

**OKLU KREN TASARIMI
VE SONLU ELEMANLAR METODUYLA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Onur TAV

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrol Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi İsmail GERDEMELİ

Haziran 2018

**OKLU KREN TASARIMI
VE SONLU ELEMANLAR METODUYLA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Onur TAV
(503101608)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrol Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi İsmail GERDEMELİ

Haziran 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101608 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Onur TAV, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “OKLU KREN TASARIMI VE SONLU ELEMENLAR METODUYLA ANALİZİ” başlıklı tezini aşağıdaki imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi İsmail GERDEMELİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Serpil Kurt HABİBOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT
Yıldız Teknik Üniversitesi

.....

Teslim Tarihi : **3 Mayıs 2018**
Savunma Tarihi : **6 Haziran 2018**





Aileme,



ÖNSÖZ

Sonlu elemanlar metoduyla analiz, yapıların çeşitli fiziksel davranışlarını anlamada sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Tasarım aşamalarında zaman ve maddi kazançlar sağlanmasında simülasyon temelli sistemlerin kullanılmasının büyük avantajları bulunmaktadır.

Bu çalışmada oklu kren tasarımı gerçekleştirilerek, katı geometrik modeli oluşturulan yapının analitik hesaplamaları ilgili standartlardan faydalanılarak yapılmıştır. Sonlu elemanlar metoduyla çeşitli yapısal analizler yapılmıştır. Sonrasında, simülasyonların doğrulaması amacıyla çeşitli metodlar kullanılmıştır. Sonlu elemanlar sonuçları ile doğrulama amacıyla yapılan analizlerin sonuçları arasındaki sapmalar düşük değerlerde elde edilmiştir. Bu metodların doğrulama amacıyla tasarımda kullanılmasının uygunluğu görülmüştür. Sonlu elemanlar metoduyla yapılan çeşitli analiz sonuçları, metodun tasarım bakımından güvenli ve zaman açısından da kazançlı olduğunu göstermektedir.

Tez çalışmada bana danışmanlık yapan, çalışmam boyunca destek olan ve yol gösteren saygıdeğer hocam Dr. Öğr. Üyesi İsmail GERDEMELİ'ye teşekkür ederim.

Son olarak, bana her zaman destek olan anneme, babama ve çalışmam sırasında bana anlayışla yaklaşan sevgili eşime teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2018

Onur TAV
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR.....	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
2. KRENLER	5
2.1 Köprülü Krenler.....	6
2.2 Portal Krenler	6
2.3 Oklu Krenler	7
3. OKLU KREN VE TEKNİK ÖZELLİKLERİ	9
3.1 Oklu Kreni Oluşturan Parçalar	9
3.1.1 Kren yürütme sistemi	9
3.1.2 Gergi kirişi.....	10
3.1.3 Portal üst kirişi.....	10
3.1.4 Silindirik gövde	11
3.1.5 Döner platform	12
3.1.6 Ok Parçası.....	13
3.2 Oklu Krenin Teknik Özellikleri.....	14
4. KRENİN SINIFLANDIRILMASI VE KREN HESAPLARI.....	15
4.1 Krenin FEM Standartları Doğrultusunda Sınıflandırılması.....	15
4.2 DIN Standartlarına Göre İşletme Grupları	16
4.3 İşletme Gruplarının FEM ve DIN Standartlarına Göre Karşılaştırılması.....	16
4.4 Kren Hesaplamalarında Kullanılan Katsayılar	16
4.4.1 "Z _p " Minimum Güvenlik Katsayısı	16
4.4.2 "γ _c " Yükseltme Katsayısı	17
4.4.3 "ψ" Kaldırma Yüğü Katsayısı	17
4.4.4 Halat Tambur ve Makara Katsayıları	18
4.5 Kren Hesapları.....	18
4.5.1 Statik Denge Kontrolü.....	18
4.5.2 Kaldırma Halatı Seçimi	20
4.5.3 Kaldırma Motor Gücü Hesabı	21
4.5.4 Vento Halatı Seçimi.....	22
4.5.5 Vento Motor Gücü Hesabı	24

4.5.6 Kren Yürütme Tekerleklerinin Çapları.....	25
5. EULER-BERNOULLI KIRIŞ TEORİSİ, RAYLEIGH-RITZ, RAYLEIGH METODLARI	27
5.1 Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi	27
5.2 Rayleigh-Ritz Metodu ve Minimum Potansiyel Enerji Prensibi ile Kirişin Sehim Çözümü	30
5.3 Rayleigh Metoduyla Kirişin İlk Doğal Frekansının Elde Edilmesi.....	32
6. SONLU ELEMENLAR METODU YAZILIMI : ANSYS	33
7. OKLU KRENİN RAYLEIGH-RITZ METODU VE SONLU ELEMEN- LAR METODUYLA ÇÖZÜMLERİ.....	39
7.1 Ok'un Çözümleri	39
7.1.1 Ok'un Geometrik Modelinin Oluşturulması	39
7.1.2 Zati Ağırlık Sebebiyle Oluşan Sehimin Rayleigh-Ritz Metoduyla Çözümü.....	40
7.1.3 Zati Ağırlık Sebebiyle Oluşan Gerilmenin Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi ile Çözümü	42
7.1.4 Zati Ağırlık Sebebiyle Oluşan Sehimin ve Gerilmenin Sonlu Elemanlar Metoduyla Çözümü.....	43
7.1.5 Ok 60 m'de İken İvmelenme veya Fren Tesiri, Rüzgar Tesiri ve Tesirlerin Oluşturduğu Kuvvetler	45
7.1.6 Yükler Sebebiyle Oluşan Sehimin Rayleigh-Ritz Metoduyla Çözümü .	47
7.1.7 Yükler Sebebiyle Oluşan Gerilmenin Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi ile Çözümü.....	48
7.1.8 Yükler Sebebiyle Oluşan Sehimin ve Gerilmenin Sonlu Elemanlar Metoduyla Çözümü	49
7.2 Taşıyıcı Gövdenin Sonlu Elemanlar Metoduyla Analizi	51
7.2.1 Taşıyıcı Gövde Geometrik Modeli	51
7.2.2 Taşıyıcı Gövde Sehim ve Gerilme Analizi	52
8. TİTREŞİM ANALİZİ	55
8.1 Rayleigh Metoduyla Ok Parçasının İlk Doğal Frekansının Çözümü	55
8.2 Ok Parçasının Sonlu Elemanlar Metoduyla Modal Analizi	57
8.3 Ok Parçasının Sonlu Elemanlar Metoduyla Harmonik Analizi.....	58
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	63
KAYNAKLAR.....	67
EKLER	69
EK 1	71
EK 2.....	73
EK 3.....	75
ÖZGEÇMİŞ	77

KISALTMALAR

S.E.M	: Sonlu Elemanlar Metodu
DIN	: Deutsches Institut für Normung
FEM	: Federation Européenne de la Manutention
CAD	: Computer Aided Design
FRF	: Frequency Response Function





SEMBOLLER

Z_p	: Minimum güvenlik katsayısı
γ_c	: Yükseltme katsayısı
ψ	: Kaldırma yükü katsayısı
h_1	: Halat, tambur ve makara katsayıları
M	: Moment [kgm], [Nm]
Q	: Kanca ve halat donanım yükü [kg]
S'	: Halata gelen maksimum çekme kuvveti [kgf]
c'	: Tel halat çapı hesabındaki katsayı [$\text{mm} \sqrt{\text{kgf}}$]
d	: Çap [mm]
N	: Motor gücü [kw]
V_k, V_d	: Hız [m/dk]
η	: Verim
z	: Taşıyıcı halat sayısı
S_1, S_2	: Vento halat yükleri [kg]
G_{ok}	: Ok parçası yükü [kg]
l_v	: Tambura sarılan vento halatı boyu [m]
R	: Tekerleğe gelen ortalama yük [kg]
C_1	: Malzeme katsayısı
C_2	: Devir katsayısı
C_3	: Çalışma süresi katsayısı
R_o	: Karakteristik teker yükü [daN]
$u(x,y)$	: Şekil değişimi fonksiyonu
$v(x)$	: Sehım eğrisi yaklaşım fonksiyonu
$u_o(x)$	: Nötr eksen boyunca x yönündeki şekil değişimi
Θ	: Kiriş eğimi
$\varepsilon, \varepsilon_{xx}, \varepsilon_o$	: Gerinim
$\sigma, \sigma_{xx}, \sigma_m$	: Gerilme [MPa]
P	: Kesitteki eksenel kuvvet [N]
I, I_1, I_2, I_3, I_4	: Atalet momenti, Atalet momentleri [m^4]
$p(x), p_o$	: Yayılı yük fonksiyonu, yayılı yük
V_y	: Kesitteki yük
y	: Nötr eksene mesafe [m]
$U, U_T, U_1, U_2, U_3, U_4$	: Gerinim enerjisi [Nm]
Γ	: Harici kuvvetler potansiyel enerjisi [Nm]
Π	: Toplam potansiyel enerji [Nm]
N_F, N_C	: Kirişteki kuvvetlerin, momentlerin sayısı
C_i	: Kirişe etkiyen momentler
F_i	: Kirişe etkiyen kuvvetler ya da ivmelenme kuvveti [N]
c_1, c_2, c_n	: Yaklaşım fonksiyonu katsayıları

L, L1, L2, L3	: Kiriş uzunluğu, kirişlerin mesafeleri [m]
ω_n, ω_1	: Doğal frekans [Radyan], [Hz]
A, A1, A2, A3, A4	: Kirişlerin kesit alanları [m^2]
g	: Yerçekimi ivmesi [m/sn^2]
γ	: Özağırlık [N/m^3]
T	: Kinetik enerji ifadesi
b1, b2, b3, b11 b22, b33	: Kiriş ölçüleri [m]
h_{e1}, h_{e11} h_{e2}, h_{e22} h_{e3}, h_{e33}	: Kiriş ölçüleri [m]
D_o, D_i	: Kiriş çap ölçüleri [m]
C	: Yaklaşım fonksiyonu katsayısı
d_{ok}	: Ok parçası yoğunluğu [Kg/m^3]
V_{ok}	: Ok parçası hacmi [m^3]
W	: Ok parçası ağırlığı [N]
t, t_d	: Zaman [sn]
a₁, a₂, a_r	: İvmeler [m/sn^2]
m_y	: Kapasite yükü [kg]
F_y	: Yükün ivmelenmesi ile kuvvet [N]
F_r	: Ok parçasına etkiyen rüzgar kuvveti [N]
F_{yr}	: Yüke etkiyen rüzgar kuvveti [N]

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1: Oklu krenin teknik özellikleri	14
Çizelge 4.1: FEM standartlarına göre sınıflandırma.....	15
Çizelge 4.2: İşletme Grupları. [2].....	16
Çizelge 4.3: İşletme grupları.	16
Çizelge 4.4: Z_p Değerleri.....	17
Çizelge 4.5: Yükseltme Katsayıları. [2]	17
Çizelge 4.6: h_1 Katsayıları.....	18
Çizelge 9.1: Maksimum Sonuçlar ve Sapma Değerleri.....	64



ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 : Oklu kren modeli.....	2
Şekil 2.1 : Köprülü kren.[3]	6
Şekil 2.2 : Portal kren şeması.[2]	6
Şekil 2.3 : Oklu kren şeması.[2].....	7
Şekil 2.4 : Oklu-döner kren uygulamaları.[2]	8
Şekil 3.1 : Boji grupları.....	9
Şekil 3.2 : Denge kirişi.....	9
Şekil 3.3 : Gergi kirişi.....	10
Şekil 3.4 : Portal üst kirişi.....	10
Şekil 3.5 : Silindirik gövde.....	11
Şekil 3.6 : Oklu kren portal kısım yandan görünüş.....	11
Şekil 3.7 : Oklu kren portal kısım önden görünüş.....	12
Şekil 3.8 : Döner platform.....	12
Şekil 3.9 : Denge kirişi.....	13
Şekil 3.10 : Ok'un genel görünümü.....	14
Şekil 4.1 : Kaldırma yükü katsayısı. [2]	17
Şekil 4.2 : Statik denge kontrolü.....	19
Şekil 4.3 : Vento halatları.....	22
Şekil 4.4 : Vento halatı boyunun değişimi.....	23
Şekil 5.1 : Euler-Bernoulli Kiriş. [5]	27
Şekil 5.2 : Euler-Bernoulli Kiriş. [5]	27
Şekil 5.3 : Çeşitli yükler etkisinde kiriş ve sonsuz küçük kiriş kesitinde denge ifadeleri. [5].....	29
Şekil 6.1 : Ansys çalışma ekranı.....	34
Şekil 6.2 : Analiz tipi belirleme.....	34
Şekil 6.3 : Malzeme seçimi.....	35
Şekil 6.4 : CATIA programında oluşturulan model.....	35
Şekil 6.5 : Modelin ANSYS programına aktarılması.....	36
Şekil 6.6 : Sonlu elemanlar yöntemi analizi çalışma ekranı.....	36
Şekil 6.7 : Sonlu elemanlar ağ yapısı oluşturma.....	36
Şekil 6.8 : Sınır koşulları.....	37
Şekil 6.9 : Von-Mises gerilme sonucu.....	37
Şekil 7.1 : Ok'un geometrik modeli.....	39
Şekil 7.2 : Mesh detayı.....	43
Şekil 7.3 : Sınır koşulları ve yük.....	43
Şekil 7.4 : S.E.M eksenlerinin oryantasyonu.....	44
Şekil 7.5 : Şehim sonucu.....	44

Şekil 7.6	: Eşdeğer gerilme sonucu.....	44
Şekil 7.7	: İvmelenme veya fren etkileri.	45
Şekil 7.8	: Sınır koşulları ve yükler.....	49
Şekil 7.9	: Sehim sonucu.....	50
Şekil 7.10	: Eşdeğer gerilme sonucu.....	50
Şekil 7.11	: Vento halatı, diğer sınır koşullar ve yükler.	50
Şekil 7.12	: Sehim sonucu.....	51
Şekil 7.13	: Vento halatıyla eşdeğer gerilme sonucu.	51
Şekil 7.14	: Taşıyıcı gövde geometrik modeli.	52
Şekil 7.15	: Taşıyıcı gövde mesh yapısı.....	52
Şekil 7.16	: Yükler ve sınır koşulu.....	53
Şekil 7.17	: Eşdeğer gerilme.	53
Şekil 7.18	: Sehim analizi sonucu.	53
Şekil 8.1	: Modal analiz için sınır koşulları.	57
Şekil 8.2	: Doğal frekanslar.....	57
Şekil 8.3	: 0-5 Hz aralığında frekans cevabı.	58
Şekil 8.4	: 0-5 Hz aralığında faz açısı.	58
Şekil 8.5	: 0-20 Hz aralığında frekans cevabı.	58
Şekil 8.6	: Birinci düşey eğilme modu.....	59
Şekil 8.7	: Birinci yanal eğilme modu.	59
Şekil 8.8	: İkinci düşey eğilme modu.....	59
Şekil 8.9	: Üçüncü düşey eğilme modu.	60
Şekil 8.10	: İkinci yanal eğilme modu	60
Şekil 8.11	: Dördüncü düşey eğilme modu.....	60
Şekil 8.12	: Burulma modu.	61
Şekil 8.13	: Üçüncü yanal eğilme modu	61
Şekil 8.14	: Dördüncü yanal eğilme modu.....	61
Şekil 8.15	: Beşinci düşey eğilme modu.....	62
Şekil 8.16	: Uzama modu.....	62
Şekil 8.17	: Beşinci yanal eğilme modu.....	62
Şekil 9.1	: Zati ağırlık sehim sonuçları.	63
Şekil 9.2	: Yükler etkisinde sehim sonuçları.	64
Şekil 9.3	: 0-20 Hz aralığında frekans cevabı.	65
Şekil 9.4	: Proje şeması.....	66

OKLU KREN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR METODUYLA ANALİZİ

ÖZET

Yük kaldırma ve taşıma işlerini yerine getiren makinalardan olan krenler, ağır endüstride, limanlarda, tersanelerde, depolarda kullanım alanı bulmaktadırlar. Kren çeşitlerinden en çok karşılaşılanlar köprülü krenler, portal krenler, oklu krenler ve mobil krenlerdir.

Kren tasarımı yaparken, krene etkiyen çeşitli yükler dikkate alınmalıdır. Taşınacak yükün ağırlığı, krenin zati ağırlığı, hareketten doğan dinamik yükler ve rüzgar yükleri kren yükleri olarak sıralanabilir. Bu yüklerin tesirlerinden başka, yapının titreşim etkilerine göre analizinin yapılması da uygun bir tasarım açısından gereklidir. Analizler, kısa süreler zarfında en uygun sonuçlara ulaşmak amacıyla sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılabilmektedir.

Tez çalışmasında, limanlar ve tersanelerde çeşitli malları kaldırmak ve taşımak amacıyla kullanılan oklu kren tasarımı yapılmıştır. Tasarımı yapılan 60 m. x 50 ton kapasiteli kren, raylar üzerinde hareket edebilmekte ve döner platforma bağlı ok parçası vasıtasıyla çeşitli malları istenen yere taşıyabilmektedir.

Çalışmada öncelikli olarak, kren ve kren çeşitleri hakkında genel bilgiler verilmiştir. Sonrasında, krenin çeşitli tasarım adımları ile nihai halini alan kren geometrik modeli oluşturulmuş, bu modeli oluşturan parçalar tanımlanmış ve tasarımla ilgili hususlar aktarılmıştır. Bu kısımları takiben, FEM ve DIN standartlarına göre kren sınıflandırılması yapılmış, kren tasarımı ile ilgili analitik hesaplamalar irdelenerek gerekli değişiklikler gerçekleştirilmiştir. Kren denge hesapları, kren parçalarının boyutlandırılması, gerekli seçili motor güçlerinin hesapları, halatların seçimi için yapılan hesaplar analitik hesaplamaları oluşturmaktadır.

S.E.M ile tasarımı yapılan kren, bu metodla elde edilen sonuçların doğrulamalarının yapılması gerekmektedir. Bu sebeple, kren sehim sonuçlarının, gerilme analizi sonuçlarıyla birlikte Rayleigh-Ritz metodu ve Euler-Bernoulli kiriş teorisi vasıtasıyla da eldeleri sağlanabilmektedir. Ayrıca, Rayleigh metodu sayesinde yapının ilk doğal frekansının eldesi karmaşık olmayan çalışmayla ortaya konabilmektedir. Beşinci bölümde, teorik açıdan yukarıda bahsi geçen konuların bilgileri ve prosedür adımları aktarılmıştır. İlerleyen bölümde ise S.E.M yazılım paketi ANSY hakkında bilgiler verilmiş ve basit geometride bir kirişin S.E.M ile çözümü ve Euler-Bernoulli kiriş teorisi vasıtasıyla da doğrulama çalışması yapılmıştır.

Yedinci bölümde, değişken kesitli parçalardan oluşan ok parçasının, zati ağırlıktan ve yükler altındayken analizleri gerçekleştirilmiştir. Ok parçasının Rayleigh-Ritz metoduyla sehim ve Euler-Bernoulli kiriş teorisi yardımıyla sehim ve gerilmeleri elde edilmiştir. İlgili sınır koşullarında ve yüklerde S.E.M analizi yürütülmüş ve ok parçası için sonuçlar bulunmuştur. Sonrasında, taşıyıcı gövdenin S.E.M analizleri yine sınır koşulları ve yükler etkisinde gerçekleştirilerek bölüm tamamlanmıştır.

Sekizinci bölümde, titreşim analizleri irdelenmiştir. S.E.M ile yapılan ok parçasının modal analizinin doğrulaması ise Rayleigh metoduyla yapının ilk doğal frekansının eldesi ile sağlanmıştır. İlk doğal frekansa karşılık gelen titreşim modu eğilme modudur ve bu modun titreşim analizi açısından en önemli mod olduğu anlaşılmaktadır. S.E.M modal analiz ile ilk on iki modun doğal frekansları ve bu doğal frekanslardaki mod şekilleri elde edilmiştir. Modal analizi takiben harmonik analiz yapılarak, yapının frekans cevabı fonksiyonu bulunmuştur.

Son bölümde, sonuçlar yorumlanmış ve bazı önerilerde bulunulmuştur. Rayleigh-Ritz, Rayleigh metodlarıyla bulunana sonuçlar S.E.M sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. S.E.M sonuçlarından sapmalar verilmiş ve görülmüştür ki doğrulama amacıyla kullanılan metodlar iyi yaklaşımlıkla sonuç vermektedirler. Yapılan çalışmaların tasarım ile ilgili sonuçları aktarılmış ve tasarım için yapılan seçimlerden söz edilmiştir. Çalışma neticesinde elde edilen veriler göstermektedir ki; S.E.M sonuçlarını doğrulamak amacıyla Rayleigh-Ritz ve Rayleigh metodlarının kullanılması uygundur. S.E.M analizleri ile tasarım yapılması, hem zaman kazanımı hem de bazı tasarım unsurlarının daha kolay tespit edilmesini sağlamaktadır. Bu sebeplerden ötürü, sonlu elemanlar metodunun pratik ve güvenilir bir tasarım aracı olduğu anlaşılmaktadır.

BOOM CRANE DESIGN AND ANALYSIS OF CRANE WITH FINITE ELEMENT METHOD

SUMMARY

Cranes are the machines that have duties at heavy industry, ship ports, shipyards and warehouses, these machines can lift and carry goods. Most remarkable crane types are bridge crane, portal crane, boom crane and mobile crane and these crane types take important place in machine industry. From perspective of safety, importance of crane design arise. Under various loads and hard working conditions of crane must be considered firstly in design step.

When designing crane, various loads that effects crane should be considered. These loads are mainly, weight of goods that will be carried, crane self weight, dynamic loads that rised from motion, wind loads and these loads should be considered to make proper crane design. Force and moment effects are important at the design stage however these loads are not enough for satisfactory crane design. In addition to these loads, vibrational effects are also should be considered and analyses should be made.

Making analyses in short terms with optimal design result is the goal to achieve with "Finite Element Method". In this thesis work, boom crane design is made, designed crane will be capable of carry and lift loads, goods at ship ports and shipyards. Crane that is designed with the capacity of 60 m x 50 tonne, can move on the rails with aid of boom part that is connected to platform, can lift and carry various goods and loads.

Firstly, crane definition and crane types have explained and general informations have given in the thesis. Afterwards, crane geometric model has designed, model is reached to its last design condition after repeated design steps. Parts that form geometric model assembly has explained and concerns that are related to design has given. CATIA software used in forming geometric model of crane. This CAD software is a good tool for CAD modelling and also output of design could easily imported by various simulation packages.

In the following sections, crane classification has made according to FEM and DIN standarts and analytical calculations has made which are related with crane design. Analytical calculations in design of crane are consist of crane equilibrium calculation, crane parts sizing, choosen motor power calculations and lifting ropes selection calculations. FEM and DIN standarts give information about using coefficients in design step. Also, some design related graphics and schematics given in these standarts. These coefficients, graphics and schematics that are related with crane classification is explained and used especially in analytical calculations. By obtained results of analytical calculations, design of crane adjusted for optimal design.

"Finite Element Method" results are validated with Rayleigh-Ritz, Rayleigh methods and with Euler Bernoulli beam theory. Theoretically, these methods explained with derivations and principles they rely on. Rayleigh-Ritz method procedures give deflection of beams, Rayleigh method gives first natural frequency of beam without complex mathematical operations. Euler-Bernoulli beam theory is helpful when finding stress values.

In the following chapter, some information about "Finite Element Method" software ANSYS has given. ANSYS software application fields and modular structure of the software explained. Following section of this chapter is focused on simple beam solution with "Finite Element Method" and solution validated with Euler-Bernoulli theory. Simple model solution steps showed in detail and results indicate validation of simulation with theory.

At chapter seven, boom which is made of different cross sectioned parts solved with Rayleigh-Ritz method for deflection. By using MATLAB software, matlab code for solving Rayleigh-Ritz beam problems have written. MATLAB software is good tool for computing mathematical problems. It is used for solving validation problems in short terms while it is a big advantage in design process. Also, using computing software is valuable for making calculations more easily. Codes are given in Appendix of the thesis. Two main loading condition has considered in Rayleigh-Ritz method analyses. These are self weight analysis of boom part and analysis of boom when effected with various loads. Boundary conditions and loading conditions are defined and solved with given procedures with help of MATLAB codes.

Following sections are crane finite element solutions of loading cases that are told previously. Also, boundary condition for vento rope is applied to the structure and results are found with small deviation to previous ones and this shows that both boundary conditions could be used for analysis. Last part of this chapter ends with portal assembly stress and total deformation analyses of the crane with boundary conditions and loading case by using "Finite Element Method" software package. Good mesh structure formed for the assembly analyses and boundary conditions with loads carefully entered to software. Results are obtained and showed that parts designed are suitable for strength point of view.

Result are validated with Rayleigh-Ritz method , Rayleigh method and with help of Euler-Bernoulli beam theory. Safe and good optimization of structure achieved with using these analysis methods and "Finite Element Method".

At chapter eight, vibration analyses took place and structural vibration effects are investigated. Modal analysis with "Finite Element Method" validation has made with Rayleigh method. First natural frequency of boom part is achieved without complex operations using Rayleigh method. First twelve mod shapes with natural frequencies solved with "Finite Element Method" modal analysis. Rayleigh method result didnt showed too much deviation from "Finite Element Method" modal analysis result. After this section, harmonic analysis has made with ANSYS and "Frequency Response Function" results are obtained.

