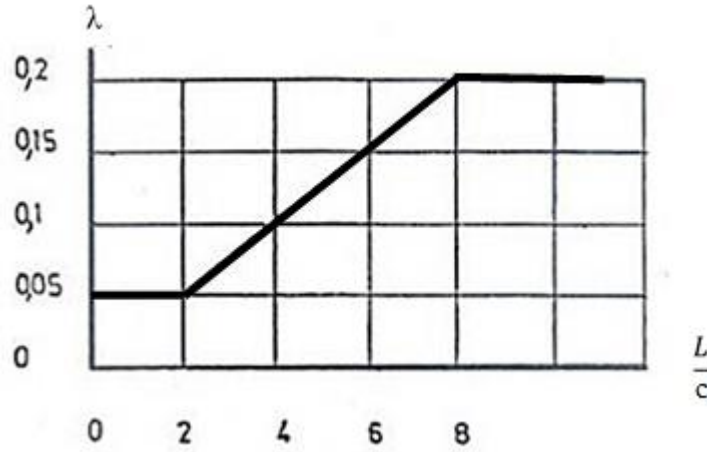
Maksimum yük nedeniyle oluşan eğilme gerilmesi $\sigma_{G_4} = 39,344 \text{ Mpa}$, denklem (5.4) kullanılarak hesaplanmıştır.

5.1.3.5 Yatay Kuvvetler Nedeniyle Oluşan Gerilme

İki vinç tekerleği (veya iki dengeleme tekerlekleri) ray üzerinde hareket ediyorsa, ray doğrultusuna dik ve yatay olarak meydana gelen [6] G_5 kuvvetlerdir. Yatay Kuvvetlerden oluşan moment $M_{YK} = 139792,5 \text{ Nmm}$ olarak denklem (5.6) ile hesaplanmıştır [20]. Denklemdeki λ , ana kiriş mesnet aralığı ve vinç abrasının tekerlekler arası mesafesine oranı ile ilişkili bir katsayıdır. L/a oranına bağlı λ grafiği Şekil 5.3'de gösterilmiştir [19]. $L/a = 4000/250 = 16$ oranına göre, λ değeri 0,2 alınmıştır.

$$M_{YK} = c.P.\lambda.g \text{ (Nmm)} \quad (5.6)$$

Denklem (5.6)'daki P değeri vinç arabası ağırlığı ile kaldırılan yükün toplamını tekerlek başına düşen miktarlarıdır. Dolayısıyla $G_5 = 70 + 500 = 570 \text{ Kg' dir}$. $P = G_5/2 = 285 \text{ Kg}$ olarak denklemde kullanılmıştır.



Şekil 5.3 L/c oranına bağlı λ grafiği.

M_{YK} , Momentinden oluşan gerilme $\sigma_{G_5} = 9,445 \text{ Mpa}$ olarak denklem (5.7) ile hesaplanmıştır [20]. Yatay kuvvetler mesnetlere z yönünden etkilemesi sebebiyle mukavemet momenti Çizelge 3.1' den $W_z = 14800 \text{ mm}^3$ alınmıştır.

$$\sigma = \frac{M}{W_z} \text{ (Mpa)} \quad (5.7)$$

5.1.3.6 Atalet Kuvvetlerinden Oluşan Gerilme

Portal krenin ray doğrultusuna paralel hareketi sırasında ivmeden veya frenleme etkisinden meydana gelen kuvvetlerin oluşturduğu gerilmelerdir. Krende G_6 yükü ile oluşan yani ana kirişin ağırlığı, vinç arabasının ağırlığı ve kaldırılan yükün atalet kuvvetleri hesaplanmıştır. Portal krenin yürüme hızı Çizelge 5.3'den 20 m/dak (0,334 m/s) olarak verilmiştir. İvme değerleri tayin edilemediği için, bu hız değerine göre oluşan ivme Çizelge 5.4'de (a) kategorisine göre yaklaşık $a = 0,09 \text{ m/s}^2$ şeklinde hesaplamalarda kullanılmıştır [19].

Çizelge 5.4 İvme süresi ve ivme değeri.

Yürüme Hızı (m/s)	(a) Düşük ve orta hızda uzun mesafe		(b) Orta ve yüksek hızda (normal uygulama)		(c) Yüksek hız yüksek ivmeyle birlikte	
	İvme (t) Süresi (s)	İvme (a) (m/s^2)	İvme (t) Süresi (s)	İvme (a) (m/s^2)	İvme (t) Süresi (s)	İvme (a) (m/s^2)
4,00			8,000	0,500	6,000	0,670
3,15			7,100	0,440	5,400	0,580
2,50			6,300	0,390	4,800	0,520
2,00	9,100	0,220	5,600	0,350	4,200	0,470
1,60	8,300	0,190	5,000	0,320	3,700	0,430
1,00	6,600	0,150	4,000	0,250	3,000	0,330
0,63	5,200	0,120	3,200	0,190		
0,40	4,100	0,098	2,500	0,160		
0,25	3,200	0,078				
0,16	2,500	0,064				

Ataletten oluşan toplam gerilme $\sigma_{G_6} = \sigma_{AK} + \sigma_{VA} + \sigma_{KY}$ denklemi ile hesaplanmıştır. Burada Ana kirişin ataletinden oluşan gerilme σ_{AK} , vinç arabasının ataletinden oluşan gerilme σ_{VA} , kaldırılan yükün ataleti ile oluşan gerilme σ_{KY} 'dir.