"Frequency Response Function" results shows that first mode which is first bending mode is important and gives relatively bigger amplitude than other modes. In modal analysis mesh structure also formed and boundary conditions applied with setting maximum modes to find property and analysis solved. In harmonic analysis, modal analysis setup is used and with defining harmonic force and by setting frequency range, analysis prepared for solving. Following solutions of two analysis, results obtained for vibrational analysis of the structure.

At last chapter, results showed and discussed. Boom part solution plots which are Rayleigh-Ritz solution and "Finite Element Method" solution are given. From plots it is seen that deviation from Rayleigh-Ritz method solution to "Finite Element Solution" is at acceptable values. All results are given in a table and also close deviation values from both loading condition shows the consistency of the analyses. It is seen that Self weight loading condition show better approximation. For vibration analyses, deviation from computed first natural frequency to "Finite Element Method" is not a higher value. Natural frequency of other modes could be obtained in the future works with use of Rayleigh-Ritz method and also deviations from frequency results will be reduced. Harmonic analysis results show 0-20 Hz vibrational effects are also concluded and discussed in this chapter. Mod shapes consist of bending modes, which are for horizontal and vertical bending, torsional mode and elongation mode. It is seen that most dominant modes are for bending. As demonstrated, "Finite Element Method" and other methods for validation of the simulation, result deviations are in expected range so we can say that "Finite Element Method" results are consistent. Methods for using validation of structure also gives inner understanding of the system. Also, good approximations of methods for validation shows that these methods are valuable for design steps. Changes and actions taken that made for optimal design results are discussed and works done about this subject explained.

Thesis results and datas showed that "Finite Element Method" is a efficient, reliable tool for structural analysis of systems such as crane systems. Also, making fast optimization of design steps is another advantage of using "Finite Element Method". However "Finite Element Method" results should be validated for consistency of analyses. In this thesis, Rayleigh-Ritz, Rayleigh and with help of Euler-Bernoulli theory explained and problems solved with these methods. Approximation of the solutions show that methods are good tools for validation and can be used with "Finite Element Method".

Crane design thesis work revealed that using simulation based design with validation gives good results. For safety of the design, some aspects should be considered. Standarts about system regulations are also important should be carefully inspected. Use of simulations took important place however some analytical calculations also still remain important because of this aspect strength, materials knowledge, mechanical theories and other design related knowledge is very valuable. In heavy industry these systems will be improved and optimum results will be obtained. In future works, crane design will be improved and valuable design informations will be demonstrated regarding to design and application. Also, it is seen from literature that crane design related with mechatronics, control theory aspects are important and will be investigated for future works.



1. GİRİŞ

Bir malzeme, mal veya ürünün bir yerden başka bir yere taşınması “endüstriyel taşıma” olarak adlandırılır. Bu taşıma fonksiyonu “kaldırma ve taşıma makinaları” olarak tanımlanan “transport makinaları” ile sağlanmaktadır. [1]

Transport makinalarının çalışma prensipleri, tasarımları ile taşınan maddelerin fiziksel ve kimyasal özellikleri çok çeşitlilik göstermektedir. Bu yüzden transport makinalarının genel bir sınıflandırma altında incelenmesi zorlaşmaktadır. Ancak transport makinaları, çalışma prensipleri düşünülerek "sürekli taşıyıcılar" ve "kesikli taşıyıcılar" olarak sınıflandırılmaktadırlar. Sürekli taşıyıcılar konveyör olarak bilinmekte iken kesikli taşıyıcılar ise kaldırma makinaları şeklinde belirtilmektedir.

Kaldırma makinaları; vinçler,krenler,krikolar,palangalar,asansörler ve istif makinaları şeklinde altı gruba ayrılmıştır.

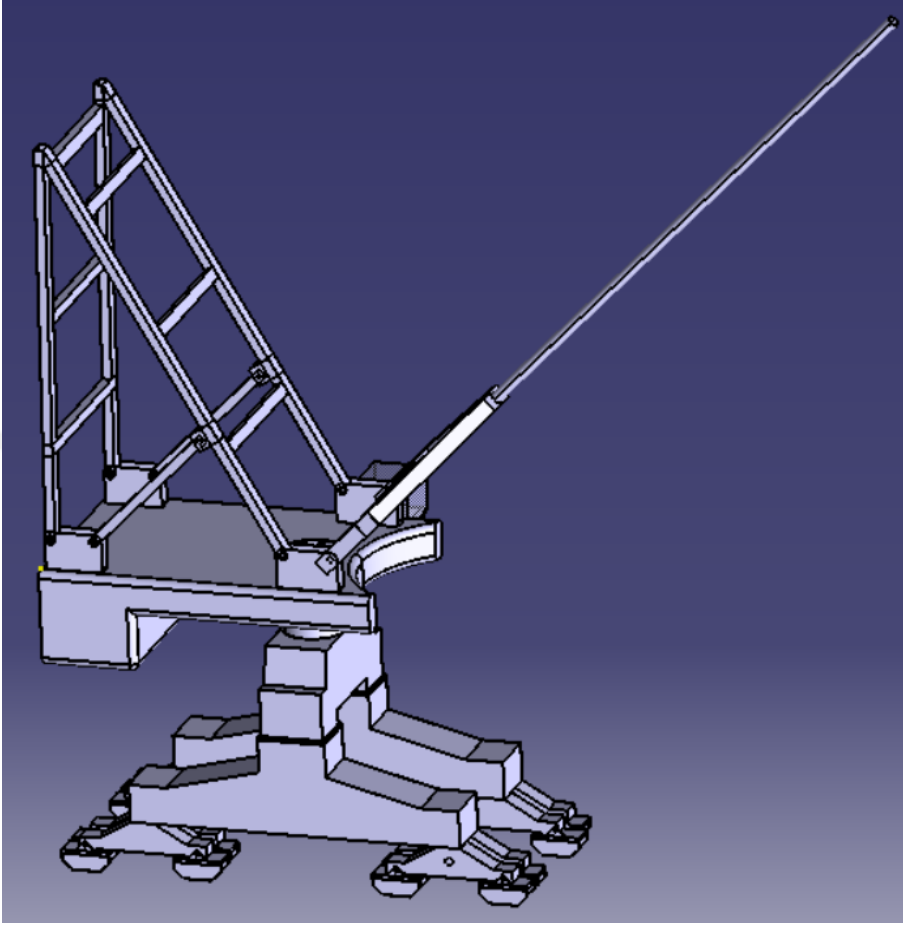
Birbirine benzer yapı parçalarından oluşan vinç ve krenler, büyük oranda kaldırma makinalarını meydana getirirler. Vinç ve krenler genelde doğru olmamakla beraber konuşmalarda aynı anlamda kullanılmaktadırlar. Teknik bakımdan ise farklılıkları bulunmaktadır.

Teknik olarak, yükü kaldırarak tek bir yöne doğru ilerleten daha basit makinalar vinçler şeklinde, bünyesinde vinç donanımı da mevcut olan, vinçlerden farklı olarak sahip olduğu mekanizmalar ile dönme ve öteleme işlerini de yapan ve yükleri istenilen yöne taşıyabilen kaldırma makinaları ise krenler olarak tanımlanmaktadır.[1]

Krenler kendi içerisinde sınıflandırılırken iki grup altında toplanır. Belli bir bölümde çalışabilen krenler ilk gurubu oluştur. Oklu ve döner krenler, portal krenler ve köprülü krenler ilk gruba ait kren çeşitleridir. Mobil krenler ise istenilen bölgeye götürülerek kullanılabilen ikinci gruba giren krenlerdir.

Bu tez çalışmasında kaldırma kapasitesi 60 m x 50 ton olan, kanca ve halatlar ise 100 tona göre donanımı olacak şekilde bir oklu kren tasarımı yapılmış ve tasarımın sonlu elemanlar metoduyla (S.E.M) analizi gerçekleştirilmiştir. Oklu

krenler, portal krenler gibi ray üzerinde hareket edebilmekte ve yükü ok vasıtasıyla kaldırmakta, taşıyabilmektedirler. Limanlarda ve tersanelerde geniş kullanım sahaları bulunmaktadır. Şekil 1.1’de oklu krenin modeli sunulmuştur.



Şekil 1.1 : Oklu kren modeli.

Tez çalışmasının ikinci bölümünde, krenlerin tanımları, çeşitleri ve teknik özelliklerine değinilmiştir. Üçüncü bölümde ise oklu kreni oluşturan parçalar hakkında detaylı bilgi verilmiş ve krenin teknik özellikleri de bir çizelge vasıtasıyla aktarılmıştır.

Dördüncü bölümde, krenlerin FEM ve DIN standartlarına göre sınıflandırması yapıldıktan sonra, kren denge hesabı, halat seçimleri ile kren elemanlarının boyutlandırılması ve gerekli motor gücü hesaplamaları irdelenmiştir.

Beşinci bölümde, tez de ilerleyen bölümlerde yapılacak çözümlerin teorik bilgileri aktarılmıştır. Bu amaçla, Euler-Bernoulli kiriş teorisine değinilmiş, değişken kesitli yapıların çözümlerinde kullanılan Rayleigh ve Rayleigh-Ritz metodları irdelenmiştir.

Altıncı bölümde, kullanılan S.E.M analiz programı ANSY tanıtılarak, sağladığı avantajlara değinilmiştir. Ayrıca Euler-Bernoulli metoduyla bir kirişin çözümü ve S.E.M analiziyle çözümü de yapılarak, sonuçlar incelenmiştir.

Yedinci bölümde, ok parçasının ve taşıyıcı gövdenin ilgili sınır koşulları ve yükler altında S.E.M çözümleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, ok parçasının Rayleigh Ritz metoduyla çözümleri elde edilmiştir.

Sekizinci bölümde ise, ok parçasının ilk doğal frekansı (eğilme) Rayleigh metoduyla elde edilmiştir ve S.E.M modal analiz çözümü ile yapının ilk on iki doğal frekansı bulunmuştur. Ok'un mod şekilleri sunulmuş ve harmonik analizle sistemin frekans cevabı bulunarak titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarım açısından titreşim sonuçları irdelenmiştir.

Son bölüm dokuzuncu bölümde ise S..EM ve Rayleigh, Rayleigh-Ritz metodları vasıtasıyla elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.

Çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar göstermektedir ki S.E.M; oklu kren ve benzeri teknik yapıların kompleks tasarım aşamasında kullanılabilecek güvenilir bir hesaplama yöntemidir. Rayleigh ve Rayleigh-Ritz metodlarının çeşitli yükler altında olan yapıların tasarım aşamasında sonlu elemanlar metodunun doğrulaması amaçlı kullanılmasının uygunluğu değerlendirilmiştir.

2. KRENLER

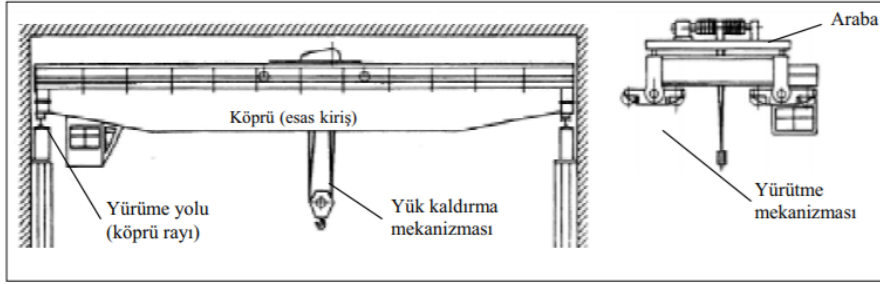
Krenler, DIN 15001 (Krenler, Lügat, Tiplere Göre Sınıflandırma) standardında tanımlandığı şekliyle, bir taşıma elemanına asılı olan (genellikle halata) yükü kaldıran ve çeşitli yönlerde hareket ettiren kaldırma ve taşıma makinalarıdır. Başlıca kren çeşitleri, köprülü krenler, portal krenler, döner krenler ve kablolu krenlerdir.[2]

Kullanım alanlarına göre ise krenler aşağıdaki gibi sınıflandırılmaktadır.[3]

- Köprülü kren (Tek kiriş, çift kiriş)
- Portal kren
- Konsol krenler
- Yapı krenleri (Kuleli inşaat kreni)
- Mobil krenler (lastik tekerlekli, paletli, dubalı)
- Kablolu krenler
- Kombine krenler
- Özel krenler

Çok çeşitli tiplerde krenler bulunmakta olup, yaygın olarak karşılaşılan kren çeşitlerinden köprülü krenler, portal krenler ve tez çalışmasında tasarımı yapılan oklu krenler hakkında bilgiler ilerleyen kısımlarda verilmiştir.

2.1 Köprülü Krenler



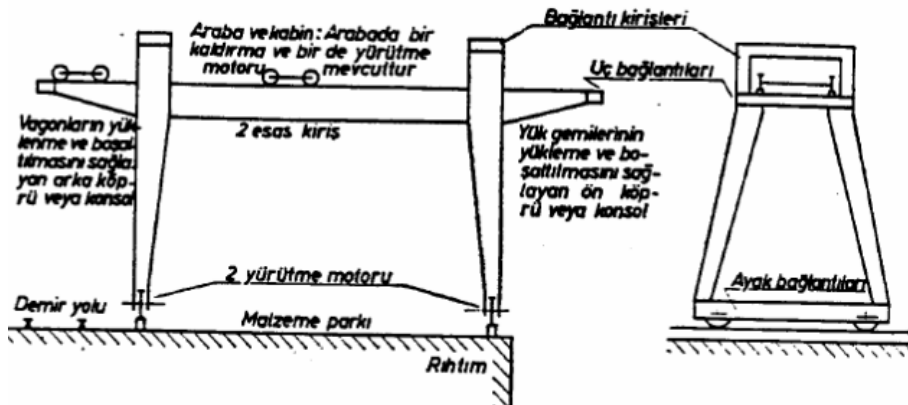
Şekil 2.1 : Köprülü kren.[3]

Köprülü krenler, belli bir yükseklikte iki kren yolunda hareket edebilen köprü kiriş yapı formundadır. Yarı ağır ve ağır endüstride kendisine kullanım alanı bulmaktadır.

Köprülü krenler, yüksekdeki iki kren yolu arasında hareket eden bir köprü yapı formundadır. Yerden veya uzaktan, operatör kabininden veya seyyar operatör kabininden de kontrol edilebilirler. Köprülü krende, tamburlu kaldırma mekanizması, araba öteleme mekanizması ve köprü kiriş yürütme mekanizması bulunmaktadır. Çift kutu kirişli köprülü kren şeması Şekil 2.1’de görülmektedir. [3]

Köprülü kren; taşınacak yükün maksimum değeri ve köprü açıklığı ile karakterize edilir. Bunlarla birlikte, kaldırma hızı, köprü öteleme hızı, araba öteleme hızı, kaldırma yüksekliği, köprü gezinme mesafesi de dikkate alınmalıdır.

2.2 Portal Krenler



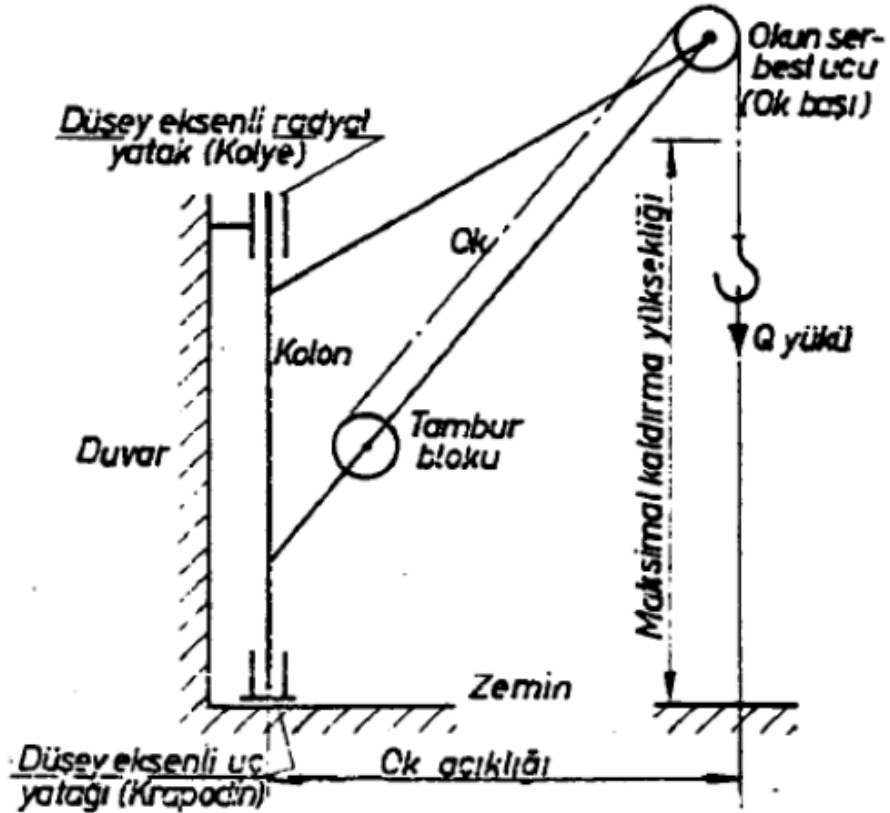
Şekil 2.2 : Portal kren şeması.[2]

Limanlarda, tersanelerde ve depolarda kullanılan portal krenlerde, kafes kiriş sistemi veya levhalı kiriş sistemi kullanılmaktadır. Raylar üzerinde hareket ettirilebilmektedirler. Portal krenlerde taşıma yükü 800 tona, açıklık ise 120 metreye kadar ulaşabilmektedir. Şekil 2.2’de bir portal kren şeması gösterilmiştir. [2]

Genelde, portal krenlerin fırtınalı havalarda çalışmalarını güvenli sürdürülebilmeleri açısından emniyetleri sağlamalıdır. Bu sebepten, rüzgar basıncı belli bir düzeyi aştığında kren durur ve rayları kısıklarıyla kavrar. Portal krenlerin tahrikinde elektrik motorları veya içten yanmalı motorlar (benzin ve dizel motorları) kullanılabilir.

2.3 Oklu Krenler

Oklu krenler, liman ve çeşitli şantiyelerde önemli görevleri olan sistemlerdir. En çok kullanılan yük kaldırma makinalarıdır. Ok denilen kiriş, serbest ucu vasıtasıyla yükü ve kanca bloğunu taşır, diğer ucu ise dikey bir eksen etrafında dönme hareketi yapmaktadır. Şekil 2.3’de oklu kren şeması görülmektedir.[2]



Şekil 2.3 : Oklu kren şeması.[2]

Oklu krenler sınıflandırılmasında kancanın erişebildiği alan dikkate alınmaktadır. Bu açıdan oklu krenler üç sınıfa ayrılmaktadırlar. Şekil 2.4’de oklu-döner kren uygulamaları gösterilmiştir.

1- Sabit aplik krenleri: Bu tip krenler çalışma yerinde bir duvara yada kolona sabitlenirler. Okun serbest ucu, yarıçapı ok açıklığı kadar olan yarım daire yayında hareket edebilmektedir.

2- Müstakil sabit krenler: Bu krenler bir duvara yada kolona sabitlenmeden çalışırlar. Okun serbest ucu tam bir daire yayında hareket edebilmektedir.

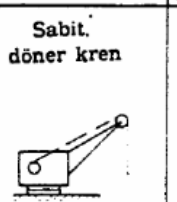
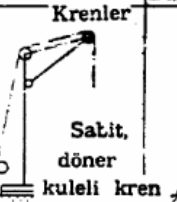
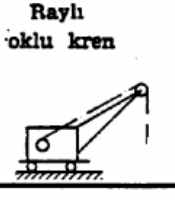
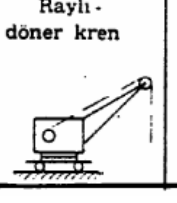
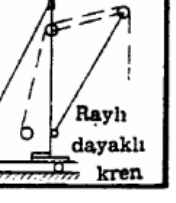
3- Hareketli veya mobil krenler: Bu çeşit krenler raylar veya yollar üzerinde hareket edebildiği gibi herhangi bir alanda da hareket edebilen kaldırma araçlarıdır.

Karakteristikleri:

- a) Kaldırma kapasitesi veya kabiliyeti.
- b) Ok açıklığı.
- c) Kaldırma yüksekliği.

Kabiliyetleri:

- a) Kaldırma hareketi.
- b) Yönelme de denilen dönme hareketi.
- c) Mobil krenlerde öteleme veya yürütme hareketi.
- d) Ok açıklığının değiştirilmesi hareketi.

Oklu Krenler ve Döner Krenler				
	Oklu Krenler	Döner Krenler	Döner Kuleli Krenler	Dayaklı Krenler
Sabit	Oklu sabit kren 	Sabit, döner kren 	Sabit, döner kuleli kren 	Sabit dayaklı kren 
(ray üzerinde)	Raylı oklu kren 	Raylı döner kren 	Raylı döner kuleli kren 	Raylı dayaklı kren 

Şekil 2.4 : Oklu-döner kren uygulamaları.[2]

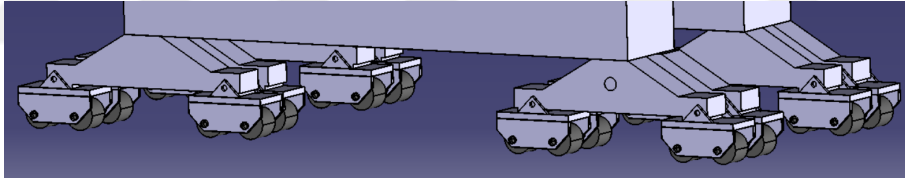
3. OKLU KREN VE TEKNİK ÖZELLİKLERİ

Tasarımı yapılan oklu kren, limanlarda yüklerin kaldırılması için ve özellikle tersanelerde, gemi imalat ile bakım-onarım işlemlerinde kullanılan bir kren tipidir. Kren tasarımı konusunda önceden yapılmış “JIB Kren Tasarımı ve Sonlu Elemanlarla Analizi” [4] yüksek lisans tez çalışması incelenerek, irdelenmiş ve oklu kren tasarım çalışması yapılmıştır.

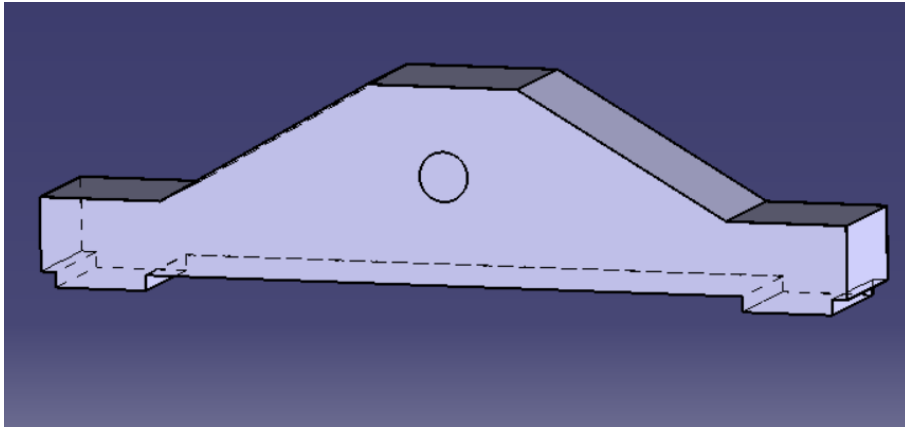
3.1 Oklu Kreni Oluşturan Parçalar

3.1.1 Kren yürütme sistemi

Kren yürütme sistemi; denge kirişleri, tahrikli tekerlekler, avara tekerlekler ve bu tekerlekleri tutan boji yapılarından oluşmaktadır. (Şekil 3.1 ve Şekil 3.2).



Şekil 3.1 : Boji grupları.

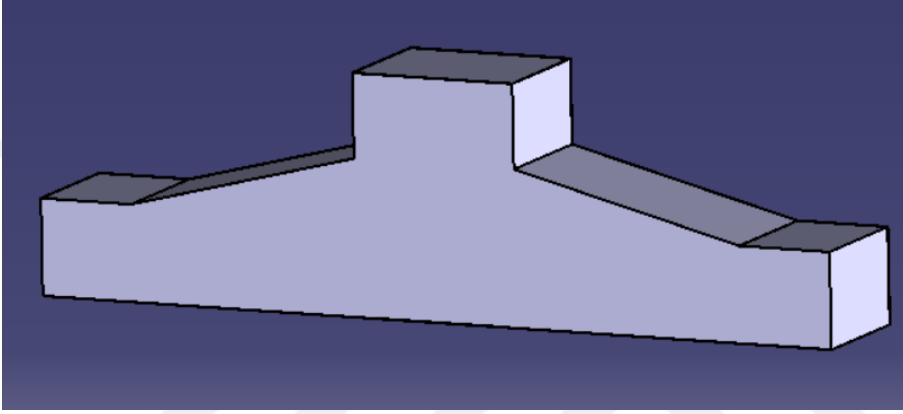


Şekil 3.2 : Denge kirişi.

Denge kirişı, bojileri ikili gruplar halinde sabitlemek için tasarlanmış çelik konstrüksiyon kutulardır. Sekiz adet denge kirişı, bunlara bağlanan onaltı boji parçası ve tekerlekler kren yürütme sistemini oluşturmaktadır.