Ana Kirişin Ataletinden Oluşan Gerilme

Ana kirişin birim ağırlığı 17,6 kg/m, toplam ağırlık $G_1 = 17,6 \times 4,140 = 72,864 \text{ kg}$ 'dır. Bu ağırlıktan kaynaklanan yatay kuvvet $F_{AK} = 6,5578 \text{ N}$ denklem (5.8) ile hesaplanmıştır.

$$F_{AK} = G_1 \cdot a \text{ (N)} \quad (5.8)$$

Bu kuvvetin oluşturduğu $M_{FAK} = 6557,8 \text{ Nmm}$ momenti denklem (5.9) ile hesaplanmıştır [20]. M_{FAK} Momenti ile oluşan gerilme $\sigma_{AK} = 0,4431 \text{ Mpa}$ 'dır. Ve denklem (5.7) ile hesaplanmıştır.

$$M_{FAK} = \frac{F_{AK} \cdot L}{4} \text{ (Nmm)} \quad (5.9)$$

Vinç Arabasının Ataletinden Oluşan Gerilme

Vinç Arabasının ağırlığı $G_3 = 70 \text{ Kg}$. Bu ağırlıktan kaynaklanan yatay kuvvet $F_{VA} = 6.3 \text{ N}$ denklem (5.8) ile hesaplanmıştır. Bu kuvvetin oluşturduğu $M_{FVA} = 5912,4 \text{ Nmm}$ momenti de denklem (5.10) ile hesaplanmıştır.

$$M = \frac{F}{4 \cdot L} (L - \frac{c}{2})^2 \text{ (Nmm)} \quad (5.10)$$

M_{FVA} Momenti ile oluşan gerilme $\sigma_{VA} = 0,399 \text{ Mpa}$ 'dır. Ve denklem (5.7) ile hesaplanmıştır.

Kaldırılan Yükün Ataletinden Oluşan Gerilme

Portal krenin kaldırma kapasitesi $G_4 = 500 \text{ Kg}$. Bu ağırlıktan kaynaklanan yatay kuvvet $F_{KY} = 500 \times 0,09 = 45 \text{ N}$ denklem (5.8) ile hesaplanmıştır. Fakat F.E.M standartlarına göre yükün asılı kanca ile sallanması nedeniyle F_{KY} iki kat artırılır. Dolayısıyla $F_{KY} = 90 \text{ N}$ şeklinde hesaba katılmıştır. Bu kuvvetin oluşturduğu moment, $M_{FKY} = 84462,89 \text{ Nmm'dir}$ ve denklem (5.10) ile hesaplanmıştır.

M_{FKY} Momenti ile oluşan gerilme $\sigma_{KY} = 5,71 \text{ Mpa}$ 'dır ve denklem (5.7) ile hesaplanmıştır.

Ataletten oluşan toplam gerilme $\sigma_{G_6} = \sigma_{AK} + \sigma_{VA} + \sigma_{KY} = 0,4431 + 0,399 + 5,71 = 6,5521 \text{ Mpa'dır}$.

5.1.3.7 Tampon Vuruntularından Oluşan Gerilme

Yüklenen yükün sallanması veya sallanmasının engellendiği durumlarda meydana gelen yatay kuvvetlerin oluşturduğu gerilmelerdir. Yatay hareketin 0.7 m/s 'nin altında hızda tampon

vruntuları G_7 hesaplara katılmayacaktır [20]. Krenin yürüme hızı 0.7 m/s den küçük olması sebebiyle $\sigma_{G_7} = 0$ olarak kabul edilmiştir.

5.1.3.6.8 Portal krende Oluşan Toplam Gerilme

Toplam gerilme denklem (5.1) ile hesaplanmıştır. F.E.M kurallarına göre Portal kren üzerine etkileyen toplam gerilme, $\sigma_T = 1,05 \times (2,95 + 0 + 5,51 + 1,15 \times 39,344 + 9,445 + 6,552 + 0) = 68,19855 \text{ Mpa}$ olarak hesaplanmıştır.