3.1.2 Gergi kirişı

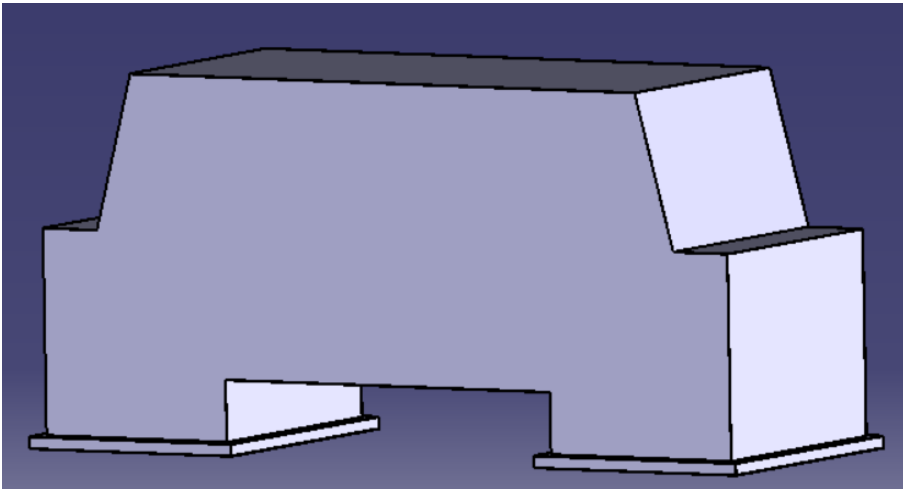
Gergi kirişleri, kren yürütme sistemini birarada tutan kirişlerdir. Gergi kirişleri, alt tarafında yürütme sistemine bağlanırken, üstten portal üst kirişlerine bağlantılıdır. Şekil 3.3’de gergi kirişı katı modeli görülmektedir.



Şekil 3.3 : Gergi kirişı.

Gergi kirişlerinin içi hurda malzemelerle doldurularak denge açısından daha emniyetli olması ve rijitliğinin artırılması sağlanmaktadır.

3.1.3 Portal üst kirişı

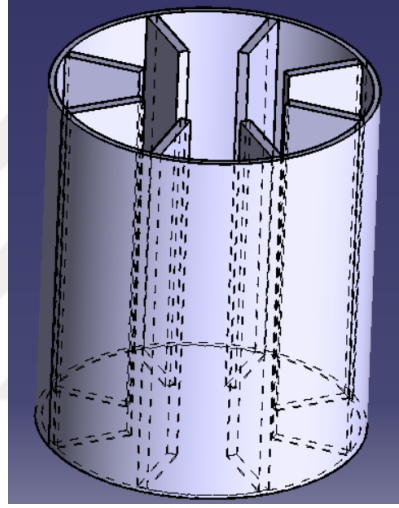


Şekil 3.4 : Portal üst kirişı.

Döner platformu yataklayan silindirik gövde ile gergi kirişi arasında portal üst kiriş yer alır. Diğer kirişler gibi portal üst kirişte çelik kutu konstrüksiyondur (Şekil 3.4). Yükler ve üst kısımlardaki parçaların ağırlığından meydana gelen eğilme gerilmesi ve sehimin emniyetle karşılanması için portal üst kirişin içerisine denge plakaları kaynatılabilir. Böylece parçanın rijitliği arttırılmaktadır.

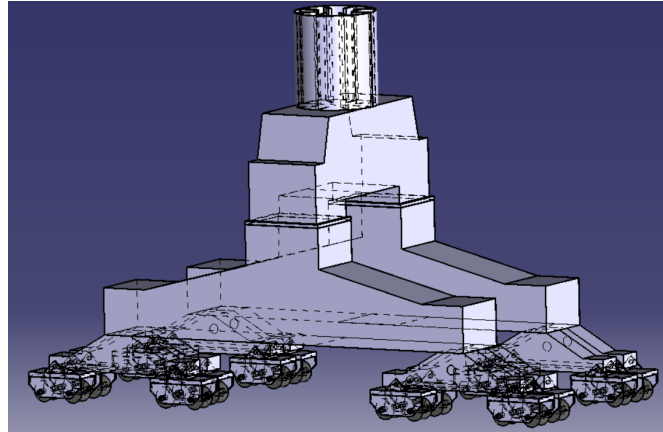
3.1.4 Silindirik gövde

Döner platformu yataklayan silindirik gövde, portal üst kirişi döner platforma bağlamaktadır. Döner platformdan etkiyecek eğilme momentlerini karşılamak, rijitliği arttırmak amacıyla içerisine destek kutu konstrüksiyonları eklenmiştir.

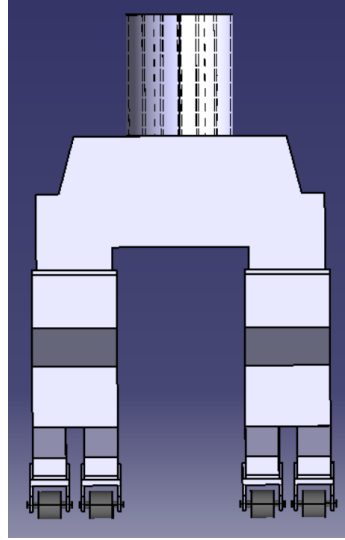


Şekil 3.5 : Silindirik gövde.

Buraya kadar açıklanan parçalar krenin taşıyıcı gövde kısmını oluşturmaktadır. Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de Oklu kren portal kısmının montaj resimleri görülmektedir.



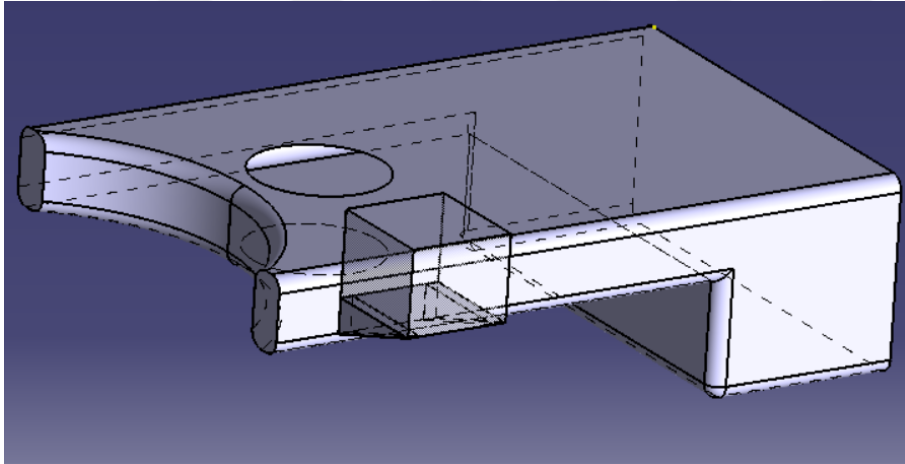
Şekil 3.6 : Oklu kren portal kısım yandan görünüş.



Şekil 3.7 : Oklu kren portal kısım önden görünüş.

3.1.5 Döner platform

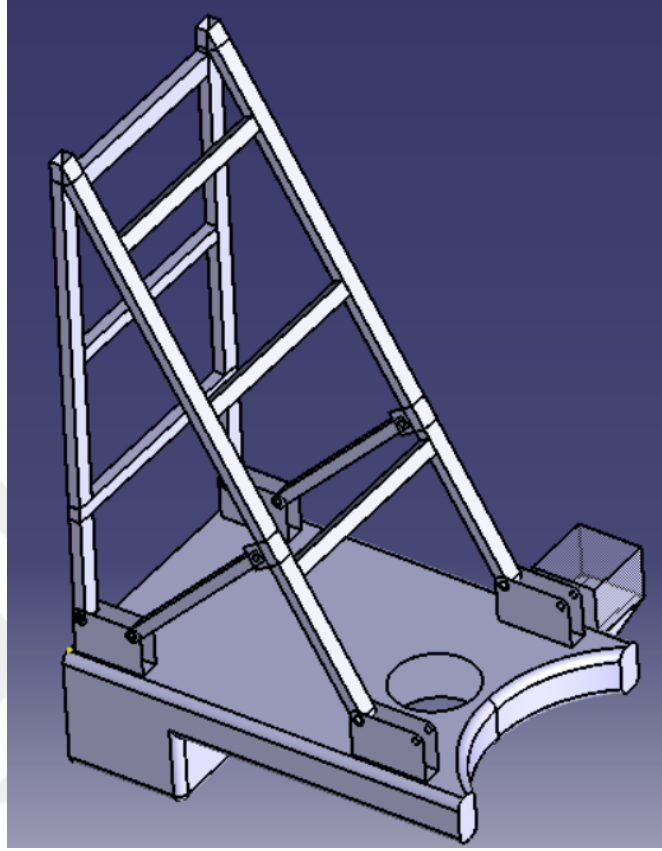
Makine dairesi, operator kabini, elektrik panosu, kaldırma vinci, ok çekme vinci, denge kirişi, dönüş tahrik sistemi ve dönüş bojileri elemanları döner platformun üzerindedir. (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 : Döner platform.

Döner platformun ön ve arka kısmında ok ve denge kirişleri için yerleştirilmiş mafsallar bulunmaktadır. Yük kaldırma ve ok çekme vinçleri döner platformun arka kısmına yerleştirilebilir. Ok çekme vinçleri motor, redüktör ve tambur üçlüsünden meydana gelir. Halatın tambura sarılması esnasında meydana gelebilecek ezilmeleri azaltmak amacıyla yivli tamburlar tercih edilmelidir.

Döner platformun üstünde çeşitli kalınlıklarda kutu konstrüksiyonlardan oluşmuş denge kirişleri bulunmaktadır. Kiriş-kiriş ve kiriş-platform bağlantıları mafsallı şekilde birer perno ile gerçekleştirilmiştir. (Şekil 3.9).

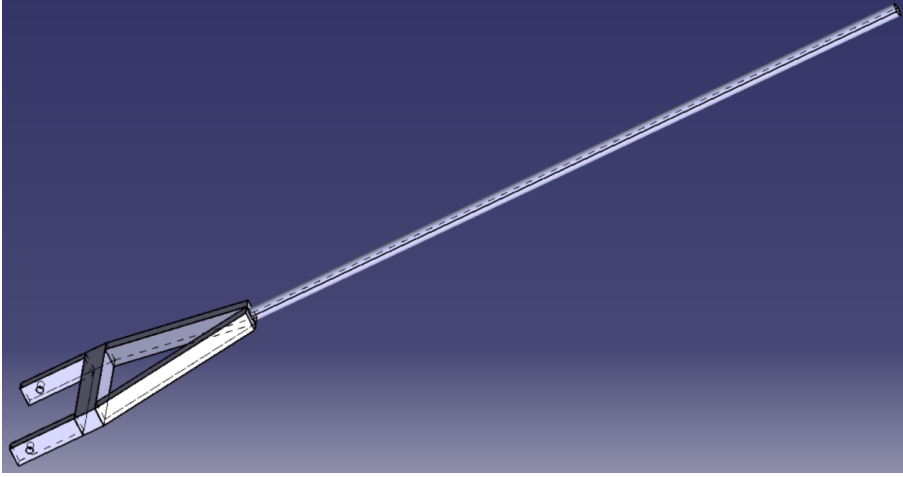


Şekil 3.9 : Denge kirişi.

Denge kirişlerinin esas görevi; vento halatları vasıtasıyla oku sabitlemek, okun yük ve kendi ağırlığı etkisiyle aşağıya hareket etmesinin önüne geçmektir. Vento grubu karşılıklı iki makara bloğundan ve makaralar arasında dolanan vento halatından oluşmaktadır. İki makaranın biri ok uç kısmına diğeri ise iki denge kirişinin birbirine bağlandığı tepe noktasına yerleştirilmiştir. Oka etkiyen döndürme momenti bu denge kirişleri tarafından dengelenir. Hem vento halatı hem de yük kaldırma halatı denge kirişleri üzerinde bulunan makaralardan dönüş yapar ve aşağıdaki tambura sarılırlar.

3.1.6 Ok Parçası

Ok parçası, döner platforma perno aracılığıyla mafsallı şekilde bağlıdır. Ok parçası, platforma bağlanan kutu konstrüksiyonlardan, devam eden kısmı ise boru kirişden yapılmıştır. Şekil 3.10'da okun genel görünümü sunulmuştur.



Şekil 3.10 : Ok'un genel görünümü.

3.2 Oklu Krenin Teknik Özellikleri

Çalışma kapsamında tasarımı, mukavemet hesapları ve S.E.M analizi yapılacak olan oklu krenin, kaldırma kapasitesi, hız, maksimum kaldırma yüksekliği ve ray açıklığı gibi teknik özellikleri tablo formunda Çizelge 3.1'de sunulmuştur.

Çizelge 3.1 : Oklu krenin teknik özellikleri

Maksimum Radius	60000	mm	
Maksimum Yük Kapasitesi	50	ton	60 m Radius
Kaldırma Hızı	0-8	m/dk	Boşta
	0-6	m/dk	Yükte
Döndürme Hızı	0-1	dev/dk	Boşta
	0-1	dev/dk	Yükte
Yürüme Hızı	0-20	m/dk	Boşta
	0-20	m/dk	Yükte
Maksimum Kaldırma Yüksekliği	50	m	60 m Radius
Ray Açıklığı	17400	mm	
Ok Kaldırma Hızı	0-180	sn	Boşta
	0-300	sn	Yükte

4. KRENİN SINIFLANDIRILMASI VE KREN HESAPLARI

Krenlerin çalışma süresinde istenen görevlerini yapabilmesi amacıyla, FEM (Federation Europenne de la Manutention) standartında belirlenmiş çalışma grubu ve süresi seçilmelidir.[2]

4.1 Krenin FEM Standartları Doğrultusunda Sınıflandırılması

FEM standartlarında krenler üç tip sınıflandırma şekli gözetilmektedir. Birinci tip kullanım sınıflandırmasıdır. Bu tipte, kaldırma makinasının çalıştığı süre boyunca bir dizi işlemler içerisinde yapacağı kaldırma iş sayısı gözönünde bulundurulur. Bu işlemler, kaldırmanın başlaması, hareket yönü ve işlem sonudur. Bir diğer husus ise toplam çalışma süresi olup anlamı makina servis dışı kalıncaya kadar geçen çalışma süresidir. Çalışma süresi $U_0, U_1, \dots, U_9$ şeklinde ifade edilen 10 sembolden oluşmaktadır.

İkinci sınıflandırma tipinde, yük dağılımları gözönünde bulundurulmaktadır. Bu tipte krenin maksimum kaldırma yüküne hangi sıklıkta maruz kalacağı düşünülmektedir. Sıklık oranı belirlenerek, sembol olarak Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 ile gösterilmektedir.

Üçüncü sınıflandırma tipi ise grup sınıflandırmasıdır. Bu tipte A1 ve A8 arasında yerleşen gruplara yerleştirme yapılır. İlk iki sınıflandırmaya bakılarak grup sınıflandırması yapılmaktadır.

Standarttaki bu bilgilere göre tasarımı yapılacak krenin sınıflandırması Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : FEM standartlarına göre sınıflandırma

Kullanım Sınıflandırması	U4
Yük Dağılım Sınıflandırması	Q3
Grup Sınıflandırması	A5

4.2 DIN Standartlarına Göre İşletme Grupları

Tasarımı yapılacak kren 3_m işletme grubundadır. DIN 15020 doğrultusunda krenlerin işletme grupları seçim tablosu Çizelge 4.2’de verilmiştir. [2]

Çizelge 4.2 : İşletme Grupları. [2]

Çalışma Zamanı Sınıfı	Sembolü			V_{006}	V_{012}	V_{025}	V_{05}	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5
	Bir Yıl Boyunca Günlük Ortalama Çalışma Zamanı (Saat Olarak)			$\leq 0,125$	$> 0,125$ $\leq 0,25$	$> 0,25$ $\leq 0,5$	$> 0,5$ ≤ 1	> 1 ≤ 2	> 2 ≤ 4	> 4 ≤ 8	> 8 ≤ 16	> 16
Yük Dağılımı Sınıfı	No	Tarif	Açıklama	İşletme Grubu								
	1	Hafif	Az Sıklıkta Maksimum Yük	$1E_m$	$1E_m$	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m
	2	Orta	Eşit sıklıkta Min. Orta ve Maks. Yük	$1E_m$	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m
	3	Ağır	Devamlı Maks. Yüke Yakın Yükler	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m	5_m

4.3 İşletme Gruplarının FEM ve DIN Standartlarına Göre Karşılaştırılması

FEM ve DIN standartlarına göre işletme grupları Çizelge 4.3’de verilmiştir. 3_m işletme grubu FEM standardındaki karşılığı M6 işletme grubu olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3 : İşletme grupları.

FEM 1001	DIN 15020
M3	$1 B_m$
M4	$1 A_m$
M5	2_m
M6	3_m
M7	4_m
M8	5_m

4.4 Kren Hesaplamalarında Kullanılan Katsayılar

4.4.1 " Z_p " Minimum Güvenlik Katsayısı

Kren halat hesaplarında kullanılan güvenlik katsayı Z_p , FEM standardına göre Çizelge 4.4’den 5,6 değerinde elde edilmiştir.

Çizelge 4.4 : Z_p Değerleri.

Grup	Hareketli Halatlar	Sabit Halatlar
M1	3,15	2,5
M2	3,35	2,5
M3	3,55	3
M4	4	3,5
M5	4,5	4
M6	5,6	4,5
M7	7,1	5
M8	9	5

4.4.2 " γ_c " Yükseltme Katsayısı

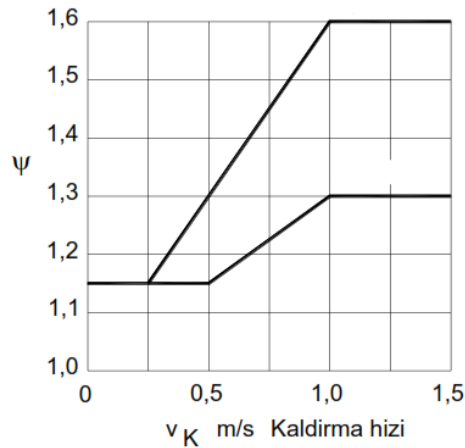
Kaldırma gruplarına göre yüksetme katsayısı Çizelge 4.5’de verilmiştir. $\gamma_c = 1,11$ değeri seçilmiştir.

Çizelge 4.5 : Yükseltme Katsayıları. [2]

Kaldırma Grubu	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Yükseltme Katsayısı	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,2

4.4.3 " ψ " Kaldırma Yüğü Katsayısı

Kaldırma makinasının kaldırma yüğü katsayısının Şekil 4.1’de hızla değişim grafiği verilmiştir. " $\psi = 1,15$ " olarak seçilmiştir.



Şekil 4.1 : Kaldırma yüğü katsayısı. [2]

4.4.4 Halat Tambur ve Makara Katsayıları

DIN 15020'ye göre h_1 katsayıları Çizelge 4.6'da verilmiştir. [2]

Çizelge 4.6 : h_1 Katsayıları

İşletme Grubu	Tambur		Halat Makarası		Denk Makarası	
	Dönmeyen Halat	Dönebilen Halat	Dönmeyen Halat	Dönebilen Halat	Dönmeyen Halat	Dönebilen Halat
1 E_m	10	11,2	11,2	12,5	10	12,5
1 D_m	11,2	12,5	12,5	14	10	12,5
1 C_m	12,5	14	14	16	12,5	14
1 B_m	14	16	16	18	12,5	14
1 A_m	16	18	18	20	14	16
2 _m	18	20	20	22,4	14	16
3 _m	20	22,4	22,4	25	16	18
4 _m	22,4	25	25	28	16	18
5 _m	25	28	28	31,5	18	20

3_m işletme grubunda dönmeyen halat tipi için,

h_1 katayıları, $h_{tambur} = 20$, $h_{makara} = 22,4$, $h_{dmak} = 16$ değerlerindedir.

4.5 Kren Hesapları

Ok açıklığı 45°'de 60 metre olan oklu krenin, bu mesafede yük kapasitesi 50 ton'dur.

Kanca ve halatlar 100 tona göre donanım olacaktır.

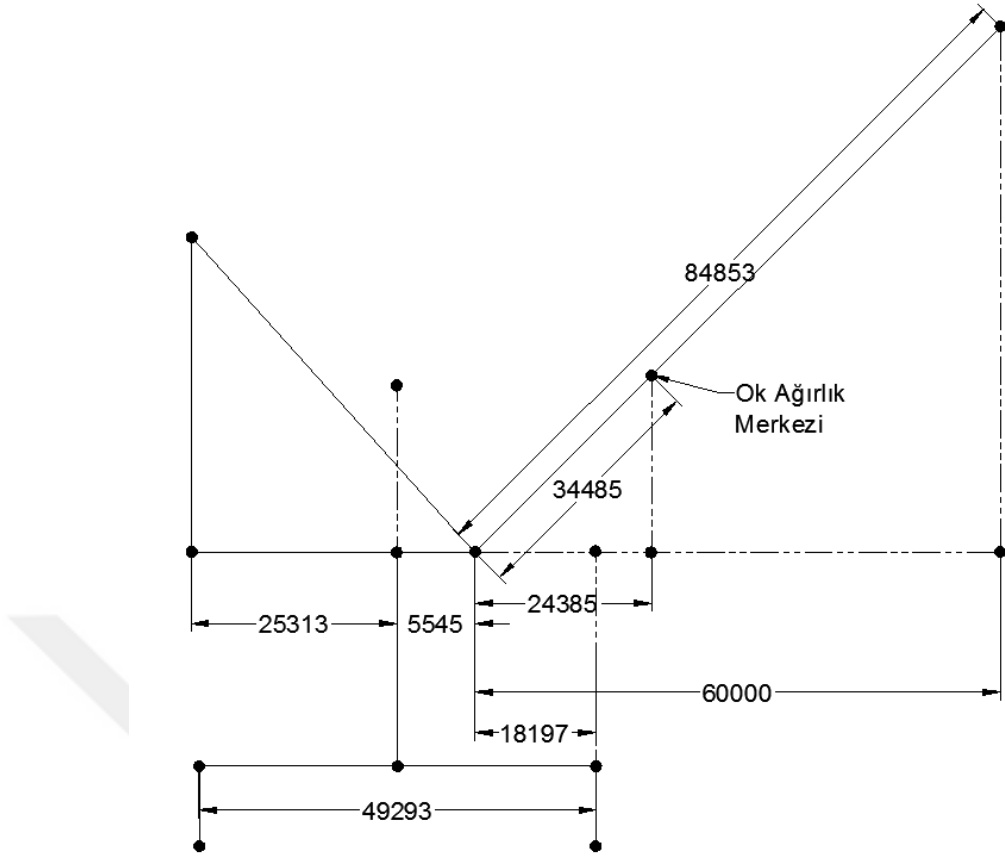
100 ton yük altında ve 3m işletme grubu için DIN normlarına göre 100 numaralı kanca bloğu uygun görülmüştür. DIN 15408'den 100 numaralı kanca için 2 makaralı kanca bloğu seçilmiştir. Bu kanca bloğunun kütlesi 5000 kg'dır.

4.5.1 Statik Denge Kontrolü

Şekil 4.2'de şematiği verilen krenin, ok parçası kütlesi 103267 kg'dır. Ağırlık merkezi CAD yazılımından elde edilmiştir.

Yük ve kanca bloğu toplam kütlesi 105000 kg'dır.

Boş krenin toplam kütlesi 747336 kg'dır.



Şekil 4.2 : Statik denge kontrolü.

Statik kontrol faktörü 1,6 olmak üzere,

Devirme momenti;

$$M_{dev} = 41,803 \times 105000 \times 1,6 + 6,188 \times 103267 = 7661920 \text{ kgm} \quad (4.1)$$

Dengeleme momenti;

$$M_{den} = 23,742 \times 644069 \approx 15291486 \text{ kgm} \quad (4.2)$$

$M_{den} > M_{dev}$ olduğundan sistem dengededir.

Gerçek denge emniyet katsayısı:

$$M_{dev'} = 41,803 \times 105000 + 6,188 \times 103267 = 5028331 \text{ kgm} \quad (4.3)$$

$$\frac{M_{den}}{M_{dev'}} = 3,04 \quad (4.4)$$

4.5.2 Kaldırma Halatı Seçimi

$$Q = (100000 + 5000) = 105000 \text{ kg} \quad (4.5)$$

$$S' = \frac{Q}{8} = 13125 \text{ kg} \quad (4.6)$$

Kopma mukavemet değeri 200 N/mm^2 olan, dönmeyen halat tipi için DIN 15020'den:

$$c' = 0,375$$

$$d = c' \sqrt{S'} \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$d = 42,96 \text{ mm} \approx 43 \text{ mm}$$

Seçilen Halat Tipi: $\phi 43 \text{ mm}$, 34x7 Dönmeyen Kendir Özlü Halat, Minimum Kopma Kuvveti ise 115451 N değerindedir.

Seçilen halatın FEM normlarına göre kontrolü;

$Z_p = 5,6$ Minimum Güvenlik Katsayısı olmak üzere,

$$\frac{115451}{13125} = 8,79 > Z_p \quad (4.8)$$

olduğundan seçilen halat uygundur.

İlgili tablodan, halat toplam eğilme sayısından elde edilen h_2 katsayısı [2] ile makara çapı hesaplanırsa;

$$D = h_{makara} \cdot h_2 \cdot d = 22,4 \times 1,12 \times 43 = 1079 \text{ mm} \text{ ise; } \phi 1120 \text{ mm uygundur.} \quad (4.9)$$

Tambur Çapı;

$$D = h_{tambur} \cdot d \quad (4.10)$$

$$D = 20 \times 43 = 860 \text{ mm} \quad (4.11)$$

Dengeleme Makaraları;

$$D = h_{dmak} \cdot d \quad (4.12)$$

$$D = 16 \times 43 = 688 \text{ mm} \approx 690 \text{ mm uygundur.} \quad (4.13)$$

4.5.3 Kaldırma Motor Gücü Hesabı

$$N = \frac{Q \cdot V_k}{4500 \cdot \eta_{top}} \quad (4.14)$$

$$Q = 105000 \text{ kg} , V_k = 6 \text{ m/dk}$$

$$\eta_{top} = \eta_{red} \cdot \eta_{pal} \cdot \eta_{tam} \quad (4.15)$$

(Toplam verim, üç kademeli redüktör, ikiz palanga ve tamburun verimlerinin çarpımıyla elde edilir.)