Bu değerin emniyet gerilmesini aşmaması gerekmektedir. F.E.M standardına göre 1.Yükleme hali pozisyonundaki krenin emniyet katsayısı 1.5 olmalıdır [19]. ST-37 çeliğin akma sınırı 235 Mpa dır. Dolayısıyla emniyetli gerilmesi, $235/1,5 = 156,7 \text{ Mpa}$ dır.

Toplam gerilme $\sigma_T = 68,19855 \text{ Mpa} < 156,7 \text{ Mpa}$ emniyet gerilmesinden daha küçük çıkmıştır. Dolayısıyla hesaplamaları yapılan Portal krenin F.E.M standartlarının sınırladığı alan içinde olduğu tespit edilmiştir.

5.2 ANSYS SONUÇLARINA GÖRE KRİTİK NOKTALARIN TEORİK MUKAVEMET HESAPLAMALARI

Ansys sonuçlarına göre en yüksek gerilmeler ve sehimler ana kiriş üzerinde meydana gelmektedir. Bu sebeple ana kiriş üzerinde sonlu elemanlar metodu ile elde edilen üç farklı yüklenme pozisyonu ile meydana gelen üç kritik (1A, 2A ve 3C) noktada oluşan gerilmeler ve sehimler, teorik olarak da hesaplanmıştır. Hesaplamalarda sadece çalışma yükü yani kaldırılan yüklerin oluşturduğu gerilmeler ve sehimler dikkate alınmıştır. Bunun sebebi ayrıca deneysel çalışma da yapıldığı için, deneysel çalışmada yayılı yüklerin etkisi olmamasındandır.

5.2.1 Ana kiriş Üzerindeki Kritik Noktaların Teorik Gerilme Hesaplamaları

Hesaplar basit mesnetli kiriş hesabına dayanır. Şekil 4.1’de gösterilen vinç arabasını üç konumu için ana kirişte oluşan gerilmeler ve deformasyonlar, teorik olarak deneysel sonuçlarla ve Ansys sonuçları ile karşılaştırma amaçlı hesaplanmıştır.

K mesnetlindeki tepki kuvveti denklem (5.11) ve kaldırılan yük ile çeşitli mesafelere göre oluşan eğilme gerilmesi denklem (5.4) kullanılarak teorik hesaplanmıştır [20].

$$Q_K = g \frac{(P_1+P_2)(L-x-\frac{c}{2})}{L} \quad (\text{N}) \quad (5.11)$$

Denklem (5.11) de görülen Q_K , K noktasında oluşan mesnet tepki kuvvetini, P_1 ve P_2 , tekerlek başına düşen yükü, L, ana kirişin uzunluğunu, (x), P_1 yükünün mesnetten olan uzaklığını ve c, P_1 ve P_2 yükü arasındaki mesafeyi ifade etmektedir. P_1 ve P_2 ye düşen yüklerin eşit olduğu kabul edilmiştir. Her bir konum ve yük için hesaplanan gerilmeler Çizelge 5.5 de verilmiştir.

Çizelge 5.5 Üç yükleme pozisyonu için teorik gerilme sonuçları.

	Yükleme pozisyonu (1)				Yükleme pozisyonu (2)				Yükleme pozisyonu (3)			
	(Mpa)				(Mpa)				(Mpa)			
Kritik Noktalar	100 kg	200 kg	300 kg	410 kg	100 kg	200 kg	300 kg	410 kg	100 kg	200 kg	300 kg	410 kg
(1A)	7,86	15,73	23,61	32,26	0,875	1,75	2,62	3,59	4,48	8,95	13,43	18,35
(2A)	2,16	4,33	6,49	8,88	3,29	6,59	9,89	13,52	0,94	1,88	2,82	3,85
(3A)	4,88	9,76	14,64	20,01	0,57	1,15	1,71	2,35	6,35	12,70	19,05	26,04

5.2.2 Teorik Sehım Hesaplamaları

Deformasyon hesaplamaları da basit mesnetli kiriş hesabına dayanmaktadır. Deneysel çalışmada yükleme pozisyonu (1) ve yükleme pozisyonu (3) için ölçüm yapılması sebebiyle teorik sehım hesaplamaları bu iki yükleme pozisyonu için yapılmıştır. Sehım hesaplamalarında yayılı yük etkisi olmaması sebebiyle hesaplara katılamamıştır.

Sehım değerleri süper pozisyon yöntemi ile hesaplanmıştır. Denklemler (5.12, 5.13 ve 5.14) Şekil 5.2 dikkate alınarak oluşturulmuştur.

$$y = \frac{P_1(L-x)X_s}{6EI_yL} [L^2 - X_s^2 - (L-x)^2] + \frac{P_2(L-(x+c))X_s}{6EI_yL} [L^2 - X_s^2 - (L-(x+c))^2] \quad (5.12)$$

$$y = \frac{P_1(L-x)}{6EI_yL} \left[\frac{L}{(L-x)} (X_s - x)^3 + (L^2 - (L-x)^2)X_s - X_s^3 \right] \quad (5.13)$$

$$+ \frac{P_2(L-(x+c))}{6EI_yL} \left[\frac{L}{(L-(x+c))} (X_s - (x+c))^3 + (L^2 - (L-(x+c))^2)X_s - X_s^3 \right]$$

$$y_{max} = \frac{P_1(L-x)}{9\sqrt{3}EI_yL} [L^2 - (L-x)^2]^{3/2} + \frac{P_2(L-(x+c))}{9\sqrt{3}EI_yL} [L^2 - (L-(x+c))^2]^{3/2} \quad (5.14)$$

Denklemlerde (5.12), (5.13) ve (5.14)'de x, P yüklerinin A mesnetine olan uzaklığıdır. X_s, ana giriş üzerinde sehim değeri istenen herhangi bir noktanın (yani gerilimölçer noktaları) A mesnetine olan uzaklığını ifade etmektedir. Ana giriş uzunluğu L, elastisite modülü E ve y yönlü atalet momenti I_y ile ifade edilmiştir.

- Yükleme Pozisyonu (1)'de, (1-a) 635 mm sol taraftaki nokta ve (2-a) gerilimölçer noktası için denklem (5.12) kullanılmıştır.
- Yükleme Pozisyonu (1), (3-a) gerilimölçer noktası için denklem (5.13) kullanılmıştır.
- Yükleme Pozisyonu (3), (1-a) ve (2-a) gerilimölçer noktaları için denklem (5.12) kullanılmıştır.
- Her iki yükleme pozisyonu (1 ve 3) için maksimum sehim, denklem (5.14) ile hesaplanmıştır.

Süper pozisyon yöntemine göre sehim, P₁ yükü ile meydana gelen sehim ile P₂ yükü ile meydana gelen sehimin toplamı şeklinde hesaplanmıştır.

Elde edilen sonuçlar Çizelge 5.6'da yükleme pozisyonu (1) için, Çizelge 5.7'de yükleme pozisyonu (3) için verilmiştir. Çizelge 5.6'da gösterilen "(1A) Noktasından 635 mm Sol Taraftaki Sehım" deney esnasında 1A gerilim ölçerine yaklaşılamaması sebebiyle, Şekil 4.6'ya göre, 1A gerilimölçerinden 635 mm sol taraftan alınmıştır.

Çizelge 5.6 Yükleme pozisyonu (1) teorik sehim değerleri (-mm).

Q (kg)	Kritik Noktaları			
	(1A) Noktasından 635 mm Sol Taraftaki Sehim	(3A) Noktası	(2A) Noktası	Ana Kirişte Oluşan Maksimum Sehim
100	0,573	0,518	0,240	0,662
200	1,146	1,037	0,480	1,324
300	1,720	1,555	0,720	1,986
410	2,351	2,125	0,984	2,715
500	2,867	2,565	1,200	3,311

Çizelge 5.7 Yükleme pozisyonu (3) teorik sehim değerleri (-mm).

Q (kg)	Kritik Noktaları			
	(1A) Noktası	(3A) Noktası	(2A) Noktası	Ana Kirişte Oluşan Maksimum Sehim
100	0,48	-	0,16	0,494
200	0,97	-	0,32	0,98
300	1,46	-	0,48	1,48
410	1,99	-	0,66	2,02
500	2,426	-	0,841	2,475

BÖLÜM 6

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalarda portal kren elemanları üzerinde belirlenen kritik noktalarda meydana gelen gerilmemelerin gerilimölçer ile ölçülmüştür. Ayrıca ana giriş üzerindeki belirlenen kritik noktalarda oluşan sehimlerin ölçme işlemi yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda, kritik noktalar ulaşılabilmesi için, atölyede bulunan teleskobik iskele kullanılmıştır. Deneysel çalışma bu iki ölme işlemi ile tamamlanmıştır.

6.1 DENEYSEL GERİLME ANALİZİ

Deneysel çalışma, Bülent Ecevit Üniversite Teknoloji Laboratuvarında da bulunan 500 kg taşıma kapasiteli bir portal krenin sonlu elemanlar analizi ile tespit edilen kritik noktalar üzerinden yürütülmüştür. Deneysel enstrümantasyon işlemi, tespit edilen kritik noktalarda gerilimölçer kullanılarak yapılmıştır. Ayrıca, belirli noktalardaki sehim miktarları komparatör vasıtasıyla ölçülmüş ve sunulmuştur. Sonlu elemanlar yöntemi ile tespit edilen, ana girişte, taşıyıcı bacalarda ve rayda oluşan kritik noktaları Şekil 4.6'da verilmiştir.