İkiz Palanga verimi:

$$\eta_p = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{1 - \eta_{maks}^{z'}}{1 - \eta_{maks}} \right) \quad (4.16)$$

z taşıyıcı halat sayısı olmak üzere ,

Rulmanlı yataklarda $\eta_{maks} = 0,99$ iken;

$$z=8$$

$$z' = \frac{z}{2} = 4$$

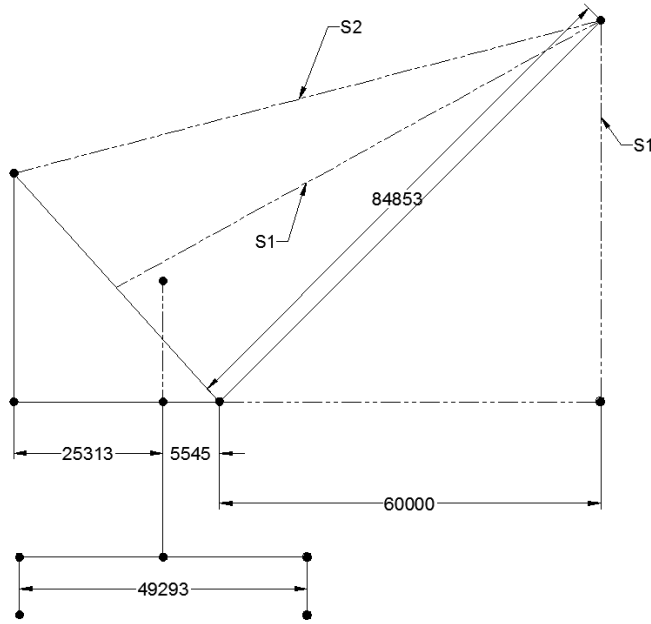
Böylece;

$$\eta_{top} = (0,99)^3 \cdot (0,985) \cdot (0,98) = 0,93 \quad (4.17)$$

$$N = \frac{105000 \cdot 6}{4500 \cdot 0,93} = 150,53 \text{ BG} = 110,71 \text{ kW} \quad (4.18)$$

120 kW'lık 3 fazlı, 4 kutuplu, 1500 rpm olan bir motor seçilmiştir.

4.5.4 Vento Halatı Seçimi



Şekil 4.3 : Vento halatları

$$S1 = \gamma_c \cdot \psi \cdot (Q + G_{kanca\ blogu}) \quad (4.19)$$

$$S1 = 1,11 \times 1,15 \times (100000 + 5000) = 134032,5 \approx 134033 \text{ kg} \quad (4.20)$$

$$G_{ok} = 1,11 \times 103267 = 114626,37 \approx 114626 \text{ kg} \quad (4.21)$$

$$M = 60 \times 134033 + 24,385 \times 114626 \approx 10837135 \text{ kgm} \quad (4.22)$$

$$M_{den} = 19 \cdot S1' + 47,27 \cdot S2 \quad (4.23)$$

$$S1' = \frac{134033}{8} \approx 16754 \text{ kg}$$

$$10837135 = 19 \times 16754 + 47,27 \times S2 \quad (4.24)$$

$$S2 = 222526 \text{ kg} \quad (4.25)$$

$$S' = \frac{S2}{8} = 27815,76 \approx 27816 \text{ kg} \quad (4.26)$$

$$d = c' \sqrt{S'} \text{ mm.} \quad (4.27)$$

Kopma mukavemeti $200 \text{ N} / \text{mm}^2$,dönmeyen halat tipi için DIN15020'den; $c'=0,375$
 $d=62,54 \text{ mm}$.

Seçilen halat tipi: $\phi 65 \text{ mm}$, 34x7 Dönmeyen Kendir Özlü Halat, Minimum kopma mukavemeti 263850 N.

Makara çapı,

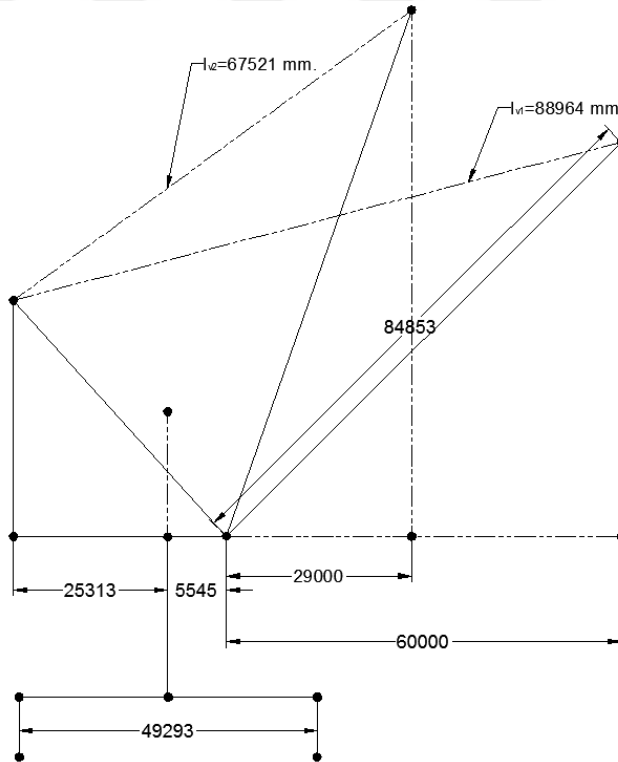
$$D = h_{makara} \cdot d = 22,4.65 = 1456 \text{ mm}. \quad (4.28)$$

ise $\phi 1500 \text{ mm}$ uygundur.

Tambur çapı,

$$D = h_{dmak} \cdot d = 16.65 = 1040 \text{ mm}. \quad (4.29)$$

$\phi 1100 \text{ mm}$ uygundur.



Şekil 4.4 : Vento halatı boyunun değişimi.

4.5.5 Vento Motor Gücü Hesabı

Ok parçası 60 metre mesafeden 29 metre mesafeye ilerlerken vento halatı boyu $l_{v1} = 88964 \text{ mm.}$ 'den $l_{v2} = 67521 \text{ mm.}$ 'ye doğru değişmektedir. Şekil 4.4'de diagram verilmiştir.

300 sn'de tambura sarılan vento halatı boyu,

$$l_v = 8.(88,964 - 67,521) = 171,54 \approx 172 \text{ m.} \quad (4.30)$$

$$N = \frac{Q.V}{4500.\eta_{top}} \quad (4.31)$$

Vento halatının sarılma hızı,

$$V = \frac{172}{\frac{300}{60}} = 34,4 \text{ m/dk} \quad (4.32)$$

hesaplanmıştır.

$Q=27816 \text{ kg.}$ Redüktör, palanga ve tambur verimlerinin çarpımıyla toplam verim hesaplanır.

$$\eta_{top} = \eta_{red}.\eta_{pal}.\eta_{tam} \quad (4.33)$$

Palanga verimi, z taşıyıcı halat sayısı iken $z'=4$,

$$\eta_p = \frac{1}{z'} \cdot \left(\frac{1 - \eta_{maks}^{z'}}{1 - \eta_{maks}} \right) \quad (4.34)$$

$$\eta_p = 0,985$$

$$\eta_{top} = (0,985^3).0,985.0,98 = 0,92$$

$$N = \frac{27816.34,4}{4500.0,92} = 231,76 \text{ BG} = 173 \text{ kW} \quad (4.35)$$

Motor seçimi, 3 fazlı 4 kutup ve devir sayısı 1500 rpm olan 173 kW'lık motor seçilerek tamamlanmıştır.

4.5.6 Kren Yürütme Tekerleklerinin Çapları

Boş krenin kütlesi 747336 kg, Yük 100000 kg,

Bir tekerleğe gelen ortalama yük,

$$R = \frac{747336 + 100000}{32} \approx 26479 \text{ kg} \quad (4.36)$$

$$R_o = \frac{R}{C1.C2.C3} \quad (4.37)$$

St60 malzeme , Pem= 56 daN/cm² tekerlekler ve ray için kullanılabilir.

DIN 15070'e göre A55 ray tipi seçildi ve ilgili standart tablolarından C1, C2 ve C3 katsayıları aşağıda verilmiştir.

C1 =1

V_{yurume}=0-20 m/dk ise tekerlek çapı 600 mm iken tekerlek devir sayısı aşağıda verilmiştir.

$$n_{teker} = \frac{V}{\pi.D} = 10,61 \text{ d/dk} \quad (4.38)$$

C2=1,13

1 saatteki çalışma süresi %30 iken,

C3=1

$$R_o = \frac{26479}{1,1 \times 1,13 \times 1} \approx 23433 \text{ daN} \quad (4.39)$$

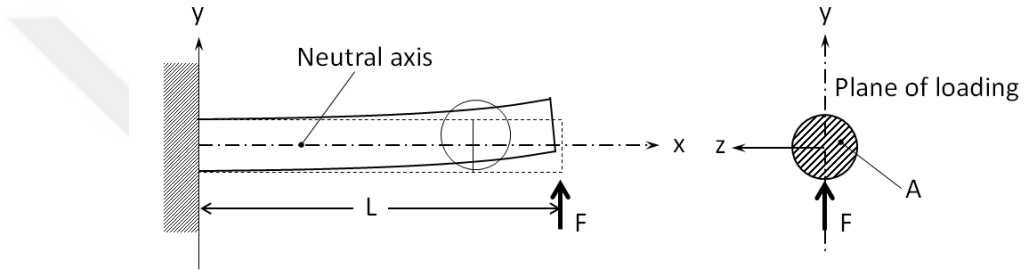
Ro karakteristik tekerlek yükü ve d tekerlek çapı parametrelerinin bulunduğu DIN15070 deki tablolara göre tekerlek çapı ϕ 710 mm olarak alınmıştır.



5. EULER-BERNOULLI KIRIŞ TEORİSİ, RAYLEIGH-RITZ, RAYLEIGH METODLARI

5.1 Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi

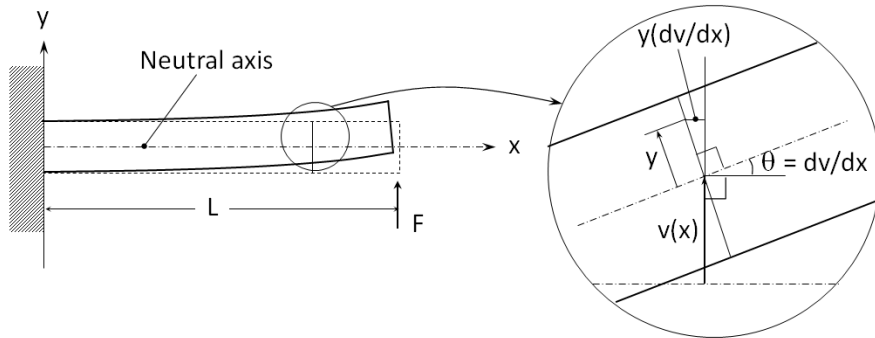
Euler-Bernoulli kiriş teorisinde deformasyonu takiben, kiriş eksenine dik düzlem kesitlerinin düzlem ve eksene dik oldukları düşünölmektedir. [5]



Şekil 5.1 : Euler-Bernoulli Kiriş. [5]

Kesitin merkezinden y eksenini geçmekte iken x yönündeki şekil değişimi fonksiyonu $u(x,y)$ ve $v(x)$ sehim eğrisi yaklaşım fonksiyonu sadece x'in fonksiyonu, u_0 nötr eksen boyunca x yönündeki şekil değişimi ve kiriş eğimi $\theta = \frac{dv}{dx}$ olmak üzere, (Şekil 5.1 ve Şekil 5.2)

$$u(x,y) = u_0(x) - y \frac{dv}{dx} \quad (5.1)$$



Şekil 5.2 : Euler-Bernoulli Kiriş. [5]

Normal gerinim ifadesi 5.1 denkleminde türetilerek,

$$\epsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial x} - y \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (5.2)$$

Kesitteki normal gerilme σ_{xx} ifadesi,

$$\sigma_{xx} = E \epsilon_{xx} = E \epsilon_0 - E y \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (5.3)$$

Kesitteki eksenel kuvvet P ve eğilme momenti normal gerilme integral edilerek,

$$P = \int_A \sigma_{xx} dA \quad (5.4)$$

$$M = - \int_A y \sigma_{xx} dA \quad (5.5)$$

Normal gerilme 5.3 denklemindeki ifadesi P ve M ifadelerine geçirilir ise,

$$P = E \epsilon_0 \int_A dA - E \frac{d^2 v}{dx^2} \int_A y dA \quad (5.6)$$

$$M = -E \epsilon_0 \int_A y dA + E \frac{d^2 v}{dx^2} \int_A y^2 dA \quad (5.7)$$

elde edilir.

Kiriş eksen kesitin merkezinden geçtiğinden alanın ilk momenti $\int y dA$ denklemlerden çıkarılır ve alanın ikinci momenti $I = \int y^2 dA$ olduğundan, P ve M ifadeleri,

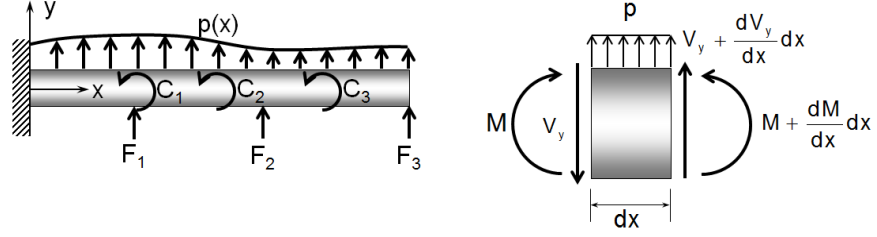
$$P = EA \epsilon_0 \quad (5.8)$$

$$M = EI \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (5.9)$$

formundadırlar.

Net eksenel kuvvet $P=0$ ve $\epsilon_0 = 0$ olacaktır. Denklem 5,9 moment-eğim ilişkisini veren ifadedir. Eğilme momentiyle eğilme arasında, eğilme rijitliği (EI) sabitiyle orantılı olarak doğrusal bir ilişki vardır. [5]

Çeşitli yükler altındaki kiriş Şekil 5.3’de verilmiştir. Kiriş denge denklem grupları eklenerek moment-eğim ilişkisi tamamlanacaktır. [5]



Şekil 5.3 : Çeşitli yükler etkisinde kiriş ve sonsuz küçük kiriş kesitinde denge ifadeleri. [5]

Kuvvet dengesinden,

$$\Sigma f_y = 0 \text{ ise } p(x)dx + (V_y + \frac{dV_y}{dx}dx) - V_y = 0 \quad (5.10)$$

$$\frac{dV_y}{dx} = -p(x) \quad (5.11)$$

moment alınır,

$$-M + (M + \frac{dM}{dx}dx) - (pdx)\frac{dx}{2} + V_ydx = 0 \quad (5.12)$$

$$V_y = -\frac{dM}{dx} \quad (5.13)$$

$(pdx)dx/2$ ifadesi yüksek dereceli terim olduğundan ifadeden çıkarılırsa, 5.11 ve 5.13 denklemleri kiriş denge denklem setini oluşturur. Bu denklem seti 5.9 kiriş moment-eğim ilişkisi denklemiyle birleştirilirse kirişin diferansiyel denklemi elde edilecektir. [5]

$$EI \frac{d^4v}{dx^4} = p(x) \quad (5.14)$$

Eksenel kuvvet P olmadığında σ_{xx} gerilme ifadesi,

$$\sigma_{xx} = -Ey \frac{d^2v}{dx^2} \quad (5.15)$$

Denklem 5.9’dan,

$$\sigma_{xx}(x,y) = -\frac{M(x)y}{I} \quad (5.16)$$

elde edilir.

5.2 Rayleigh-Ritz Metodu ve Minimum Potansiyel Enerji Prensibi ile Kirişin Sehim Çözümü

U gerinim enerjisi, Γ harici kuvvetlerin potansiyel enerjisi olmak üzere toplam potansiyel enerji aşağıda ifade edilmiştir. Rayleigh-Ritz enerji metoduyla kiriş sehimin ifadesi bilinmeyen katsayılar cinsinden ifade edilmektedir. İstenen, potansiyel enerjinin bu katsayılar cinsinden ifade edilmesidir. Sonrasında, potansiyel enerji minimize edilerek katsayılar bağlı olarak türevi alınır ve katsayılar elde edilmesiyle kirişin sehimini belli bir yaklaşımla çözülmektedir. [5]

$$\Pi = U + \Gamma \quad (5.17)$$

Rayleigh-Ritz enerji metodu gerinim enerjisinin çıkarımı aşağıda verilmiştir. Herhangi bir noktadaki gerinim enerjisi yoğunluğu, gerinim 5.2 denklemindeki ifadesinden yerine yazılarak, ($\epsilon_0 = 0$ olmak üzere)

$$\begin{aligned} U_0 &= \frac{1}{2} \sigma_{xx} \epsilon_{xx} = \frac{1}{2} E \left(-y \frac{d^2 v}{dx^2} \right)^2 \\ &= \frac{1}{2} E y^2 \left(\frac{d^2 v}{dx^2} \right)^2 \end{aligned} \quad (5.18)$$

elde edilir.

U_0 verilen x 'de tüm kesitte integrali alınarak, kirişin birim uzunlukta gerinim enerjisi U_L ifadesi bulunur.

$$U_L(x) = \int_A U_0(x, y, z) dA \quad (5.19)$$

5.18'den U_0 yerine yazılırsa,

$$\begin{aligned} U_L(x) &= \int_A \frac{1}{2} E y^2 \left(\frac{d^2 v}{dx^2} \right)^2 dA \\ &= \frac{1}{2} E \left(\frac{d^2 v}{dx^2} \right)^2 \int_A y^2 dA \end{aligned} \quad (5.20)$$

$$U_L(x) = \frac{1}{2} EI \left(\frac{d^2 v}{dx^2} \right)^2 \quad (5.21)$$

Kirişin tümünde gerinim enerjisi verilmiştir. [5]

$$U = \int_0^L U_L(x)dx = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\frac{d^2v}{dx^2} \right)^2 dx \quad (5.22)$$

Harici kuvvetler ve momentlerin potansiyel enerjisi verilmiştir. [5]

$$\Gamma = - \int_0^L p(x)v(x)dx - \sum_{i=1}^{N_F} F_i v(x_i) - \sum_{i=1}^{N_C} C_i \frac{dv(x_i)}{dx} \quad (5.23)$$

N_F kuvvetlerin, N_C momentlerin sayısını ifade etmektedir.

Toplam potansiyel enerji ifadesi aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} \Pi &= U + \Gamma \\ &= \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\frac{d^2v}{dx^2} \right)^2 dx - \int_0^L p(x)v(x)dx - \sum_{i=1}^{N_F} F_i v(x_i) - \sum_{i=1}^{N_C} C_i \frac{dv(x_i)}{dx} \end{aligned} \quad (5.24)$$

Toplam potansiyel enerji minimum iken kiriş kararlı denge halindedir. Toplam potansiyel enerji bilinmeyen katsayılar cinsinden verilir, minimum potansiyel enerji prensibi uygulanarak, potansiyel enerjiyi minimize eden katsayılar bulunur. Elde edilen çözüm kesin çözüm değildir, varsayımda bulunarak oluşturulan kiriş sehiminin fonksiyonuna bağlı olarak belli bir yaklaşımla bulunan çözümdür.[5]

Rayleigh-Ritz metodunun kiriş çözümü için prosedür adımları şöyledir. Kiriş sehiminin yaklaşım fonksiyonu genel ifadesi $v(x) = c_1 f_1(x) + c_2 f_2(x) + \dots + c_n f_n(x)$ iken $v(x)$ şekil değiştirme sınır koşullarını karşılamalıdır. Gerinim enerjisi U , c_n cinsinden ifade edilir, harici kuvvetlerin potansiyel enerjisi Γ elde edilir. Toplam potansiyel enerji $\Pi(c_1, c_2, \dots, c_n) = U + \Gamma$ ifadesi bulunur. Son adımda, minimum potansiyel enerji prensibi uygulanarak ($\frac{\partial \Pi}{\partial c_n} = 0$), $c_1, c_2, \dots, c_n$ bilinmeyen katsayıları bulunur. [5]

5.3 Rayleigh Metoduyla Kirişin İlk Doğal Frekansının Elde Edilmesi

Rayleigh metodu vasıtasıyla, iyi bir fiziksel çıkarım ile sehim varsayım fonksiyonu belirlenerek, kirişin ilk doğal frekansı, gerinim enerjisi ve kinetik enerji hesaplanarak iyi bir yakınlıkla saptanabilir. Sonucun yakınlığı, kullanılan varsayım fonksiyonunun kirişin gerçek sehim şekline yaklaştığı ölçüde olacaktır.[6]

Eğilme etkisinde olan kirişlerin gerinim potansiyel enerjisi ve kinetik enerji ifadeleri verilmiştir. [6]

E elastisite modülü, v sehim eğrisi yaklaşım fonksiyonu, L kirişin uzunluğu ve I atalet momenti (alanın ikinci momenti) olmak üzere, gerinim potansiyel enerjisi,

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left(\frac{d^2v}{dx^2} \right)^2 dx \quad (5.25)$$

formundadır.

ω_n^2 kirişin ilk doğal frekansı, A kesit alanı, g yerçekimi ivmesi, γ öz ağırlık olmak üzere, kinetik enerji ifadesi,

$$T = \frac{\omega_n^2 A \gamma}{2g} \int_0^L v^2 dx \quad (5.26)$$

formundadır.

Potansiyel enerji ve kinetik enerji eşitliğinden ω_n doğal frekans elde edilmektedir. [6]

Rayleigh metodu klasik çözümle aşırı işlem yapılmasına nazaran daha kolay bir şekilde doğal frekansın elde edilmesini sağlamaktadır.[6] Bölüm 8’de titreşim analizlerinde Rayleigh metodu kullanılarak, ok parçasının doğal frekans çözümü irdelenmiş ve sonlu elemanlar metoduyla elde edilen sonuç karşılaştırılmıştır.

6. SONLU ELEMENLAR METODU YAZILIMI : ANSYS

Karmaşık fizik problemlerinin kısa süreler zarfında yazılımlar vasıtasıyla çözümlerinin sağlanması önem arzeden bir konudur. Bu amaçla, çeşitli yazılım ürünleri ortaya konulmuştur.

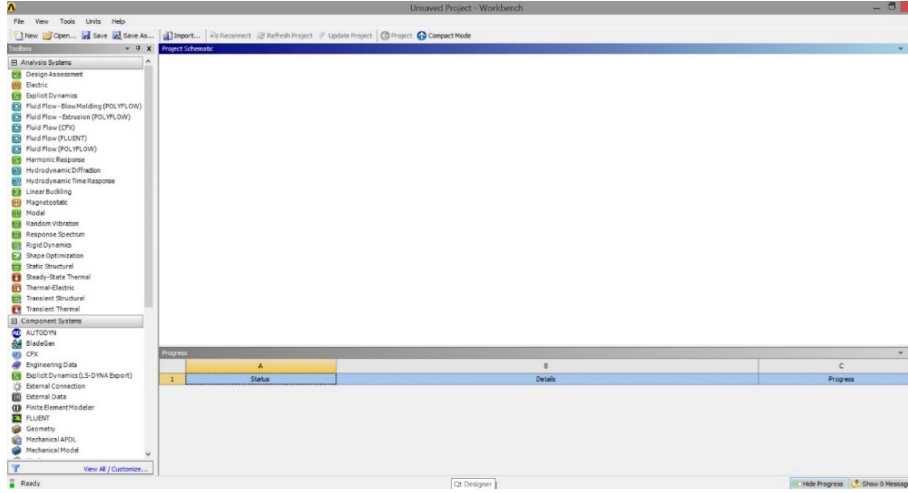
ANSYS, ABAQUS, NASTRAN, PATRAN yazılımları bunlara örnek olarak gösterilebilirler. Bu tez çalışmasında, “JIB KREN TASARIMI VE SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİYLE ANALİZİ”[4] tezi temel alınmış ve analiz kısmında ANSYS sonlu elemanlar metodu yazılımı kullanılmıştır.

1970 yılında mühendislik alanında kullanılmak üzere sonlu elemanlar metodu yazılımı olarak geliştirilen ANSYS [7] , daha sonraları birçok çeşitli alanda sonlu elemanlar simülasyonları gerçekleştirmeye imkan vermiştir. ANSYS yazılımıyla, yapısal, titreşim, akışkanlar dinamiği, ısı transferi ve elektromanyetik gibi ve daha bir çok konulardaki fizik problemleri çözülebilmektedir. Ayrıca, çoklu fizik problemleri de ANSYS vasıtasıyla çözülebilmektedir. Termal gerilme gibi uzun zamandır çözülebilen problemlerin yanında, yakın zamanda yapılan geliştirmeler ile daha kompleks yapıda olan çoklu fizik problemlerinin de çözümleri sağlanabilmektedir. [8]

Modüler yapıda çalışan ANSYS yazılımında, modüllerden biriside tasarım modelleyici (design modeler) modülüdür. Geometrik model, bu modül vasıtasıyla oluşturulabildiği gibi aynı zamanda başka bir yazılımla da oluşturulabilmekte ve ANSYS yazılımına CAD verileri aktarılabilir. Tez kapsamında, katı geometrik model oluşturmak amacıyla CATIA yazılımı kullanılmıştır.