Şekil 4.6 (b)'de görülen 1B ve 3B kritik noktaları ve Şekil 4.6 (c)'de görülen 1C, 2C ve 3C kritik noktaları benzer koordinatlarda oluşmaktadır. Bu sebeple deneysel çalışmada, 1B ve 3B kritik noktaları için tek gerilimölçer (A) ve 1C, 2C ve 3C kritik noktaları için tek gerilimölçer (B) kullanılmıştır. Diğer beş kritik nokta (1A, 2A, 2B, 3A ve C) için beş gerilimölçer kullanılmış ve deneysel çalışmada toplam yedi gerilimölçer kullanılarak gerilme analizi deneyleri tamamlanmıştır.

Deneyde ölçümler için Micro-Measurement C2A/06-250LW-350 model bir gerilimölçer kullanılmıştır. Gerilimölçerlerin belirlenen noktalara yapıştırma işlemi için, önce gerilimölçer yapıştırma yüzeyi temizlenmiş, boya ve paslardan olabildiğince temizlenene kadar zımparalanmıştır. Daha sonra gerilimölçer zımparalanmış yüzeye yapıştırılmıştır. Gerilimölçer uygulanan noktalar Şekil 6.1'de sunulmuştur.



Şekil 6.1 Gerilimölçer uygulanan noktalar.

Deneysel çalışmada, gerilimölçerler portal krenin zati yükünden gelen gerilmeler mevcutken yapıştırılması sebebiyle deneysel çalışmada sadece kaldırılan yüklerin oluşturduğu gerilmeler ölçülmüştür. Yükleme sırasında ki verileri toplamak için National Instruments (NI) CDAQ-9174 kullanılmış ve sonuçlar NI DaQ Express programı kullanılarak mikro epsilon olarak okunmuştur. NI CDAQ-9174 ve kullanımı Şekil 6.2’de verilmiştir.

Deney sonuçları ile elde edilen mikro epsilon ($\mu\epsilon$) değerleri, Hook kanunu göz önünde bulundurularak, denklem (6.1) ile Mpa birimine çevrilmiş ve hesaplanan değerler, 1. Yükleme pozisyonunda Çizelge 6.1, 2. Yükleme pozisyonunda Çizelge 6.2 ve 3. Yükleme pozisyonu için Çizelge 6.3’te verilmiştir.

$$\sigma = \frac{\mu\epsilon \times E}{10^6} \text{ (Mpa)} \quad (6.1)$$

Denklem (6.1)'deki $\mu\epsilon$, DaQ Esprees programında okunan mikro epsilon değeri, E ise elastisite modülüdür.



Şekil 6.2 NI CDAQ-9174 ve NI DaQ Express programı.

Çizelge 6.1 Yükleme Pozisyonu (1) gerilimölçer ile okunan gerilme değerleri (Mpa).

Q (kg)	Strain Gage (Kritik) Noktaları						
	(1A)	(2A)	(3A)	(2B)	(A)	(B)	(C)
100	8,601	1,993	5,664	0,818	1,678	2,622	1,888
200	17,623	4,93	10,49	1,783	5,245	4,511	1,993
300	26,224	6,818	15,105	1,993	7,867	7,028	2,832
410	35,874	8,601	20,758	3,53	11,76	10,50	3,99

Çizelge 6.2 Yükleme pozisyonu (2) gerilimölçer ile okunan gerilme değerleri (Mpa).

Q (kg)	Strain Gage (Kritik) Noktaları						
	(1A)	(2A)	(3A)	(2B)	(A)	(B)	(C)
100	1,469	2,832	0,734	0,944	1,049	2,203	0,21
200	1,993	5,035	1,049	1,678	2,413	3,357	0,279
300	2,203	6,713	1,573	3,776	2,832	4,511	0,315
410	3,881	9,65	1,783	5,027	4,829	4,83	0,42

Çizelge 6.3 Yükleme pozisyonu (3) gerilimölçer ile okunan gerilme değerleri (Mpa).

Q (kg)	Strain Gage (Kritik) Noktaları						
	(1A)	(2A)	(3A)	(2B)	(A)	(B)	(C)
100	2,203	0,734	7,553	0,315	0,944	1,573	1,678
200	4,301	2,518	14,266	0,839	2,203	3,462	3,042
300	12,692	3,881	21,713	1,259	3,357	5,769	4,091
410	28,322	4,196	27,797	2,832	4,83	7,14	4,41

6.2 DENEYEL SEHİM ÖLÇÜMLERİ

Sehim ölçümleri deneyi, sadece yükleme pozisyonu (1) ve yükleme pozisyonu (3) için yapılmıştır. Sehim ölçümleri kaldırılan her yük için 0,01 mm hassasiyetindeki komparatör ile ölçülmüştür. Ölçme işleminde kullanılan komparatör Şekil 6.3’de verilmiştir. Ölçme işleminde, komparatör desteği olarak teleskobik iskele kullanılmıştır.



Şekil 6.3 Ölçümlerde kullanılan komparatör.