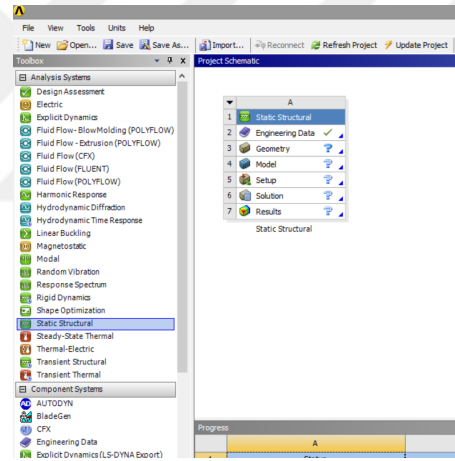
Tez kapsamında yapılan S.E.M analizlerinde Alberta üniversitesi ANSYS web eğitici dökümanlarından (University of Alberta - ANSYS Tutorials) [9] faydalanılmıştır. Tanıtımı yapılan ANSYS sonlu elemanlar metodu yazılımıyla basit bir analizin yapılış adımları ilerleyen kısımlarda gösterilmiştir

ANSYS yazılımı açıldığında, giriş ekranının sol tarafında çeşitli modüller görülebilmektedir. Seçilen modül, mouse’un sol tuşuna tıklanarak proje şematik



Şekil 6.1 : Ansys çalışma ekranı.

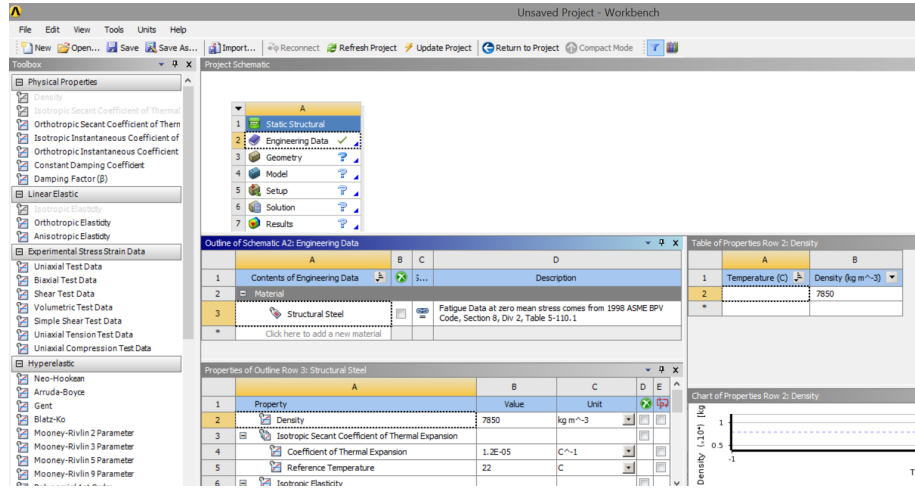
ekranına sürüklenerek çalışma sürdürülebilmektedir. Örneğin, statik yapısal bir analiz yapılmak isteniyorsa, istenen modül seçilerek, taşınır ve Şekil 6.2’de ekran görüntüsü elde edilmiş olur.



Şekil 6.2 : Analiz tipi belirleme.

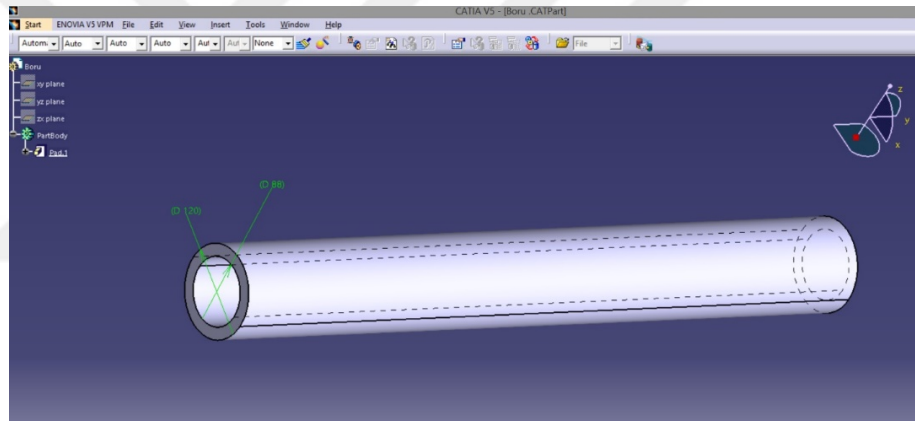
Analiz tipi belirlendikten sonra sırasıyla gereken işlemler yapılarak analiz çalışması yürütülür. İlk adımda malzeme seçimi yapılacaktır, Engineering Data kısmı seçildiğinde malzeme verileri gelecektir, eğer malzeme seçilmez ise otomatik olarak yapı çeliği malzemesi analiz için seçilecektir. Şekil 6.3.’de Yapısal çelik seçilmiş malzeme seçim ekranı görülmektedir. Ayrıca, bu modül vasıtasıyla listeden çeşitli tanımlı malzemeler seçilebildiği gibi yeni malzeme verileri de tanımlanabilmektedir.

Geometrik model ise, Geometry kısmı seçilerek çalışma yürütülür. Bunun için ANSYS kendi bünyesindeki Desing Modeler modül kullanılabildiği gibi çeşitli CAD yazılımları vasıtasıyla da istenen model ANSYS’e aktarılabilir. CATIA



Şekil 6.3 : Malzeme seçimi.

yazılımı vasıtasıyla 120 mm. dış çapı olan, 16 mm. et kalınlığında, 1000 mm. uzunluğunda oluşturulan boru geometisi Şekil 6.4’de görülmektedir.

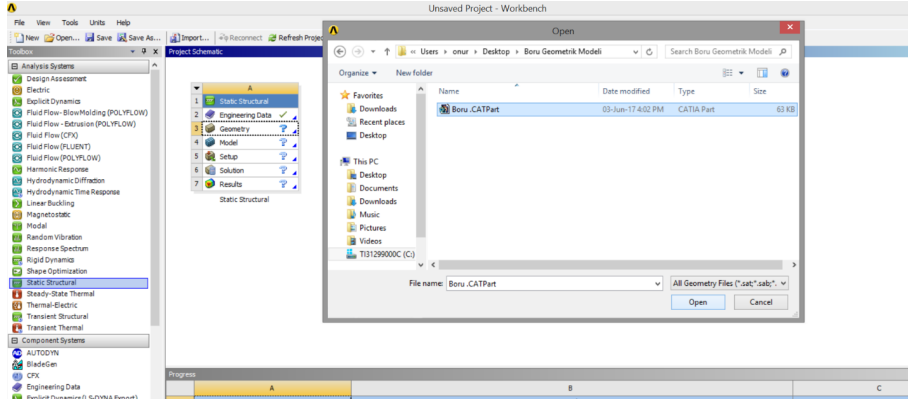


Şekil 6.4 : CATIA programında oluşturulan model.

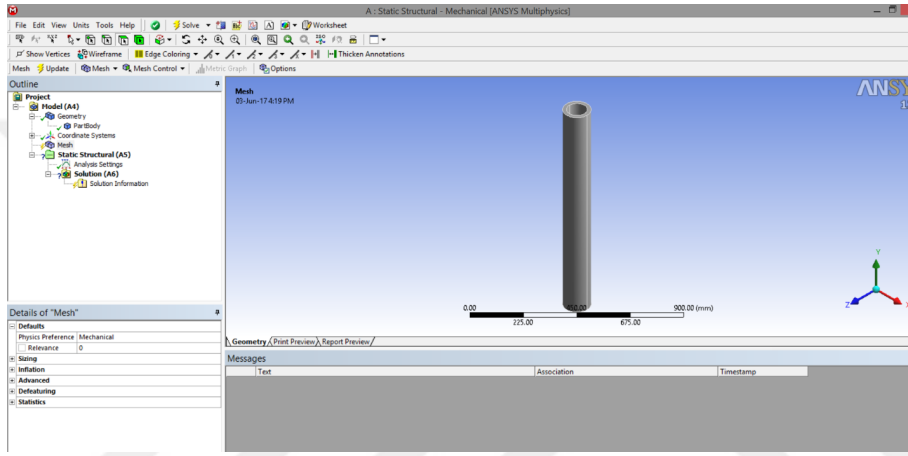
Şekil 6.5’de görüldüğü üzere, oluşturulan boru geometrik modeli, Geometry kısmından seçilerek ANSYS yazılımına aktarılır.

Modelin sonlu elemanlar metodu analizinin yapılması Model kısmı seçilerek yapılmaktadır. Bu sekme seçildiğinde Mechanical olarak adlandırılan çalışma ekranı gelecek ve seçilen geometrinin modül içine aktarıldığı görülecektir.

Ekranın sol tarafında, Model-Geometry-PartBody sekmesi altında tanımlanan malzeme görülebilmektedir, istenirse, çeşitli montaj çalışmalarında, birbirinden farklı malzemeler de parçalar için tanımlanabilmektedir. Ayrıca bu sekmede, lineer olmayan etkiler ve termal gerinim özellikleri değiştirilebilmektedir. Yapılacak olan analiz, lineer ve termal gerinim etkileri olmadığından, bu özelliklerin kapatılması uygundur.

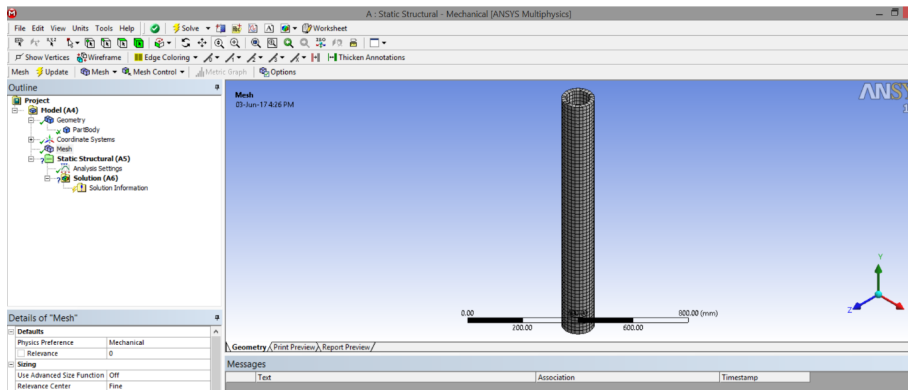


Şekil 6.5 : Modelin ANSYS programına aktarılması.



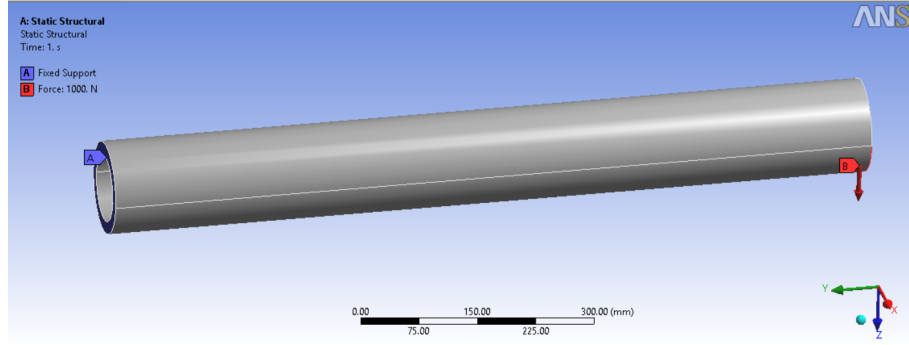
Şekil 6.6 : Sonlu elemanlar yöntemi analizi çalışma ekranı.

Mesh sekmesi altında, geometriyi sonlu elemanlara ayırma, sonlu elemanlar ağ yapısı oluşturma işlemi yapılacaktır. Bu sekmenin altında, ağ yapılarının boyutları, geometrisi gibi çeşitli özellikler bulunmaktadır. Sonlu elemanlar ağ yapısı boyutu ve özellikleri analizin hassasiyeti ve problemin çözülme zamanı üzerinde önemli etkileri bulunmaktadır. Otomatik ağ yapısı oluşturma görüntüsü Şekil 6.7’de verilmiştir.



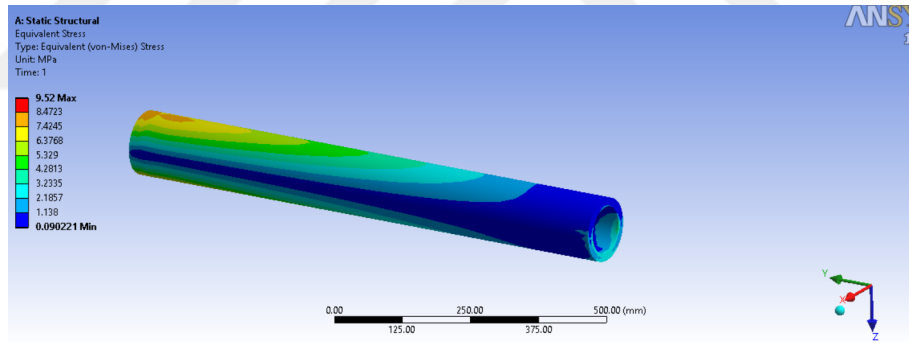
Şekil 6.7 : Sonlu elemanlar ağ yapısı oluşturma.

Sonlu elemanlar ağ yapısı tanımlandıktan sonraki adımda, sınır koşullarının tanımlanmasıdır. Boru geometrisi bir yüzeyinden Fixed Support seçilerek mesnetlenmiştir. Diğer yüzüne ise Z eksenı yönünde 1000 N değeriinde kuvvet, Force seçilerek tanımlanmıştır. Sınır koşulları Şekil 6.8’de görölmektedir.



Şekil 6.8 : Sınır koşulları.

Sonraki adımda analiz çözdürölür. Örneđi verilen problem, basit tipte bir analiz olduğu için tek adımda çözdürebilir. Sınır koşullarına göre elde edilen von-Mises gerilme sonucu Şekil 6.9’ da görölmektedir.



Şekil 6.9 : Von-Mises gerilme sonucu.

Sonlu elemanlar metodu analiziyle yapılan çalışmasının geçerliliğinin sağlanması ise uygulama parçası basit bir geometride olduğundan kolaylıkla parçanın analitik çözümüne de bakılabilir. Beşinci bölümde değinilen Euler-Bernoulli kiriş teorisine göre, basit eğilme altındaki kirişlere etkiyen eğilme gerilmesi için klasik formül aşağıda belirtilmiştir. Boru şeklinde kiriş yük altındayken, yapının bir yanı gerilirken diğer tarafında baskı oluşur. Eğer kiriş basitce mesnetlenmiş ise alt yapı çeki gerilmesi üst yapı ise bası gerilmesi altındadır. Ankastre kirişte ise üst yapı çeki, alt yapı bası gerilmesi altındadır. [10]

σ -Eğilme Gerilmesi,

M-Moment,

y -Nötr Eksene Dik Mesafe,

I -Atalet Momenti olmak üzere,

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} \quad (6.1)$$

$$I = \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{64} = 7,23510^{-6} m^4$$

$$y = 0,06 m$$

$$M = 10^3 N.m.$$

Eğilme gerilmesi,

$$\sigma = 8,29 MPa \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Sonlu elemanlar çözümünde ise bu bölgenin gerilme değeri 7,42-8,47 MPa aralığında ve turuncu renkte olduğu görülmektedir. Borunun orta kısmındaki gerilme analitik çözümü 4,14 MPa çıkmaktadır, sonlu elemanlar çözümünde ise bu bölgenin gerilme değeri 4,28-3,23 MPa aralığında ve açık yeşil renkte olduğu görülmektedir. Hesaplama sonuçlarının, ilgili bölgelerin sonlu elemanlar analizlerinde elde edilen sonuçların aralık değerlerinin içerisinde olduğu görülmekte böylece sonlu elemanlar analizlerinin geçerliliğinin sağlandığı anlaşılmaktadır.

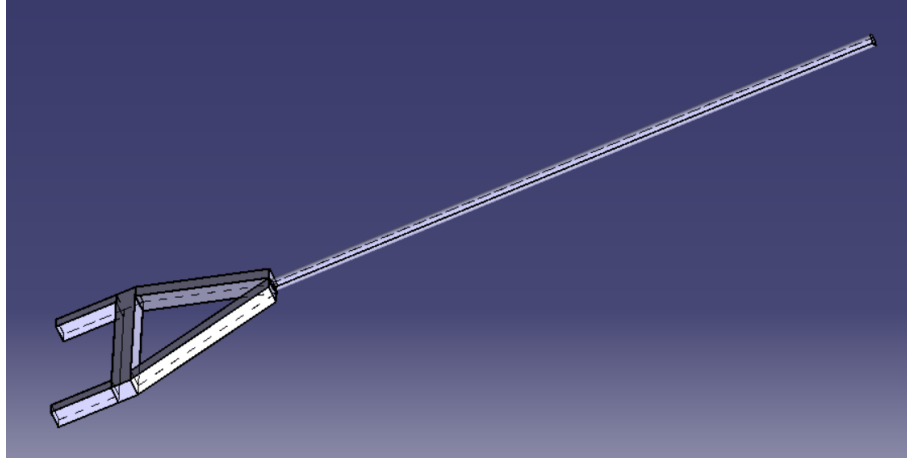
7. OKLU KRENİN RAYLEIGH-RITZ METODU VE SONLU ELEMANLAR METODUYLA ÇÖZÜMLERİ

Tasarımı yapılan oklu krenin, geometrik modeli oluşturulmuş, önceki bölümlerde açıklanan Rayleigh-Ritz metodu ve sonlu elemanlar metodu vasıtasıyla çözümleri gerçekleştirilmiştir.

7.1 Ok'un Çözümleri

7.1.1 Ok'un Geometrik Modelinin Oluşturulması

Ok'un dip kısımları kutu kesitli kiriş, geri kalan kısmı ise boru kesitli kiriş formunda tasarlanmıştır. Kutu kesitli kirişler 12 mm. kalınlığında, boru kesitli kiriş ise 32 mm. kalınlığındadır. Ok yatayla 45° açı yaparken, ok açıklığı 60 metre mesafe olacak şekilde kirişler boyutlandırılmış ve geometrik model CATIA programı ile oluşturulmuştur. Geometrik model Şekil 7.1'de gösterilmiştir.



Şekil 7.1 : Ok'un geometrik modeli.

7.1.2 Zati Ağırlık Sebebiyle Oluşan Sehimin Rayleigh-Ritz Metoduyla Çözümü

Bölüm 5’de açıklanan Rayleigh-Ritz enerji metoduyla ok’un istenilen her mesafede sehimini belli bir sapma ile elde edilebilmektedir. Bu sebeple çözümü kolaylaştırması amacıyla MATLAB paket programıyla çözümün kodu oluşturulmuştur. Ekler kısmında ilgili kod verilmiştir.

Öncelikli olarak ok’un elastisite modülü (E), kirişlerin mesafeleri (L1,L2,L3), ok toplam uzunluk (L), oluşturulan geometrik modelden hacmi (V),yapısal çelik malzeme yoğunluğu (d), yerçekimi ivmesi (g),yayılı yük (p0) tanımlanmış ve boyutlardan kirişlerin alan atalet momentleri (I1,I2,I3,I4) hesaplanmıştır.

Kutu kesitli kirişler ve boru kesitli kiriş için alan atalet formülleri aşağıda belirtilmiştir.

$$I_{kutu\ kesit} = ((b_o.h_o^3)/12) - ((b_i.h_i^3)/12) \quad (7.1)$$

$$I_{boru\ kesit} = (\pi.(D_o^4) - \pi.(D_i^4))/64 \quad (7.2)$$

Analizde kullanılan değerler,

$$E = 2 \times 10^{11} \text{ Pa}$$

Dört kiriş parçası için ölçüler,

$$b1 = 1,6 \text{ m}, h_{e1} = 1,706 \text{ m}, b11 = b1 - (24/1000), h_{e11} = h_{e1} - (24/1000)$$

$$b2 = 20,345 \text{ m}, h_{e2} = 1,706 \text{ m}, b22 = b2 - (24/1000), h_{e22} = h_{e2} - (24/1000)$$

$$b3 = 1,706 \text{ m}, h_{e3} = b3 * \cos(\pi/6) \text{ m}, b33 = b3 - (24/1000), h_{e33} = b33 * \cos(\pi/6)$$

$$D_o = 1,2 \text{ m}, D_i = 1,136 \text{ m}$$

verilmiştir.

Kirişlerin kesit alanları,

$$A1 = b1xh_{e1} - b11xh_{e11}$$

$$A2 = b2xh_{e2} - b22xh_{e22}$$

$$A3 = b3xh_{e3} - b33xh_{e33}$$

$$A4 = \pi x(D_o^2)x0.25 - \pi x(D_i^2)x0.25$$

Kirişlerin atalet momentleri,

$$I_1 = ((b_1.h_{e1}^3)/12) - ((b_{11}.h_{e11}^3)/12) \quad (7.3)$$

$$I_2 = ((b_2.h_{e2}^3)/12) - ((b_{22}.h_{e22}^3)/12) \quad (7.4)$$

$$I_3 = ((b_3.h_{e3}^3)/12) - ((b_{33}.h_{e33}^3)/12) \quad (7.5)$$

$$I_4 = (\pi.(D_o^4) - \pi.(D_i^4))/64 \quad (7.6)$$

hesaplanmıştır.

Kirişlerin mesafeleri,

L1=6,250 m, L2=8,250 m, L3=22,4 m ve toplam kiriş boyu L=84,853 m verilmiştir.

sehim eğrisi yaklaşım fonksiyonu $v(x)$ ifadesi,

$$v(x) = C. \sin\left(\frac{\pi}{L}.x\right) \quad (7.7)$$

formundadır.

Toplam gerinim enerjisi,

$$U_T = U_1 + U_2 + U_3 + U_4 \quad (7.8)$$

$$U_T = \frac{1}{2}.E.I_1. \int_0^{L1} \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 .dx + \frac{1}{2}.E.I_2. \int_0^{L2} \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 .dx \\ + \frac{1}{2}.E.I_3. \int_0^{L3} \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 .dx + \frac{1}{2}.E.I_4. \int_0^L \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 .dx \quad (7.9)$$

Hacim $V_{ok} = 13,155 m^3$,

Yoğunluk $d_{ok} = 7850 Kg/m^3$

Yerçekimi ivmesi $g=9,8066 m/sn^2$ verilmiştir.

Okun ağırlığı,

$$W = V_{ok}.d_{ok}.g \quad (7.10)$$

Okun zati ağırlığından kaynaklanan potansiyel enerji,

$$\Gamma = - \int_0^L -p(x) \cdot v(x) \cdot dx = p_0 \cdot \int_0^L v(x) \cdot dx = \frac{W}{L} \cdot \int_0^L v(x) \cdot dx \quad (7.11)$$

hesaplanmıştır.

Böylece toplam potansiyel enerji bulunarak,

$$\Pi = U_T + \Gamma \quad (7.12)$$

Minimum potansiyel enerji kuralı uygulanmış,

$$\frac{d\Pi}{dC} = 0 \quad (7.13)$$

C katsayısı elde edilmiştir.

Yapılan çalışmanın sonucuna göre ok'un merkezinde meydana gelen sehim çözümü aşağıda verilmiştir.

$$v\left(\frac{L}{2}\right) = C \cdot \sin\left(\frac{\pi}{L} \cdot \left(\frac{L}{2}\right)\right) \quad (7.14)$$

$$v\left(\frac{L}{2}\right) = -1,6217 \text{ m} = -1621,7 \text{ mm}$$

7.1.3 Zati Ağırlık Sebebiyle Oluşan Gerilmenin Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi ile Çözümü

Bölüm 5'de detaylı incelenen Euler-Bernoulli kiriş teorisi vasıtasıyla, zati ağırlık sebebiyle ok'un merkezinde meydana gelen maksimum gerilme hesaplanmıştır.

y nötr eksene mesafe 0,6 m iken, yaklaşım fonksiyonun ikinci türevinin ifadesi kullanılarak gerilmenin ifadesi,

$$\sigma_m = -E \cdot y \cdot \frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{My}{I} \quad (7.15)$$

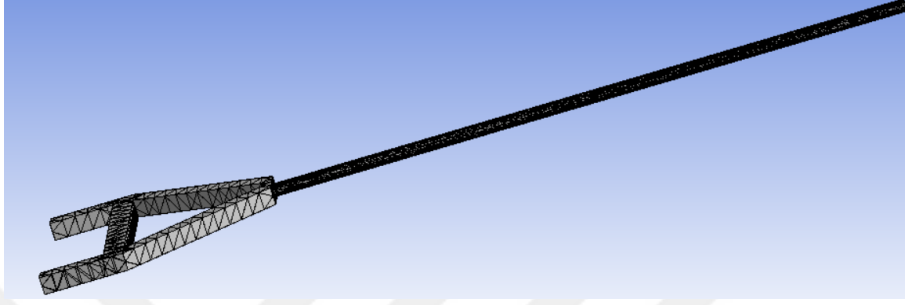
olmak üzere, gerilme değeri

$$\sigma_m = 266,75 \text{ MPa}$$

olarak bulunmuştur.

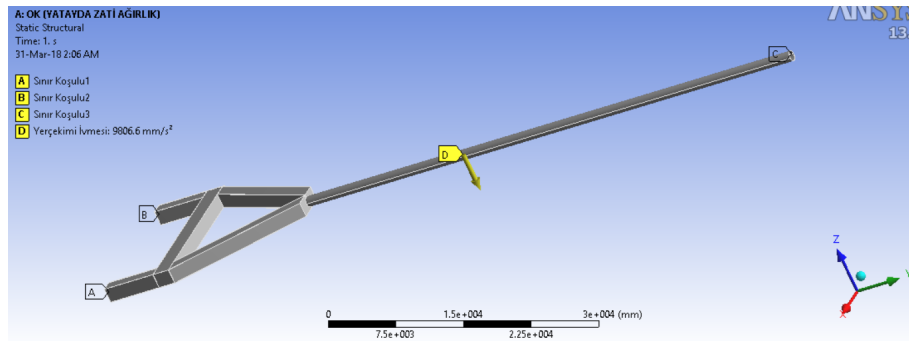
7.1.4 Zati Ağırlık Sebebiyle Oluşan Sehimin ve Gerilmenin Sonlu Elemanlar Metoduyla Çözümü

Analiz adımları sırasıyla takip edilerek, otomatik mesh yapısı oluşturulmuştur sonrasında sınır koşulları tanımlanmış ve yük uygulanmıştır. Şekil 7.2’de mesh detayı görülmektedir.

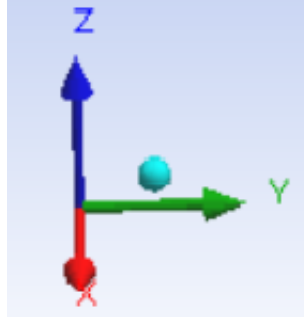


Şekil 7.2 : Mesh detayı.

Üç adet sınır koşulu, ok’un dip kısımlarında x,y ve z eksenleri doğrultusunda yerdeğişimi sıfır, sadece x eksen doğrultusunda dönecek şekilde, ok’un bitiminde, x,z eksenleri doğrultusunda yerdeğişimi sıfır, y eksen doğrultusunda yerdeğişimi olacak şekilde ve yine x eksen doğrultusunda dönebilecek şekilde uygulanmıştır. Yük olarak sadece, z eksen doğrultusunda yerçekimi ivmesi uygulanmıştır. Sınır koşulları ve yük Şekil 7.3’de görülmektedir. Ok y eksenine paralel olduğunda S.E.M eksenlerinin oryantasyonu Şekil 7.4’de görülebilmektedir.

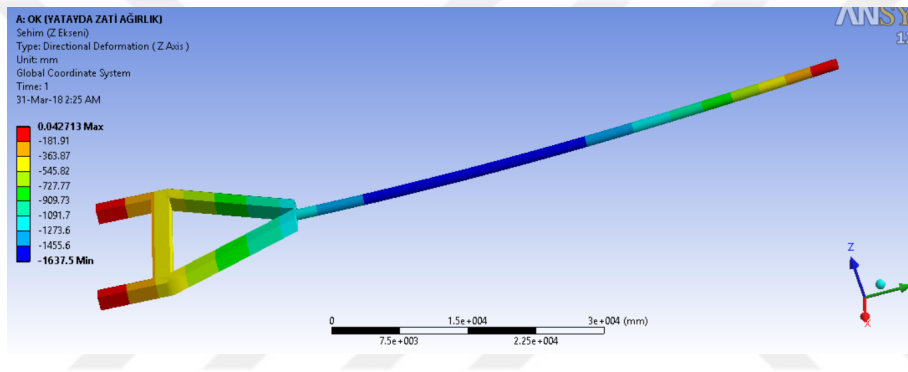


Şekil 7.3 : Sınır koşulları ve yük.



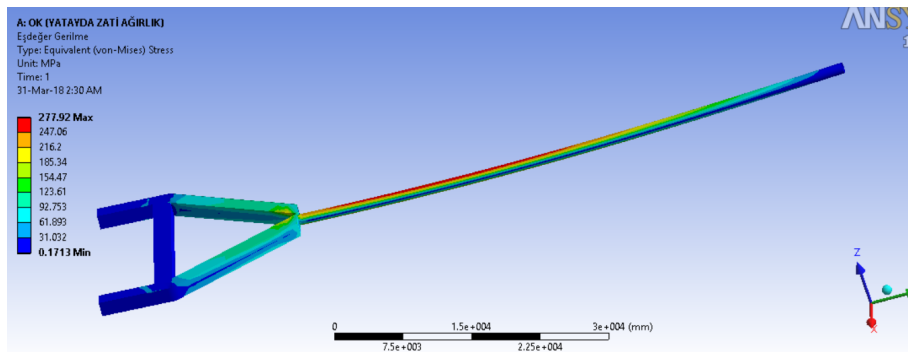
Şekil 7.4 : S.E.M eksenlerinin oryantasyonu.

Sonlu elemanlar metoduyla yapılan analizde, ok'un merkezinde, zati ağırlıktan meydana gelen maksimum sehım -1637,5 mm. olarak elde edilmiştir. Şekil 7.5'de sehım sonucu görölmektedir.



Şekil 7.5 : Sehım sonucu.

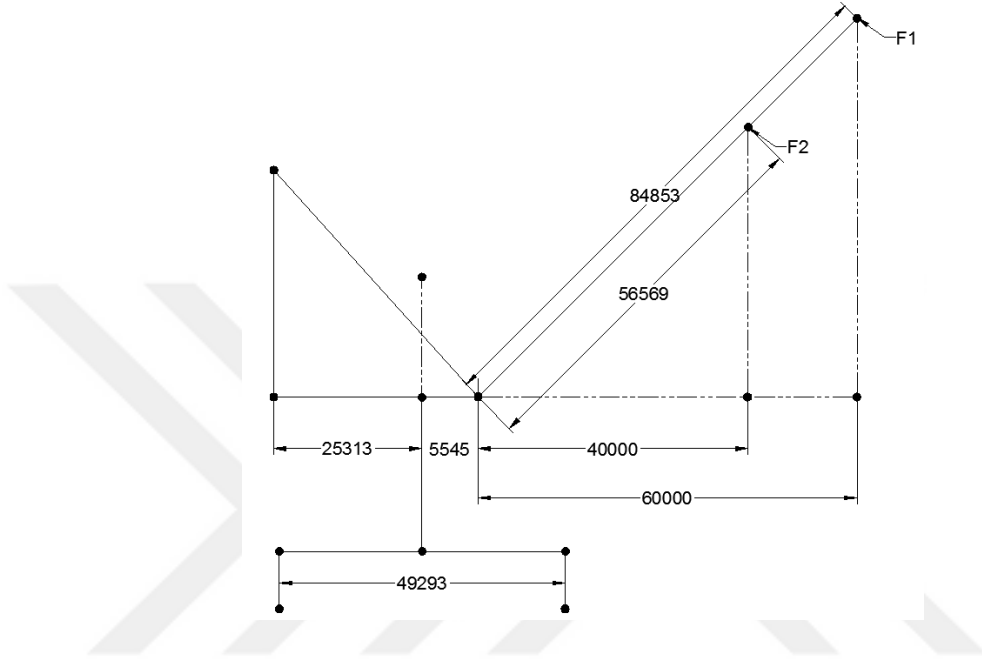
Sadece zati ağırlıktan kaynaklanan eğilme maksimum eşdeğer gerilmesi ise 277,92 MPa değerindedir. (Şekil 7.6)



Şekil 7.6 : Eşdeğer gerilme sonucu.

7.1.5 Ok 60 m'de İken İvmelenme veya Fren Tesiri, Rüzgar Tesiri ve Tesirlerin Oluşturduğu Kuvvetler

Ok 60 'de iken krene etkiyen ivmelenme (veya fren tesirleri) ve rüzgar etkisi bu kısımda tanımlanacaktır. Şekil 7.7'de yükler ve mesafelerin gösterimi verilmiştir.



Şekil 7.7 : İvmelenme veya fren etkileri.

Dönüş hızı 1 dev/dk alınırsa,

$$V_d = 2.\pi.65,545 = 411,83 \frac{m}{dk} \quad (7.16)$$

Dönüş hızı 210 m/dk hız ile sınırlanır,

$$n_{maks.} = \frac{210}{131,09.\pi} = 0,51 \frac{dev}{dk} \quad (7.17)$$

olacaktır.

Dönüş süresi $t_d = 8 sn.$ düşünülmüştür. Buna göre,

$$V_1 = \frac{210}{60} = 3,5 \frac{m}{sn} \quad (7.18)$$

İvmenin birincisi,

$$a_1 = \frac{3,5}{8} = 0,437 \frac{m}{sn^2} \quad (7.19)$$

hesaplanmıştır.

İkinci hız ve ivme ise,

$$V_2 = \frac{2 \cdot 45,545 \cdot \pi \cdot 0,51}{60} = 2,432 \frac{m}{sn} \quad (7.20)$$

$$a_2 = \frac{2,432}{8} = 0,304 \frac{m}{sn^2} \quad (7.21)$$

hesaplanmıştır.

Rüzgar ivmesi, kaydedilmiş maksimum değerlerden, 5 dakika boyunca etkiyen ortalama 49 m/s rüzgar hızı için [11]

$$a_r = \frac{49}{300} = 0,163 \frac{m}{sn^2} \quad (7.22)$$

Ok parçasının ivmelenmesi ile oluşan kuvvet,

$$F_i = a_2 \cdot V_{ok} \cdot d_{ok} = 0,304 \cdot 13,155 \cdot 7850 = 31393,092 \text{ N} \quad (7.23)$$

Yükün ivmelenmesi ile oluşan kuvvet,

$$F_y = a_1 \cdot m_y = 0,437 \cdot 55000 = 24035 \text{ N} \quad (7.24)$$

Ok parçasına etkiyen rüzgarın meydana getirdiği kuvvet,

$$F_r = a_r \cdot V_{ok} \cdot d_{ok} = 0,163 \cdot 13,155 \cdot 7850 = 16832,48 \text{ N} \quad (7.25)$$

Yüke etkiyen rüzgar kuvveti ise,

$$F_{yr} = a_r \cdot m_y = 0,163 \cdot 55000 = 8965 \text{ N} \quad (7.26)$$

olarak hesaplanmıştır.

7.1.6 Yükler Sebebiyle Oluşan Şehimin Rayleigh-Ritz Metoduyla Çözümü

Bölüm 5’de açıklanan Rayleigh-Ritz metoduyla yüklerin etkisiyle oluşan sehim oluşturulan kod vasıtasıyla hesaplanmıştır. Ekler kısmında ilgili kod verilmiştir. Malzeme özelliğinden gelen elastisite modülü, geometriden kaynaklanan mesafeler ve atalet momentleri önceki çözüm ile aynı olacaktır.

Yaklaşım fonksiyonu $v(x)$ ifadesi önceki çözümle aynı olmak üzere,

$$v(x) = C \cdot \sin\left(\frac{\pi}{L} \cdot x\right) \quad (7.27)$$

formundadır.

Toplam gerinim enerjisi de önceki çözüm gibi hesaplanır.

$$U_T = U_1 + U_2 + U_3 + U_4 \quad (7.28)$$

$$U_T = \frac{1}{2} \cdot E \cdot I_1 \cdot \int_0^{L_1} \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 \cdot dx + \frac{1}{2} \cdot E \cdot I_2 \cdot \int_0^{L_2} \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 \cdot dx \\ + \frac{1}{2} \cdot E \cdot I_3 \cdot \int_0^{L_3} \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 \cdot dx + \frac{1}{2} \cdot E \cdot I_4 \cdot \int_0^L \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 \cdot dx \quad (7.29)$$

Yerçekiminin y bileşeninin ok üzerinde etkisi dolayısıyla ağırlık yükü,

$$W = V_{ok} \cdot d_{ok} \cdot g \quad (7.30)$$

şeklinde hesaplanmıştır.

Harici kuvvetlerin potansiyel enerjisi hesaplanırken, Ok parçasına etkiyen rüzgarın etkisiyle doğan F_1 kuvveti (F_r kuvvetinin y bileşeni) 11902 N değerinde, ok’un ağırlık merkezine x_1 mesafede 22,084 m değerinde, rüzgarın yüke etkisiyle doğan F_2 kuvveti (F_{yr} kuvvetinin y bileşeni) 6339,2 N değerinde, ok’un ağırlık merkezine x_2 mesafede 50,368 değerinde ve yükün etkisinin doğurduğu F_3 kuvveti 381387,234 N değerinde ok’un ağırlık merkezine yine x_2 mesafesinde tanımlanmıştır.

Harici kuvvetlerin potansiyel enerjisi,

$$\Gamma = - \int_0^L -p(x) \cdot v(x) \cdot dx - F_1 \cdot v(x_1) - F_2 \cdot v(x_2) + F_3 \cdot v(x_2)$$

$$= \frac{W}{L} \cdot \int_0^L v(x) \cdot dx - F1 \cdot v(x1) - F2 \cdot v(x2) + F3 \cdot v(x3) \quad (7.31)$$

formundadır.

Böylece toplam potansiyel enerji bulunarak,

$$\Pi = U_T + \Gamma \quad (7.32)$$

Minimum potansiyel enerji kuralı uygulanmış,

$$\frac{d\Pi}{dC} = 0 \quad (7.33)$$

C katsayısı elde edilmiştir.

Yapılan çalışmanın sonucuna göre ok'un merkezinde meydana gelen sehım çözümü aşağıda verilmiştir.

$$v\left(\frac{L}{2}\right) = C \cdot \sin\left(\frac{\pi}{L} \cdot \left(\frac{L}{2}\right)\right) \quad (7.34)$$

$$v\left(\frac{L}{2}\right) = -2,0278 \text{ m} = -2027,8 \text{ mm}$$

7.1.7 Yükler Sebebiyle Oluşan Gerilmenin Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi ile Çözümü

Bölüm 5'de detaylı incelenen Euler-Bernoulli kiriş teorisi vasıtasıyla, yükler sebebiyle ok'un merkezinde meydana gelen maksimum gerilme hesaplanmıştır.

y nötr eksene mesafe 0,6 m, yaklaşım fonksiyonun ikinci türevi kullanılarak, gerilmenin ifadesi,

$$\sigma_m = -E \cdot y \cdot \frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{My}{I} \quad (7.35)$$

olmak üzere, gerilme değeri

$$\sigma_m = 333,55 \text{ MPa}$$

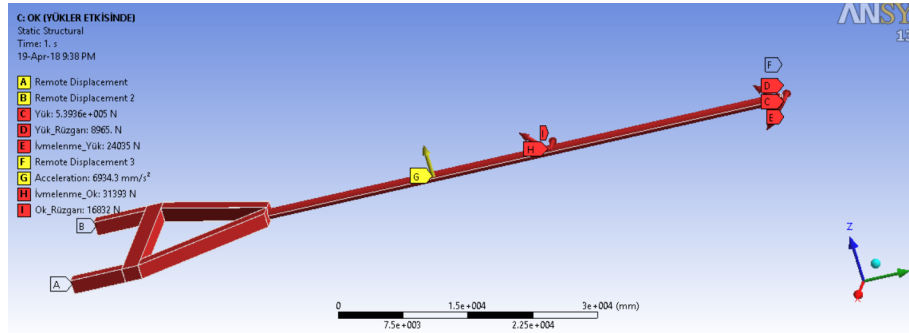
olarak bulunmuştur.

7.1.8 Yükler Sebebiyle Oluşan Sehimin ve Gerilmenin Sonlu Elemanlar Metoduyla Çözümü

Analiz adımları takip edilerek, otomatik mesh yapısı oluşturulmuştur, sonrasında sınır koşulları ve yükler tanımlanmıştır.

Sınır koşulları önceki çözüm ile aynı olarak, ok'un dip kısmında sadece x yönünde dönme, ok'un ucunda ise x yönünde dönme ve y eksenı yönünde yerdeğişimi yapabilecek şekilde uygulanmıştır. Ok'un uç kısmı vento halatı bağlantısı yapılarak ilerleyen kısımlarda görülecek olan çözüm ile yukarıdaki sınır koşul uygulanması birbirine yakın sonuç vermektedir. Dolayısıyla sınır koşulları iki şekilde de tanımlanabileceği öngörülmüştür.

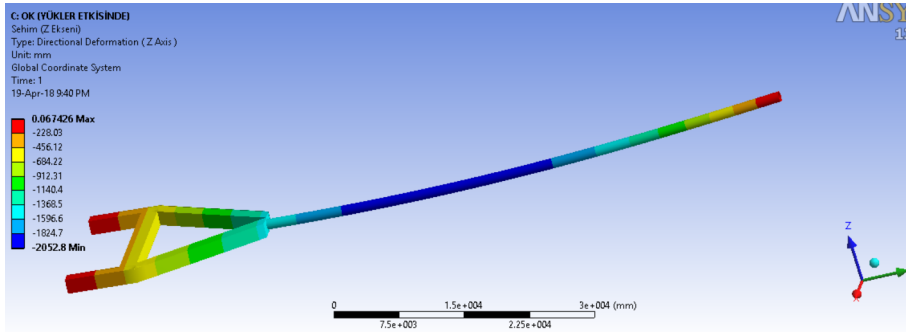
Ok parçasına etkiyen yükler sırasıyla, yerçekimi ivmesinin z bileşeni, taşınacak yük sebebiyle oluşan kuvvet, yükün ivmelenmesinden oluşan kuvvet, yükün rüzgar etkisiyle hareketinden doğan kuvvet, ok'un ivmelenmesinden doğan kuvvet ve ok parçasına etkiyen rüzgar kuvvetidir. Şekil 7.8'de sınır koşulları ve yükler görülmektedir.



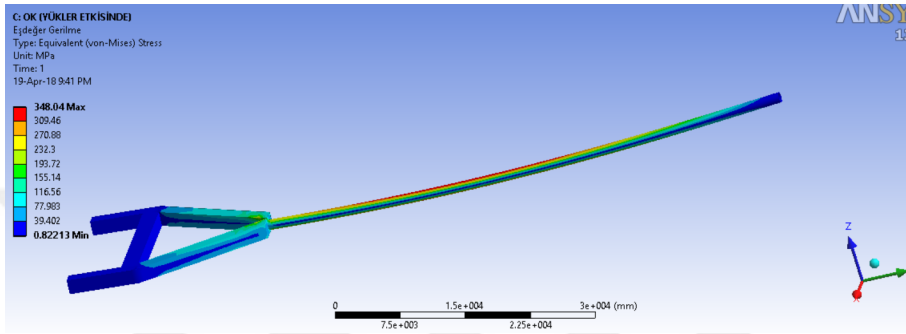
Şekil 7.8 : Sınır koşulları ve yükler.

Sonlu elemanlar metoduyla yapılan analizde, ok'un merkezinde, yükler dolayısıyla meydana gelen maksimum sehim -2052,8 mm. olarak elde edilmiştir. Şekil 7.9'da sehim sonucu görülmektedir.

Yüklerden kaynaklanan maksimum eğilme eşdeğer gerilmesi ise 348,04 MPa değerindedir. (Şekil 7.10)

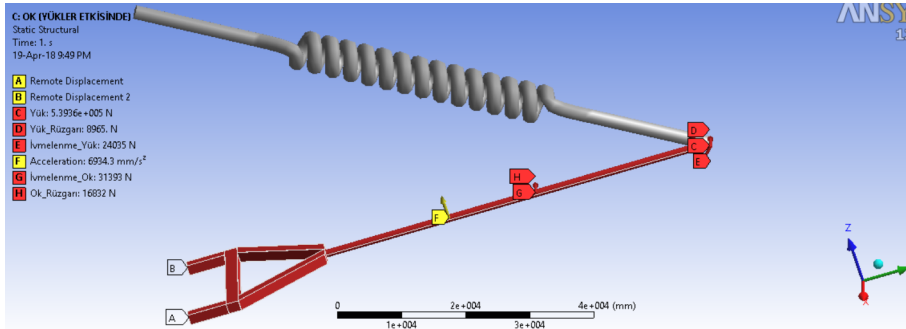


Şekil 7.9 : Sehim sonucu.



Şekil 7.10 : Eşdeğer gerilme sonucu.

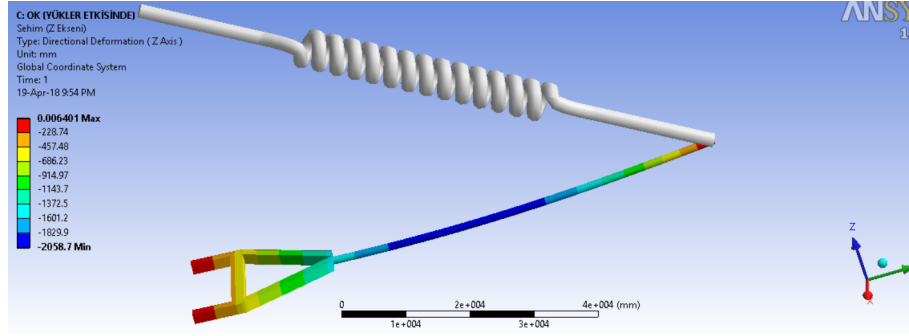
Ok'un uç kısmındaki sınır koşul vento halatını modelleyen yüksek rijitlikte yay ile değiştirilerek sonuçlar irdelenmiştir. Sınır koşulları ve yükler Şekil 7.11'de görülmektedir.



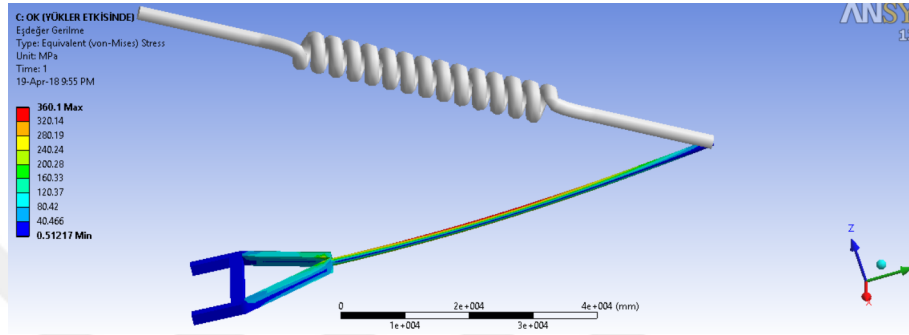
Şekil 7.11 : Vento halatı, diğer sınır koşullar ve yükler.

Yeni sınır koşuluyla elde edilen sehim -2058,7 mm değerindedir. (Şekil 7.12)

Vento halatı modeli eklenmesiyle beraber değişen sınır koşuluna göre maksimum eşdeğer gerilme 360,1 MPa değerindedir. Vento halatlı veya sınır koşulu ile elde edilen sonuçlar birbirine çok yakındır, dolayısıyla iki sınır koşulunda da analiz çözdürülebilir. Şekil 7.13'de vento halatıyla elde edilen maksimum eşdeğer gerilme sonucu verilmiştir.



Şekil 7.12 : Sehim sonucu.



Şekil 7.13 : Vento halatıyla eşdeğer gerilme sonucu.

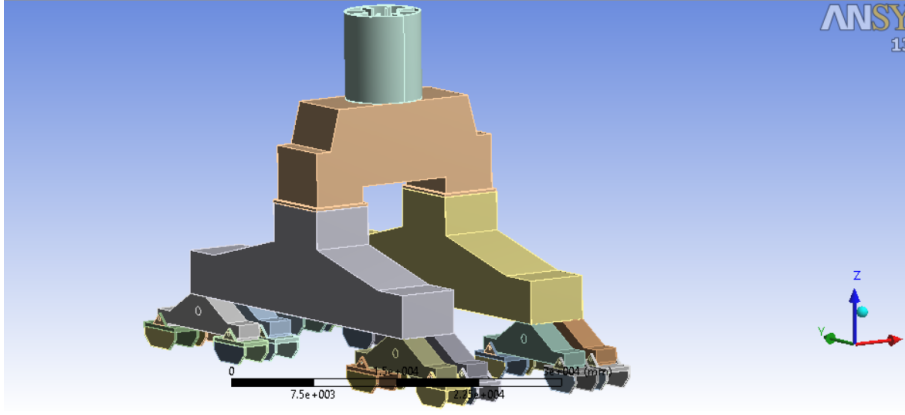
7.2 Taşıyıcı Gövdenin Sonlu Elemanlar Metoduyla Analizi

7.2.1 Taşıyıcı Gövde Geometrik Modeli

Taşıyıcı gövde geometrik modeli, boji grupları, denge kirişleri, gergi kirişleri, portal üst kirişi ve silindirik gövdenin montaj yapılmasıyla oluşturulmuştur. Değişik kesitli kutu kirişlerden ve silindirik gövdelerden yapılan tasarımın da sonlu elemanlar metoduyla analizi gerçekleştirilmiştir.

Taşıyıcı gövdenin krenin dengelenmesi amacıyla daha ağır olması istenir, bu sebeple özellikle yükün dağıldığı kritik bölgelerde kalınlık yüksek tutulmuştur. Bu bölgelerden silindirik gövdenin kalınlığı 32mm. değerinde seçilerek tasarım yapılmıştır.