Deformasyon ölçümlerinde, 1.Yüklemeye pozisyonunda (1A) gerilimölçerine deney esnasında yaklaşamaması sebebiyle, gerilimölçer noktasına en yakın noktadan, gerilimölçer noktasından (1A) Şekil 4.6'ya göre 635 mm sol taraftan ölçüm alınmıştır. Diğer ölçümler 2A ve 3A gerilimölçer noktalarından yapılmıştır. 3. Yüklemeye pozisyonu içinde deformasyon ölçümünde Şekil 4.6 (a)'da görülen 3A gerilimölçerine yaklaşamaması sebebiyle bu nokta hariç 1A ve 2A noktalarındaki deformasyonlar ölçülmüştür. Deneysel olarak ölçülen tüm deformasyonlar yüklemeye pozisyonu (1) için Çizelge 6.4'de ve yüklemeye pozisyonu (3) için Çizelge 6.5'de verilmiştir.

Çizelge 6.4 Yüklemeye pozisyonu (1) için komparatör ile ölçülen sehim değerleri (-mm).

Strain Gage (Kritik) Noktaları			
Q (kg)	(1A) Noktasından 635 mm	(3A)	(2A)
Sol Taraftaki Sehim			
100	0,75	0,55	0,40
200	1,55	1,05	0,65
300	2,2	1,75	1,25
410	2,9	2,10	1,35

Çizelge 6.5 Yüklemeye pozisyonu (3) için komparatör ile ölçülen sehim değerleri (-mm).

Strain Gage (Kritik) Noktaları			
Q (kg)	(1A)	(3A)	(2A)
100	0,52	-	0,17
200	1,30	-	0,35
300	1,95	-	0,55
410	2,70	-	0,80



BÖLÜM 7

SONUÇLAR

Ansys analiz sonuçları, teorik hesaplama ve deneysel çalışmalara göre ana kiriş üzerinde meydana gelen normal gerilmeler, yükleme durumlarına göre karşılaştırılmalı olarak Çizelge 7.1'de gösterilmektedir. Çizelge 7.1'e bakıldığında yükleme durumlarının en kritiği vinç arabasının yükleme pozisyonu (1)'de olduğu konumdur. Çünkü en yüksek gerilmeler üç farklı yöntem de de bu konumda meydana gelmektedir. Yükleme pozisyonu (1)'de (1A) noktasındaki gerilmeler, Ansys sonucuna göre 29,190 Mpa, teorik hesaplama göre 32,26 Mpa ve deneysel sonuçlara göre 35,874 Mpa'dır. Bu sonuçlar birbirleri ile uyum göstermektedir.

Çizelge 7.1 410 kg yükte ana kirişte meydana gelen gerilmeler (Mpa).

Vinç Arabası Pozisyonu	Strain Gage (Kritik) Noktaları								
	Ansys			Teorik Hesaplama			Deneysel Çalışmalar		
	(1A)	(2A)	(3A)	(1A)	(2A)	(3A)	(1A)	(2A)	(3A)
<i>Yükleme Pozisyonu (1)</i>	29,190	4,790	17,418	32,26	8,88	20,01	35,874	8,601	20,758
<i>Yükleme Pozisyonu (2)</i>	4,2142	8,7554	2,2133	3,59	13,52	2,35	3,881	9,65	1,783
<i>Yükleme Pozisyonu (3)</i>	16,1	1,873	23,445	18,35	3,85	26,04	28,322	4,196	27,797

Ansys sonuçları, teorik hesaplama ve deneysel çalışmalara göre kritik noktalardaki gerilme değerlerine bakıldığında, portal kren üzerinde en çok gerilmeye maruz kalan eleman portal kren ana kirişidir. Deneysel sonuçlara bakıldığında, yükleme pozisyonu (1) de ana kiriş üzerinde maksimum normal gerilme 35,874 Mpa iken bacalarda maksimum gerilme 11,76 Mpa (Çizelge 7.1), rayda meydana gelen maksimum gerilme ise 4,41 Mpa olarak yükleme pozisyonu (3)'de meydana gelmiştir.

Portal kren bacalarında meydana gelen gerilmeler 410 kg yükü portal kren için Çizelge 8.2'de karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Kren arabasının ana kiriş üzerindeki hareketi ((1), (3) ve (2).yükleme durumları) dikkate alındığında yük orta noktadan sol bacağa yaklaştığında (A) noktasında oluşan maksimum gerilme, (2B) noktasına kaydığı görülmüştür.

Bacaklarda oluşan, Çizelge 7.2’de verilen maksimum gerilmeler yine vinç arabasının yükleme pozisyonu (1) konumunda meydana gelmiştir.