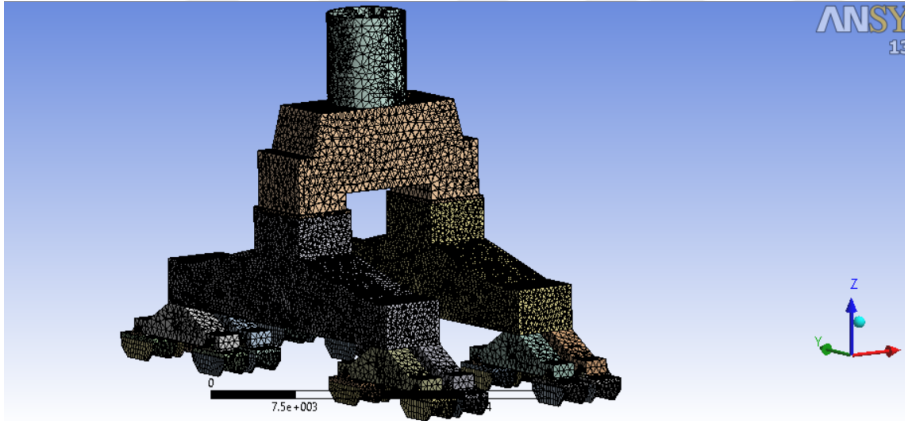
Sonlu elemanlar sonuçları doğrultusunda gerekli görülen taşıyıcı gövde parçalarına destek plakaları yerleştirilerek güçlendirme düşünülebilir. Taşıyıcı gövdenin geometrik modeli Şekil 7.14’de görülmektedir.



Şekil 7.14 : Taşıyıcı gövde geometrik modeli.

7.2.2 Taşıyıcı Gövde Sehim ve Gerilme Analizi

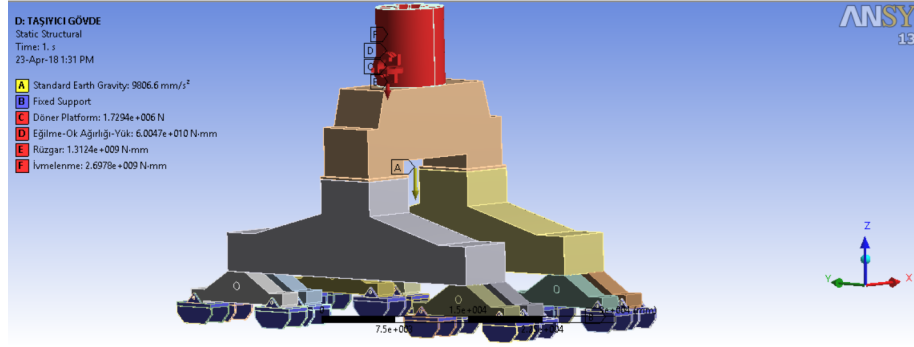
Sonlu elemanlar metoduyla analizi yapılacak taşıyıcı gövdenin mesh yapısı yeterli eleman sayısı sağlanarak oluşturulmuştur. Mesh yapısı 121622 eleman ve 260415 düğüm sayısından meydana gelmektedir. (Şekil 7.15)



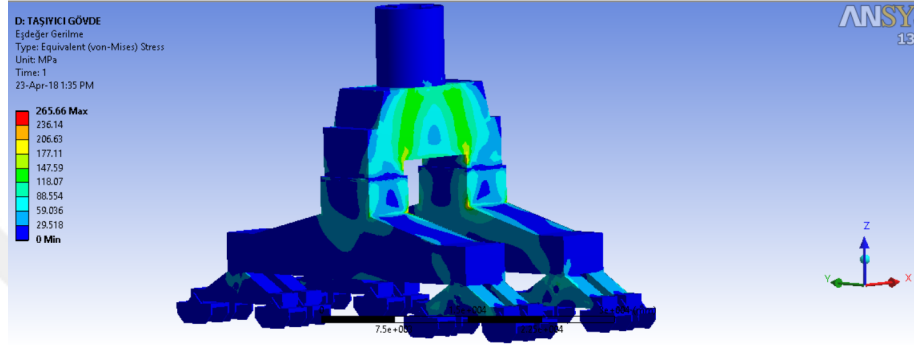
Şekil 7.15 : Taşıyıcı gövde mesh yapısı.

Taşıyıcı gövde sınır koşulu, boji parçalarından sabitlenerek tanımlanmıştır. Uygulanan yükleri, taşıyıcı gövdenin zati ağırlığını ifade eden yerçekimi ivmesi, platform ve üzerindeki parçaların oluşturdukları kuvvetler, ok ve yüke etkiyen rüzgar ile ivmelenme momentleri, ok'un ağırlığından ve taşınan yük ağırlığının etkisiyle meydana gelen momentler oluşturmaktadır. Şekil 7.16'da Yükler ve sınır koşulu görülmektedir.

Şekil 7.17'de taşıyıcı gövde gerilme sonucu görülmektedir. Maksimum değer gergi kirişi üzerinde gözlemlenmiştir.

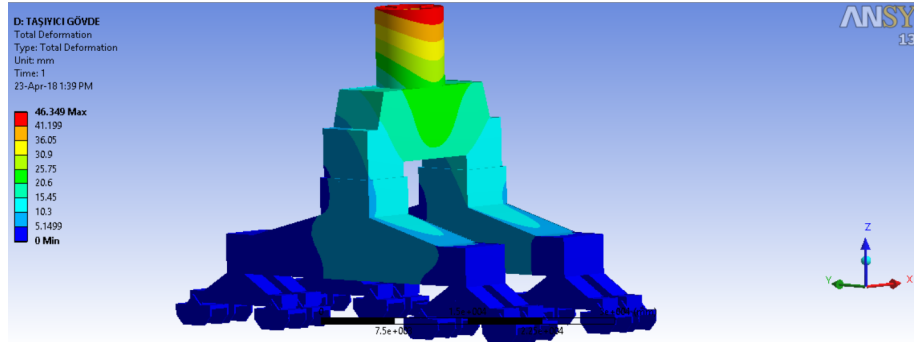


Şekil 7.16 : Yükler ve sınır koşulu.



Şekil 7.17 : Eşdeğer gerilme.

Sehim analizi sonucunda elde edilen maksimum değer silindirik gövdenin üst kısmında gözlemlenmektedir. Şekil 7.18’de sehim analizi sonucu verilmiştir.



Şekil 7.18 : Sehim analizi sonucu.



8. TİTREŞİM ANALİZİ

Tasarımı yapılan ok parçasının titreşim analizleri yapılmıştır. Öncelikli olarak Rayleigh metoduyla ok'un ilk doğal frekansı hesaplanmıştır. Sonlu elemanlar metoduyla modal analiz yapılarak ok parçasının sınır koşullarında doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilmiştir. Sonrasında harmonik analiz yapılarak ok parçasının frekans cevap fonksiyonu (FRF) elde edilmiştir.

8.1 Rayleigh Metoduyla Ok Parçasının İlk Doğal Frekansının Çözümü

Bölüm 5'de Rayleigh metodu aktarılmıştır. Rayleigh metodu kullanılarak yapısal bir sistemin ilk doğal frekans sonucu elde edilebilmektedir. Bu sebeple hesaplamada kolaylık sağlama açısından MATLAB paket programıyla kod hazırlanmıştır. Kodun detayı ekler kısmında verilmiştir.

Öncelikli olarak ok'un elastisite modülü (E), kirişlerin mesafeleri (L1,L2,L3),ok toplam uzunluk (L), kirişlerin kesit alanları (A1,A2,A3,A4), oluşturulan geometrik modelden hacmi (V_{ok}),yapısal çelik malzeme yoğunluğu (d), yerçekimi ivmesi (g) tanımlanmış ve boyutlardan kirişlerin atalet momentleri (I1,I2,I3,I4) hesaplanmıştır. Önceki yapılan analizlerde yukardaki katsayılar verilmiştir.

Daha önceki çözümlerle benzer olarak,sehim eğrisi yaklaşım fonksiyonu $v(x)$ ifadesi aşağıda belirtilmiştir.

$$v(x) = \sin\left(\frac{\pi}{L} \cdot x\right) \quad (8.1)$$

Toplam gerinim enerjisi önceki çözümlereki gibi aşağıda verilmiştir.

$$U_T = U_1 + U_2 + U_3 + U_4 \quad (8.2)$$

$$U_T = \frac{1}{2} \cdot E \cdot I_1 \cdot \int_0^{L1} \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 \cdot dx + \frac{1}{2} \cdot E \cdot I_2 \cdot \int_0^{L2} \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 \cdot dx \\ + \frac{1}{2} \cdot E \cdot I_3 \cdot \int_0^{L3} \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 \cdot dx + \frac{1}{2} \cdot E \cdot I_4 \cdot \int_0^L \left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)^2 \cdot dx \quad (8.3)$$

Maksimum kinetik enerji ifadesi,

$$T = T1 + T2 + T3 + T4 \quad (8.4)$$

$$T = \omega_n^2 \cdot \left(\frac{A1 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot \int_0^{L1} v^2 \cdot dx + \frac{A2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot \int_0^{L2} v^2 \cdot dx \right. \\ \left. + \frac{A3 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot \int_0^{L3} v^2 \cdot dx + \frac{A4 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot \int_0^L v^2 \cdot dx \right) \quad (8.5)$$

Öz ağırlık,

$$\gamma = d_{ok} \cdot g \quad (8.6)$$

olmak üzere maksimum kinetik enerjinin ifadesi,

$$T = \omega_n^2 \cdot \left(\frac{A1 \cdot d_{ok}}{2} \cdot \int_0^{L1} v^2 \cdot dx + \frac{A2 \cdot d_{ok}}{2} \cdot \int_0^{L2} v^2 \cdot dx \right. \\ \left. + \frac{A3 \cdot d_{ok}}{2} \cdot \int_0^{L3} v^2 \cdot dx + \frac{A4 \cdot d_{ok}}{2} \cdot \int_0^L v^2 \cdot dx \right) \quad (8.7)$$

$U_T = T$ iken T^* aşağıdaki formda olmak üzere,

$$T^* = \left(\frac{A1 \cdot d_{ok}}{2} \cdot \int_0^{L1} v^2 \cdot dx + \frac{A2 \cdot d_{ok}}{2} \cdot \int_0^{L2} v^2 \cdot dx \right. \\ \left. + \frac{A3 \cdot d_{ok}}{2} \cdot \int_0^{L3} v^2 \cdot dx + \frac{A4 \cdot d_{ok}}{2} \cdot \int_0^L v^2 \cdot dx \right) \quad (8.8)$$

doğal frekansın karesinin ifadesi,

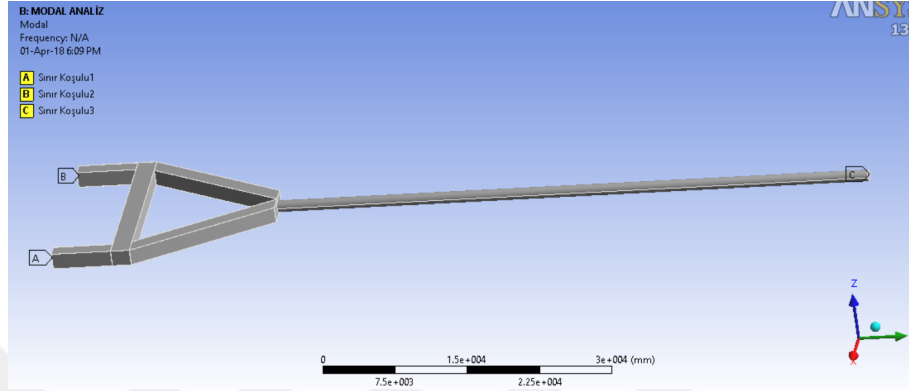
$$\omega_n^2 = \frac{U_T}{T^*} \quad (8.9)$$

formundadır, Hz biriminden elde edilen sonuç aşağıda verilmiştir.

$$\omega_1 = \frac{\sqrt{\omega_n^2}}{2 \cdot \pi} = 0,4857 \text{ Hz} \quad (8.10)$$

8.2 Ok Parçasının Sonlu Elemanlar Metoduyla Modal Analizi

Ok parçasının modal analizinin gerçekleştirilmesi için geometrik model ANSYS yazılımına aktarıldıktan sonra otomatik mesh yapısı oluşturulmuştur. Sonrasında sınır koşulları uygulanmıştır.(Şekil 8.1)



Şekil 8.1 : Modal analiz için sınır koşulları.

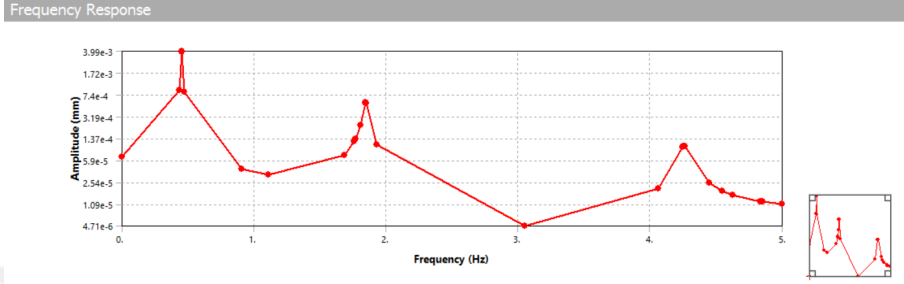
İstenilen doğal frekans maksimum sayısı tanımlandıktan sonra analiz çözdürülmüş ve doğal frekanslar elde edilmiştir. (Şekil 8.2)

Tabular Data		
	Mode	☒ Frequency [Hz]
1	1.	0.45346
2	2.	1.7644
3	3.	1.8472
4	4.	4.2526
5	5.	4.8424
6	6.	7.4427
7	7.	7.8717
8	8.	9.0694
9	9.	10.718
10	10.	11.138
11	11.	13.457
12	12.	15.824

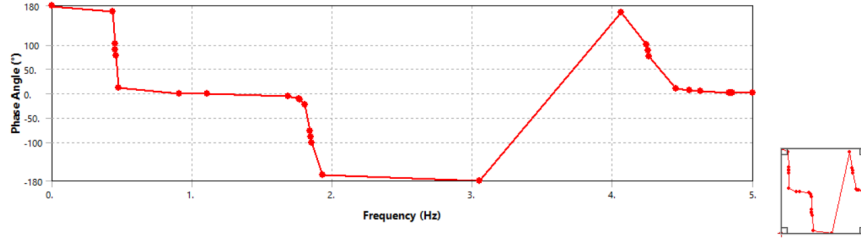
Şekil 8.2 : Doğal frekanslar.

8.3 Ok Parçasının Sonlu Elemanlar Metoduyla Harmonik Analizi

Titreşim analizi harmonik analizle sürdürülmüştür. Frekans aralığı girilerek istenen frekans cevabı fonksiyonu (FRF) elde edilmiştir. 0-5 Hz aralığında Z eksenindeki deformasyonun frekans cevabı Şekil 8.3'de ve faz açısı grafiği Şekil 8.4'de verilmiştir.

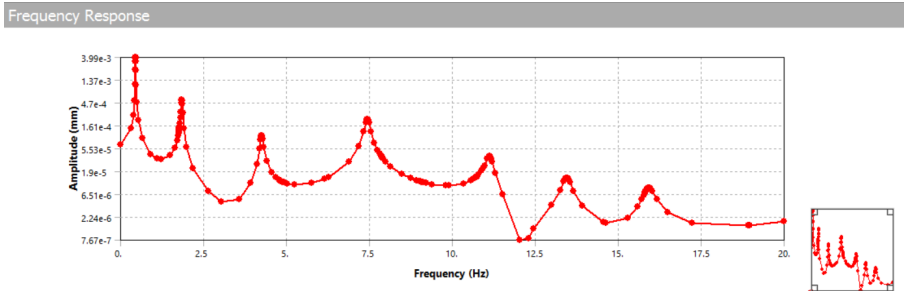


Şekil 8.3 : 0-5 Hz aralığında frekans cevabı.



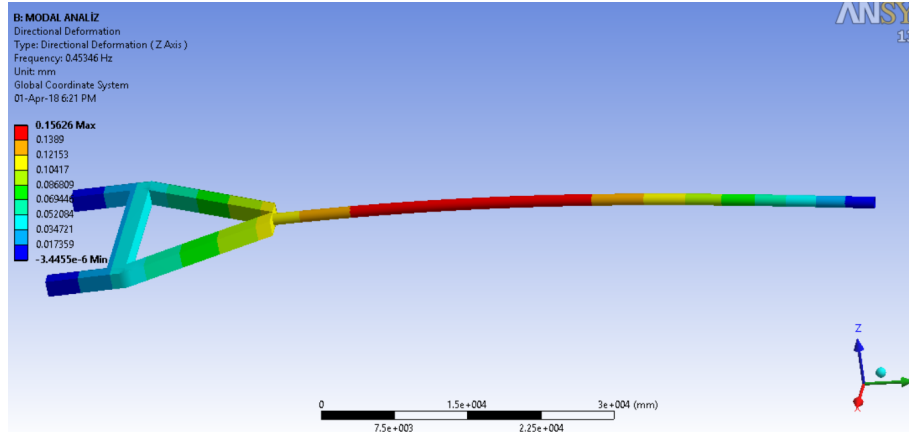
Şekil 8.4 : 0-5 Hz aralığında faz açısı.

Titreşim analizleri sonucunda en önemli modun ilk mod (Birinci düşey eğilme modu) olduğu görülmüştür. Diğer modların içinde en yüksek genliğe sahip olan mod frekans cevabında görülmektedir. Genel olarak bu modda yüksek genlik değeri olmadığı görülmüştür böylece sistemin titreşim açısından güvenli olduğu sonucu anlaşılmıştır.

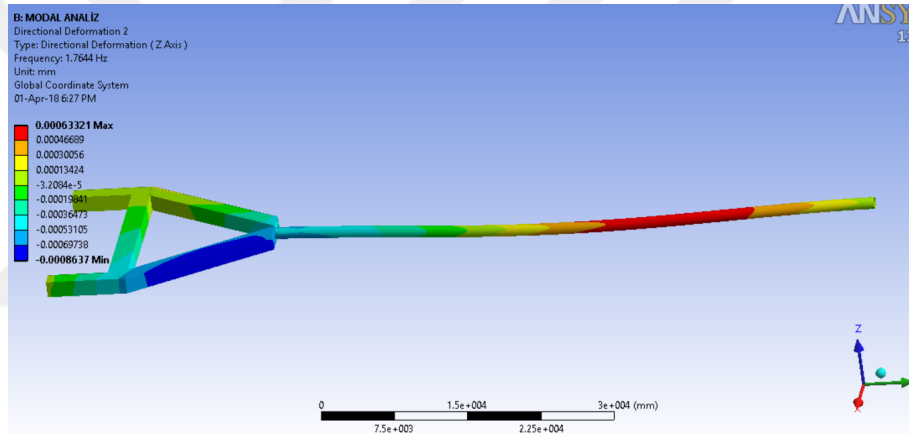


Şekil 8.5 : 0-20 Hz aralığında frekans cevabı.

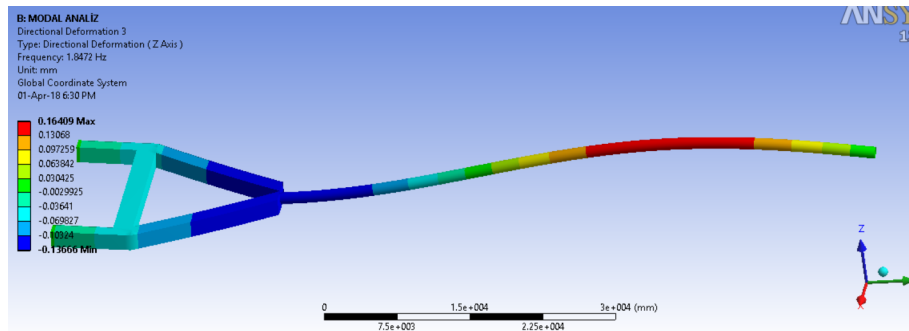
Şekil 9.5’de 0-20 Hz aralığındaki frekans cevabı grafiği görülmektedir. Mod şekilleri de aşağıda verilmiştir.(Şekil 8.6-Şekil 8.17)



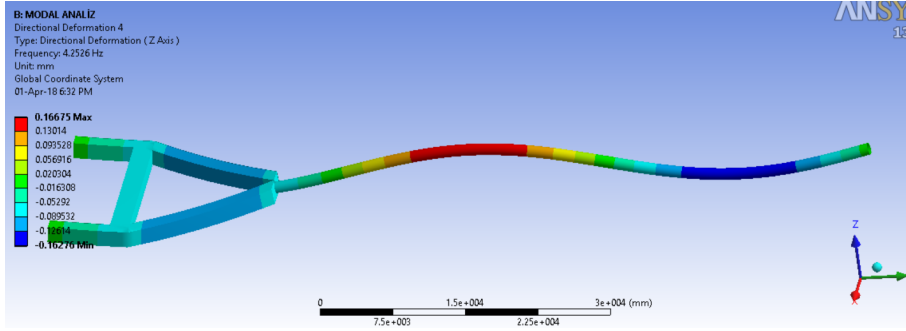
Şekil 8.6 : Birinci düşey eğilme modu.



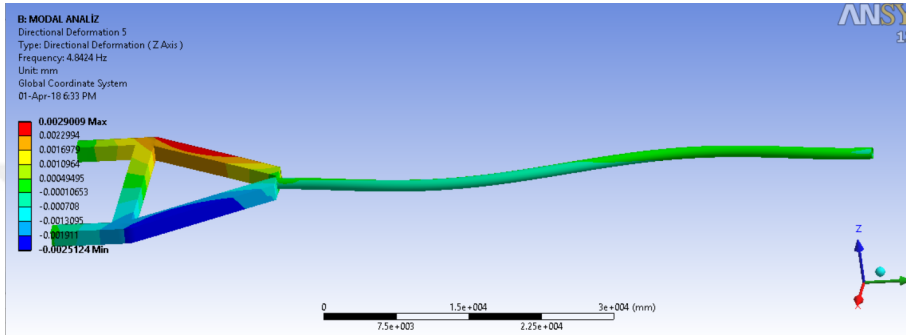
Şekil 8.7 : Birinci yanıl eğilme modu.



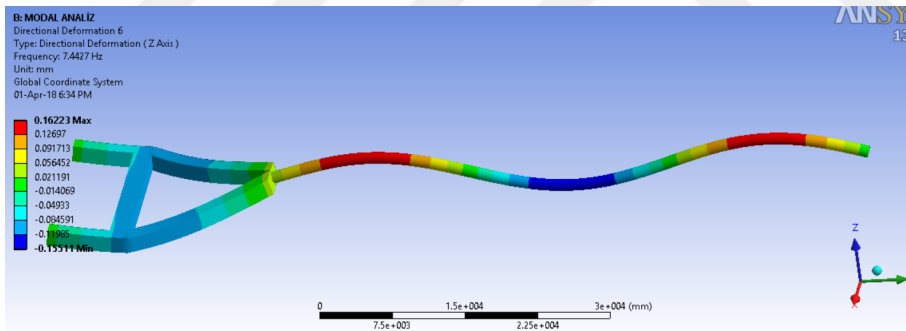
Şekil 8.8 : İkinci düşey eğilme modu.



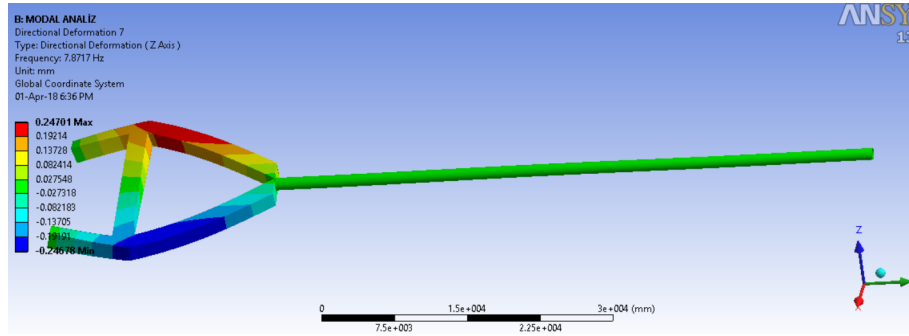
Şekil 8.9 : Üçüncü düşey eğilme modu.



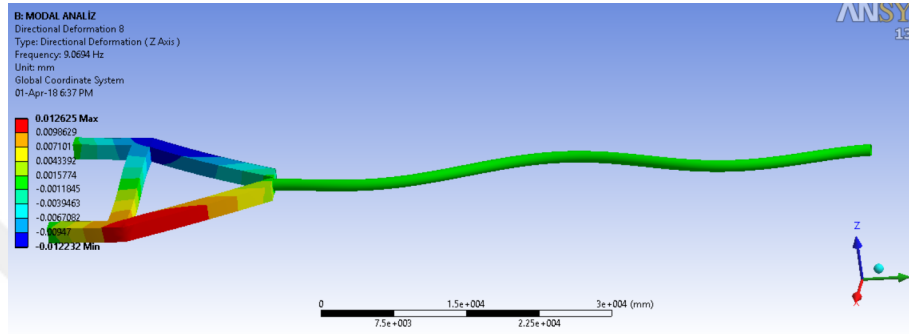
Şekil 8.10 : İkinci yanal eğilme modu



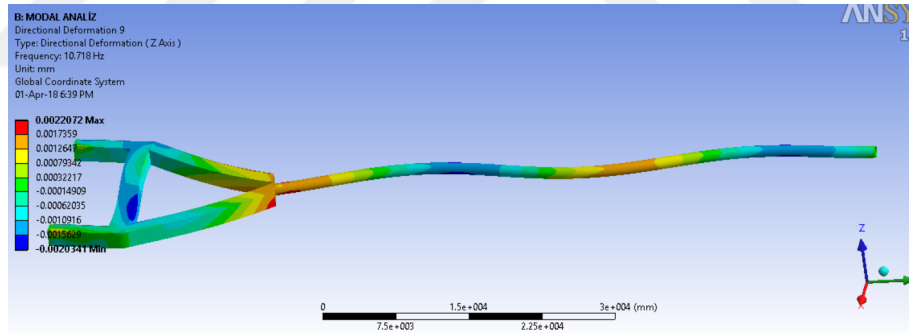
Şekil 8.11 : Dördüncü düşey eğilme modu.