Ansys analizi ile elde edilen, bacaklarda oluşan normal gerilmelere, Şekil 4.7 yükleme pozisyonu (1), Şekil 4.8 yükleme pozisyonu (2) ve Şekil 4.9 yükleme noktası (3)’e (2A, A ve B noktaları) bakıldığında, bacakların arabaya bakan tarafı basma gerilmesine maruz kalırken diğer tarafı çekme gerilmesi ile zorlanmaktadır. Bu gerilimlerden basma gerilmesi çekme gerilmesinden daha büyüktür.

Çizelge 7.2 410 kg yükte bacaklarda meydana gelen gerilmeler (Mpa).

Vinç Arabası Pozisyonu	Strain Gage (Kritik) Noktaları					
	Ansys			Deneysel Çalışmalar		
	(2B)	(A)	(B)	(2B)	(A)	(B)
<i>Yükleme Pozisyonu (1)</i>	2,316	11,303	11,295	3,53	11,76	10,50
<i>Yükleme Pozisyonu (3)</i>	1,253	8,287	9,879	2,832	4,83	7,14
<i>Yükleme Pozisyonu (2)</i>	6,01	4,589	2,667	5,027	4,829	4,83

Rayda (C) noktasında 410 kg yükleme ile deneysel olarak ölçülen gerilmeler Çizelge 7.3’de verilmiştir. Yükleme pozisyonu (1)’den yükleme pozisyonu (2)’ye hareketi düşünüldüğünde, yük raydan uzaklaştığında rayda meydana gelen gerilmenin azaldığı görülmüştür. Rayda oluşan gerilmeye bakıldığından rayın yük tarafında kalan kısmı çekmeye zorlanırken dış tarafı basma gerilmesine zorlanmaktadır (bkz. Şekil 4.10, 4.11 ve 4.12).

Çizelge 7.3 410 kg yükte rayda meydana gelen gerilmeler (Mpa).

Vinç Arabası Pozisyonu	Strain Gage (Kritik) Noktaları	
	Ansys	Deneysel Çalışmalar
	(C)	(C)
<i>Yükleme Pozisyonu (1)</i>	9,4982	3,99
<i>Yükleme Pozisyonu (3)</i>	7,2475	4,41
<i>Yükleme Pozisyonu (2)</i>	2,8426	0,42

Çizelge 7.4’de 410 kg ve 500 kg yüklü portal krende yükleme pozisyonu (1)’de ve Çizelge 7.5’de 410 kg ve 500 kg yüklü portal krende yükleme pozisyonu (3)’de meydana gelen sehimler karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. 410 kg yüklü ana kirişin orta noktasına (1A) noktasına en yakın yerden (635 mm sol taraf) üç farklı yöntem ile alınan veriler, Ansys’ de -2,094 mm, teorik

hesaplamalarda -2,351 mm ve deneysel çalışmada -2,9 mm şeklindedir. Ansys, teorik hesaplar ve deneysel sonuçlar birbiri ile uyum göstermektedir. 500 kg da deneysel veri mevcut değildir.

Çizelge 7.4 yükleme pozisyonu (1)'de ve Çizelge 7.4 yükleme pozisyonu (3)'de, Ansys ve teorik hesaplar sonucu elde edilen sehim sonuçlarına baktığımızda 500 kg yüklü ana kirişteki en yüksek sehim değerleri, vinç arabasının yükleme pozisyonu (1)'deki konumunda ana kirişin ortasında meydana gelmiştir. 410 kg yüklü ana kirişte üç farklı yöntemle elde edilen sehim değerleri de bunu desteklemektedir.

Çizelge 7.5 Yükleme pozisyonu (1) karşılaştırılmalı sehim değerleri (-mm).

Vinç Arabası Pozisyonu ve Hesaplama Yöntemi	Strain Gage (Kritik) Noktaları								
	(1A) Noktasından 635 mm Sol Taraftaki Sehım		(3A)		(2A)		Ana Kirişte Oluşan Maksimum Sehım		
	410 kg	500 kg	410 kg	500 kg	410 kg	500 kg	410 kg	500 kg	
<i>Yükleme Pozisyonu (1)</i>	Ansys	2,094	2,510	1,879	2,292	0,792	0,966	2,395	2,922
	Teorik	2,351	2,867	2,104	2,565	0,984	1,200	2,715	3,311
	Deney	2,9	-	2,10	-	1,35	-	-	-

Çizelge 7.6 Yükleme pozisyonu (3), karşılaştırılmalı sehim değerleri (-mm).

Vinç Arabası Pozisyonu ve Hesaplama Yöntemi	Strain Gage (Kritik) Noktaları							
	(1A)		(3A)		(2A)		Ana Kirişte Oluşan Maksimum Sehım	
	410 kg	500 kg	-	410 kg	500 kg	410 kg	500 kg	
<i>Yükleme Pozisyonu (3)</i>	Ansys	1,74	2,122	-	0,51	0,622	1,775	2,164
	Teorik	1,99	2,426	-	0,69	0,841	2,03	2,475
	Deney	2,70	-	-	0,80	-	-	-

ISO 22986 standardına göre izin verilen maksimum sehim değeri denklem $L/1000$ ile hesaplanan güvenli sehim miktarı 4 mm'dir. 500 kg yüklü ana kirişte Ansys ve teorik hesaplamalar ile elde edilen sehim sonuçları sırasıyla, -2,922 mm ve -3,311'dir. Dolayısıyla bu iki değerde -4 mm küçüktür yani portal krende meydana gelen maksimum sehim güvenlik sınırları içerisindedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Erdil A. B** (2007) Portal Krenlerin Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 126 s.
- [2] **Erdöl T** (2007) Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Portal Vinç Tasarımı, Analizi Ve Kutu Kiriş En İyilemesi. Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik Ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Tasarım Ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Gebze, 154 s.
- [3] **Sürmen H. K** (2008) 2x250 Ton Portal Kren Konstrüksiyonunun Modellenmesi Ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 168 s.
- [4] **Taşkın T** (2009) Tersane Krenlerinde Kullanılan Elemanların Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modellenmesi Ve Gerilme Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 205 s.
- [5] **Erken B** (2009) Kafes Kirişli Portal Kren Ana Kirişinin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modellenmesi Ve Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 183 s.
- [6] **Mete S** (2010) Tersanelerde Kullanılan Portal Krenlerin Tasarım Kriterlerinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı İstanbul, 217 s.
- [7] **Han D. S, Yoo S. Wa, Yoon H. S, Kim M. H, Kim S. H and Lee J. M** (2011) Coupling analysis of finite element and finite volume method for the design and construction of FPSO Crane. Automation in Gas Truction 20, 368 – 379.
doi:10.1016/j.autcon.2010.11.007
- [8] **Alkan H. O** (2009) 2x160 Ton Portal Krenin Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 138 s.
- [9] **Akgün G** (2013) 2x400 Ton Portal Kren Tasarımı Ve Sayısal Yöntemle Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 117 s.
- [10] **Bige B** (2014) 2x400 Ton Kapasiteli Kafes Ana Kirişli Portal Kren Tasarımı Ve Analizi Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 147 s.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [11] **Liu P. F, Xing L. J, Liu Y. L and Zheng J. Y** (2014) Strength Analysis and Optimal Design for Main Girder of Double- Trolley Overhead Traveling Crane Using Finite Element Method. *Journal of Failure Analysis and Prevention* 4:76–86 DOI 10.1007/s11668-013-9767-1
- [12] **Kulka J, Mantic M, Fedorko G and Molnar V** (2016) Analysis of crane track degradation due to operation. *Engineering Failure Analysis* 59. 384–395 <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.009>
- [13] **Sowa L, Kwiaton P,** (2016) Numerical analysis of stress fields generated in the gantry crane beam. *Procedia Engineering* 177, 218 – 224. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.192
- [14] **Types of Crane** (29.08.2017) Adres:
https://www.designingbuildings.co.uk/wiki/Types_of_crane
- [15] **Motorlu Araçlar Teknolojisi, Vinçler** (2011) Adres:
http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Vin%C3%A7ler.pdf
- [16] **Part 6 Cranes, Hoists and Lifting Devices** (t.y.)
https://work.alberta.ca/documents/WHS-LEG_ohsc_p06.pdf
- [17] **Oden J. T** (2010), Finite Element Method. *Scholarpedia*, doi:10.4249/scholarpedia.9836
- [18] **Güler M. S ve Şen S** (2015) Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Genel Bilgiler, Ordu Üniversitesi Bilgi Teknoloji Dergisi Cilt:5, Sayı:1, 2015,56-66/*Ordu Univ. J. Sci. Tech. Vol:5, No:1,2015,56-66*
- [19] **F.E.M-Section 1, 3rd edition revised** (1998) Heavy Lifting Appliances, Federation Europeenne De La Manutention, France and Germany.
- [20] **Suner, F** (1981) Lifting and Transfer Machines, Crane bridges, 3rd volume, Istanbul, page 49

ÖZGEÇMİŞ

Hakan GELEN 1993’de Zonguldak’ta doğdu. İlköğrenimini Gökçebey Atatürk İlköğretim Okulunda tamamladı. Gökçebey Çok Programlı Lisesinden mezun olduktan sonra 2011 yılında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Raylı Sistemler Mühendisliğine başladı. 2016 mezun oldu. 2016 yılında başladığı yüksek lisans programını Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda ve ayrıca Bülent Ecevit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde ikinci lisansını sürdürmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Terakki Mahallesi Yunak Sok.
Yavuz Apt. A Blok No
12. Daire No:10 Merkez/ZONGULDAK

Tel : (544) 253 85 87

E-posta : gln.hkn@gmail.com