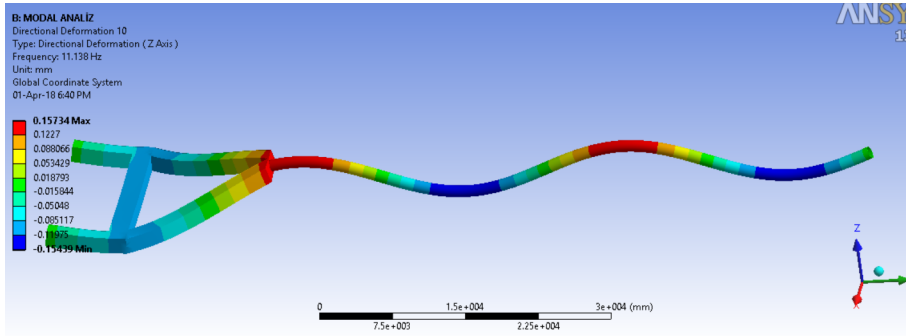
Şekil 8.12 : Burulma modu.



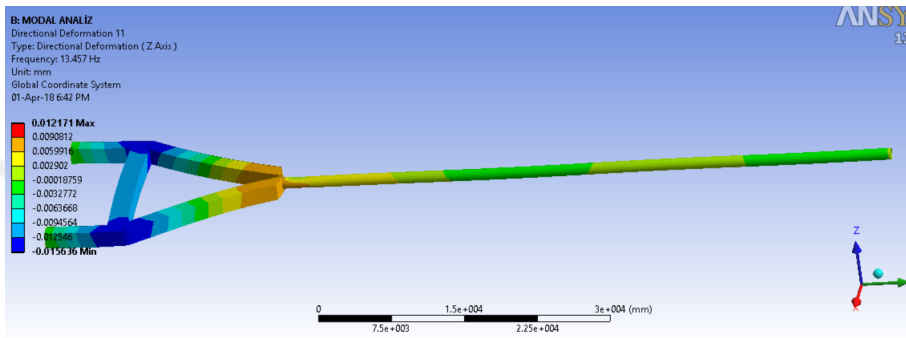
Şekil 8.13 : Üçüncü yanal eğilme modu



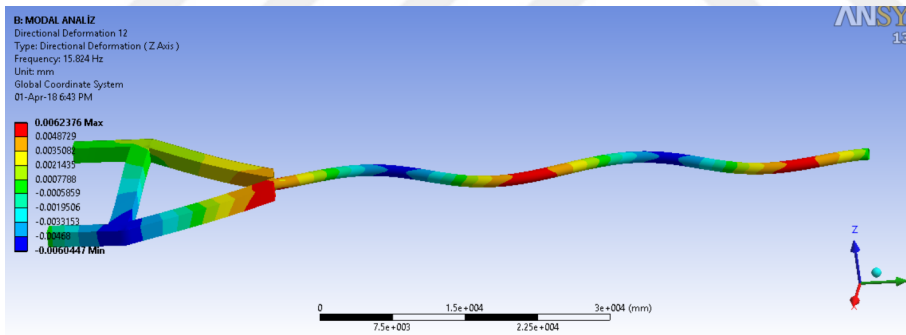
Şekil 8.14 : Dördüncü yanal eğilme modu



Şekil 8.15 : Beşinci düşey eğilme modu



Şekil 8.16 : Uzama modu



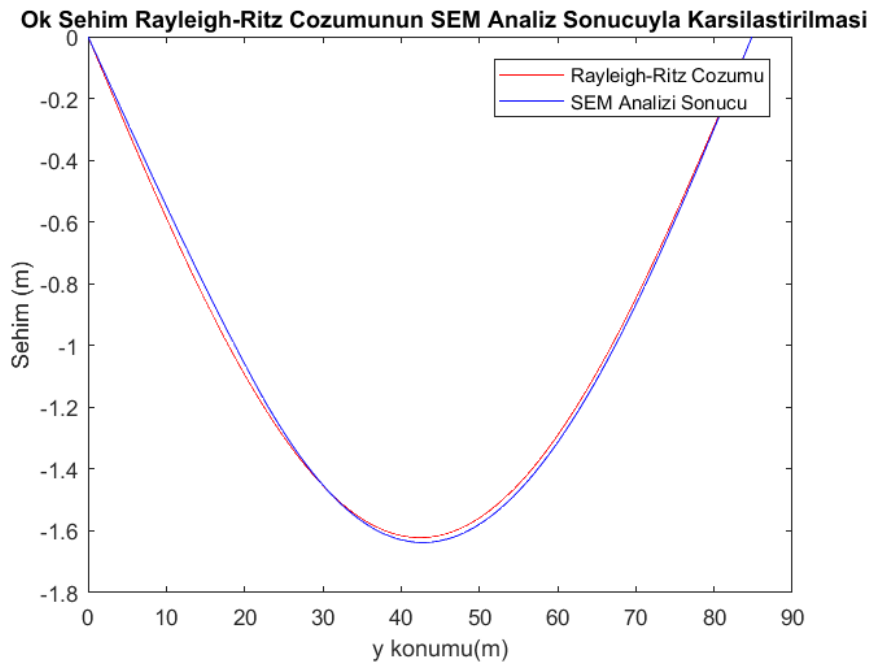
Şekil 8.17 : Beşinci yanal eğilme modu

9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tasarımı yapılan oklu kren yapısal sisteminin, mukavemet hesapları, ok parçasının Rayleigh-Ritz metoduyla sehim analizi, Euler Bernoulli kiriş teorisi yardımıyla da gerilme analizleri, zati ağırlık ve yükler altında gerçekleştirilmiştir. Ok'un taşıyıcı gövde montajının ise sonlu elemanlar yöntemiyle analizi yapılarak sehim ve gerilme analizleri irdelenmiştir.

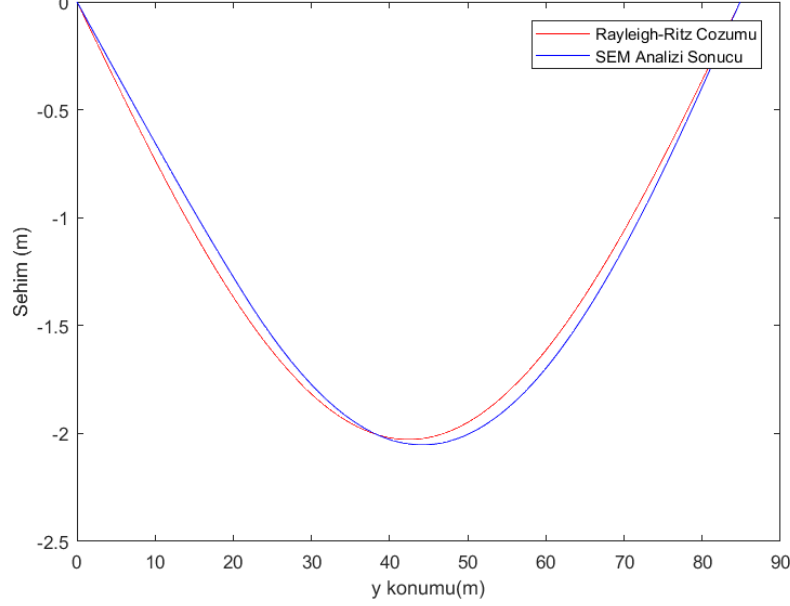
Rayleigh-Ritz metoduyla elde edilen sonuçların, sonlu elemanlar metoduyla elde edilen sonuçlara göre sapma değerleri yeterince azdır. Sonlu elemanlar metodu sonuçlarının doğrulaması yapılmış ve iki metodun birlikte kullanılmasının uygunluğu görülmüştür. Çizelge 9.1'de elde edilen sonuçlar ve sapma değerleri verilmiştir.

Şekil 9.1 'de ok parçasının zati ağırlık etkisinde sonlu elemanlar metodu ve Rayleigh-Ritz metodu sonucunda elde edilen sehim sonuçları grafiği, Şekil 9.2'de ise yüklü durumda ok parçasının sonlu elemanlar ve Rayleigh-Ritz metodu sonucunda sehim sonuçları grafiği görülmektedir.



Şekil 9.1 : Zati ağırlık sehim sonuçları.

Ok Yükler Etkisinde Sehim Rayleigh-Ritz Cozumunun SEM Analiz Sonucuyla Karsilastirilmesi



Şekil 9.2 : Yükler etkisinde sehim sonuçları.

Çizelge 9.1 : Maksimum Sonuçlar ve Sapma Değerleri.

	Zati Ağırlıktan Doğan Sonuçlar	Yüklerden Doğan Sonuçlar
Gerilme S.E.M	277,92 MPa	348,04 MPa
Gerilme Euler-Bernoulli	266,75 MPa	333,55 MPa
Gerilme Sapma	% 4,18	%4,34
Sehim S.E.M	-1637,5 mm.	-2052,8 mm.
Sehim Rayleigh-Ritz	-1621,7 mm.	- 2027,8 mm.
Sehim Sapma	% 0,97	% 1,23

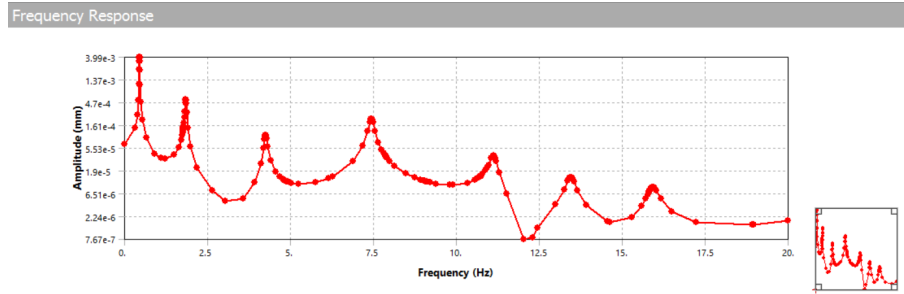
İki metodla elde edilen sonuçlar doğrultusunda yapısal sistemde gereken geometrik ve malzeme revizyonları yapılmış böylece tasarım zamanı azalmış, daha pratik çözümler üretilebilmiştir. Malzeme seçiminde elde edilen gerilme değerleri yol göstermiş böylece bazı değişik özellikte çelik yapıların belli bölgelerde kullanılması ile optimum tasarım elde edilmiştir. Ok parçasında silindirik boru kesitli kirişin gerilme değerleri göreceli olarak büyük olduğu görüldüğünden S355 (St52) tipi yapı çeliği kullanılması ve kalınlığın 32 mm seçilmesi uygun bulunmuştur. Ok'un diğer kirişleri ise gerilimler yeterince az olduğundan S275 (St44) yapı çeliği, 12 mm kalınlığında seçilmiştir.

Taşıyıcı gövde sonlu elemanlar analizleri sonucunda, silindirik gövdenin kalınlığı 32 mm, gergi kirişi ise 6-9 ve 12 mm saclar kullanılmıştır. Kren parçaları, S275 yapı çeliği malzemede ve toplam kren kütle değeri 750 tonun altında kalacak şekilde uygun

kalınlıklarda tasarlanmıştır. Maksimum gerilme gergi kirişinde 265,66 MPa değerinde, maksimum toplam sehim silindirik gövde üst kısmında 46,349 mm. değerindedir.

Titreşim analizi ok parçası için yapılarak önemli tasarım çıktıları elde edilmiştir. Rayleigh metoduyla yapının birinci doğal frekansı elde edilmiştir. Sonlu elemanlar metoduyla modal analizle elde edilen birinci doğal frekans değeriyle Rayleigh metodu sonucu arasındaki sapma % 7,1 kadardır. Sapma değeri uygun değerlerde bulunduğundan sonlu elemanlar metodu modal analizinin doğrulaması yapılmıştır.

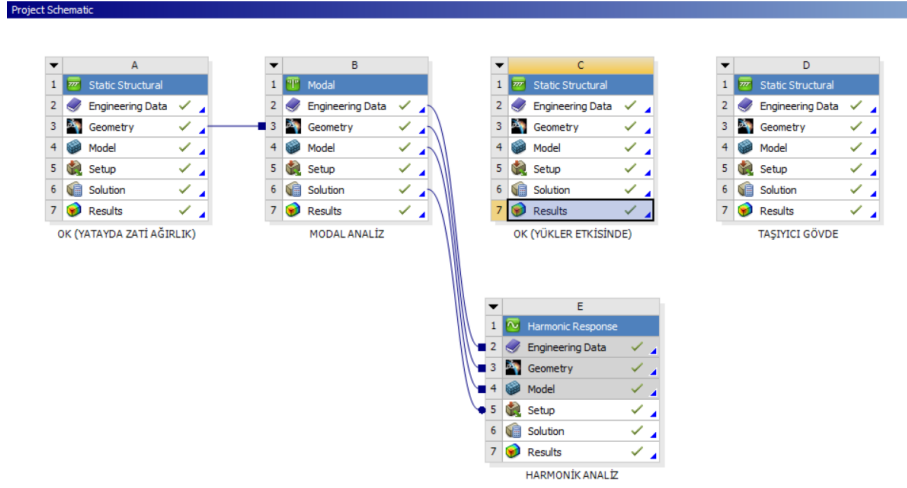
Modal analizle ilk on iki mod için doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilmiştir. Bu modlar, düşey eğilme modlarını, yanal eğilme modlarını, burulma modunu ve uzama modunu kapsamaktadır. Harmonik analiz ile devam eden titreşim analizleri ile en önemli modun birinci düşey eğilme modu olduğu görülmüştür. Frekans cevapları fonksiyonunun 0-5 Hz ve 0-20 Hz için sonuçları incelendiğinde, en büyük genliğin birinci modda 0.45346 Hz doğal frekansında olduğunu göstermiştir. Diğer modların genlikleri azalarak devam etmektedir. Genlik değerleri uygun limitlerde olduğu görülmüş bu sebeple titreşim açısından güvenli bir ok tasarımı yapıldığı anlaşılmaktadır. Şekil 9.3 'de 0-20 Hz için frekans cevabı fonksiyonu grafiği verilmiştir.



Şekil 9.3 : 0-20 Hz aralığında frekans cevabı.

Şekil 9.4'de ANSYS sonlu elemanlar metodu yazılımının çalışma ekranı ve yapılan simülasyonların toplu görünümü verilmiştir.

Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, ilerleyen çalışmalarda elde edilen sonuçlar geliştirilebilir, yapının diğer doğal frekanslarının Rayleigh-Ritz metoduyla çözülmesi



Şekil 9.4 : Proje şeması.

ve çözümlerin sonlu elemanlar modal analiz sonuçlarından sapmaların yeterince azalması sağlanabilecektir.

Kaynaklar

- [1] **Öztepe, H.** (1999). Transport Tekniği - Kaldırma ve Taşıma Makinaları, *İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.*
- [2] **İmrak, C.E. ve Gerdemeli, İ.** (2011). Transport Tekniği, Ders Notları *İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.*
- [3] **İmrak, C.E. ve Fetvacı, M. C.** (2004). Krenlerin (Vinçlerin) Periyodik Koruyucu Bakım Esasları, *Mühendis ve Makina Dergisi*, Cilt 45, Sayı 538, *İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.*
- [4] **Taşdemir, B.** (2012). Jib Kren Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi, Yüksek Lisans Tezi *İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.*
- [5] **Kim, Nam-Ho ve Sankar, Bhavani V.** (2009). Introduction to Finite element Analysis and Design, Department of Mechanical and Aerospace Engineering College of Engineering, University of Florida, John Wiley and Sons, Inc.
- [6] **Harris, Cyril M., Piersol, Allan G., Stokey, William F.** (2002). Harris' Shock and Vibration Handbook, Chapter 7. Vibration of Systems Having Distributed Mass and Elasticity, Fifth Edition, McGraw-Hill
- [7] **Swanson, John A.** (2014). John Swanson and ANSYS Engineering Success Story, Simulation Conference (WSC).
- [8] **Seampoli, S.** (2014). Multiphysics in Action, Multiphysics Product Manager ANSYS Inc., Article
- [9] **Lilley, J., Fyfe, K., Jones, S., McKay, B., Muradali, A. , Sorensen, C., Skoczylas, P., Toogood, R., Johnson, K.,** University of Alberta - ANSYS Tutorials, Alındığı Tarih:15.04.2018, Adres:<https://sites.ualberta.ca/wmoussa/AnsysTutorial/>
- [10] **Ramasamy, V. ve Purushothama, Raj P.** (2012). Strength of Materials, Pearson
- [11] **Courtney, J., Buchan, S., Cervený, R. S., Bessemoulin, P., Peterson, T. C. , Torres Rubiera, J. M., Beven, J., King, J., Trewin, J., Rancourt, K.** (2012). Documentation and verification of the world extreme wind gust record: 113.3 m s^{-1} on Barrow Island, Australia, during passage of tropical cyclone Olivia, *Australian Meteorological and Oceanographic Journal* 62, 1–9.



EKLER

EK 1 : Matlab Kodu-Zati Ağırlıkta Ok Sehiminin, Gerilmesinin Rayleigh-Ritz Metodu ve Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi Vasıtasıyla Çözümü

EK 2 : Matlab Kodu-Yükler Etkisinde Ok Sehiminin, Gerilmesinin Rayleigh-Ritz Metodu ve Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi Vasıtasıyla Çözümü

EK 3 : Matlab Kodu-Rayleigh Metoduyla Ok İlk Doğal Frekansının Çözümü





EK 1

```
1  %Ok Parcasinin Zati Agirlik Etkisinde Sehiminin ve ...
   Gerilmesinin Eldesi
2  clear all;
3  clc;
4
5  E=2E11; % Elastisite Modulu
6
7  %Kirislerin Atalet Momentleri
8  b1=1.600;
9  h1=1.706;
10 b11=b1-(24/1000);
11 h11=h1-(24/1000);
12 I1=((b1*h1^3)/12)-((b11*h11^3)/12);
13 b2=20.345;
14 h2=1.706;
15 b22=b2-(24/1000);
16 h22=h2-(24/1000);
17 I2 = ((b2*h2^3)/12)-((b22*h22^3)/12);
18 b3=1.706;
19 h3=b3*cos(pi/6);
20 b33=b3-(24/1000);
21 h33=b33*cos(pi/6);
22 I3=((b3*h3^3)/12)-((b33*h33^3)/12);
23 I4=(pi*(1.2^4)-pi*(1.136^4))/64;
24
25 %Kirislerin Mesafeleri
26 L1=6.250;
27 L2=8.250;
28 L3=22.4;
29
30 %Toplam Kiris Boyu
31 L=84.853;
32
33 Hacim=13.155; % Ok Parcasinin Hacmi
34 dm=7850; %Ok Parcasinin Yogunlugu
35 g=9.8066; %Yercekimi Ivmesi
36
37 % u Yaklasim Fonksiyonu
38 syms u(x) C
39
40 u(x)=C*sin((pi/L)*x);
41
42 du = diff(u,x); %u Birinci Turevi
43
44 du_ = diff(du,x); %u Ikinci Turevi
45
46 du_kare= (du_)*(du_); %u Ikinci Turevinin Karesi
47
48 %Kirislerin Gerinim Enerjileri
49 U1=0.5*E*I1*int(du_kare,0,L1);
50
```

```

51 U2=0.5*E*I2*int (du_kare,0,L2);
52
53 U3=0.5*E*I3*int (du_kare,0,L3);
54
55 U4=0.5*E*I4*int (du_kare,0,L);
56
57 UT=U1+U2+U3+U4; % Gerinim Enerjileri Toplami
58
59 W=Hacim*dm*g; % Ok Agirligi
60
61 V=(W/L)*(int (u,0,L)); % Ok Uygulanan Yukun Potansiyel Enerjisi
62
63 Enerji= UT+V; %Potansiyel Enerji
64
65 %Minimum Potansiyel Enerji ile C Katsayisinin Eldesi
66 den=diff(Enerji,C);
67
68 Cdeger=solve (den==0,C);
69
70 z=L/2;
71 sonuc=Cdeger*sin ((pi/L)*z); %Ok Merkezinde Sehimin Eldesi
72
73 do=0.6; %Notr Eksene Mesafe
74 Gerilme=du_*E*do/1000000; %Ok Parçasi Maksimum Gerilmenin Eldesi

```

EK 2

```
1  %Ok Parcasinin Yukler Etkisinde Sehiminin ve Gerilmesinin Eldesi
2  clear all;
3  clc;
4
5  E=2E11; % Elastisite Modulu
6
7  %Kirislerin Atalet Momentleri
8  b1=1.600;
9  h1=1.706;
10 b11=b1-(24/1000);
11 h11=h1-(24/1000);
12 I1=((b1*h1^3)/12)-((b11*h11^3)/12);
13 b2=20.345;
14 h2=1.706;
15 b22=b2-(24/1000);
16 h22=h2-(24/1000);
17 I2 = ((b2*h2^3)/12)-((b22*h22^3)/12);
18 b3=1.706;
19 h3=b3*cos(pi/6);
20 b33=b3-(24/1000);
21 h33=b33*cos(pi/6);
22 I3=((b3*h3^3)/12)-((b33*h33^3)/12);
23 I4=(pi*(1.2^4)-pi*(1.136^4))/64;
24
25 %Kirislerin Mesafeleri
26 L1=6.250;
27 L2=8.250;
28 L3=22.4;
29
30 %Ok Parcasina Etkiyen Yukler ve Mesafeleri
31 Fy=381387.2348; % Ok Parcasina Etkiyen Yuk Bileseni
32 Fry=6339.2; % Yuke Etkiyen Ruzgar Kuvveti
33 Fro=11902; % Ok Parcasina Etkiyen Ruzgar Kuvveti
34 dfy=50.368; % Yuk Bileseninin Ok Parcası Agirlik Merkezine ...
    Mesafesi
35 dor=22.084; % Ok Parcasina Etkiyen Ruzgar Kuvvetinin Agirlik ...
    Merkezine Mesafesi
36
37 %Toplam Kiris Boyu
38 L=84.853;
39
40 Hacim=13.155; % Ok Parcasinin Hacmi
41 dm=7850; %Ok Parcasinin Yogunlugu
42 g=6.9343; %Yercekimi Ivmesi
43
44 % u Yaklasim Fonksiyonu
45 syms u(x) C
46
47 u(x)=C*sin((pi/L)*x);
48
49 du = diff(u,x); %u Birinci Turevi
```

```

50
51 du_ = diff(du,x); %u İkinci Turevi
52
53 du_kare= (du_)*(du_); %u İkinci Turevinin Karesi
54
55 %Kirislerin Gerinim Enerjileri
56 U1=0.5*E*I1*int(du_kare,0,L1);
57
58 U2=0.5*E*I2*int(du_kare,0,L2);
59
60 U3=0.5*E*I3*int(du_kare,0,L3);
61
62 U4=0.5*E*I4*int(du_kare,0,L);
63
64 UT=U1+U2+U3+U4; % Gerinim Enerjileri Toplami
65
66 W=Hacim*dm*g; % Ok Agirligi
67
68 % Ok Uygulanan Yuklerin Potansiyel Enerjisi
69 V=(W/L)*(int(u,0,L))-Fro*u(dor)-Fry*u(dfy)+Fy*u(dfy);
70
71 Enerji= UT+V; %Potansiyel Enerji
72
73 %Minimum Potansiyel Enerji ile C Katsayisinin Eldesi
74 den=diff(Enerji,C);
75
76 Cdeger=solve(den==0,C);
77
78 z=L/2;
79 sonuc=Cdeger*sin((pi/L)*z); %Ok Merkezinde Sehimin Eldesi
80
81 do=0.6; %Notr Eksene Mesafe
82 Gerilme=du_*E*do/1000000; %Ok parcasi Maksimum Gerilmenin Eldesi

```

EK 3

```
1 %Rayleigh Metoduyla Ok Parcasinin Ilk Dogal frekansinin eldesi
2 clear all;
3 clc;
4
5 E=2E11; % Elastisite Modulu
6
7 %Kirislerin Atalet Momentleri
8 b1=1.600;
9 h1=1.706;
10 b11=b1-(24/1000);
11 h11=h1-(24/1000);
12 I1=((b1*h1^3)/12)-((b11*h11^3)/12);
13 b2=20.345;
14 h2=1.706;
15 b22=b2-(24/1000);
16 h22=h2-(24/1000);
17 I2=((b2*h2^3)/12)-((b22*h22^3)/12);
18 b3=1.706;
19 h3=b3*cos(pi/6);
20 b33=b3-(24/1000);
21 h33=b33*cos(pi/6);
22 I3=((b3*h3^3)/12)-((b33*h33^3)/12);
23 I4=(pi*(1.2^4)-pi*(1.136^4))/64;
24
25 %Kirislerin Mesafeleri
26 L1=6.250;
27 L2=8.250;
28 L3=22.4;
29
30 %Toplam Kiris Boyu
31 L=84.853;
32
33 Hacim=13.155; % Ok Parcasinin Hacmi
34 dm=7850; %Ok Parcasinin Yogunlugu
35 g=9.8066; %Yercekimi Ivmesi
36
37 %Kirislerin Kesit Alanlari
38 A1=b1*h1-b11*h11;
39 A2=b2*h2-b22*h22;
40 A3=b3*h3-b33*h33;
41 A4=pi*(1.2^2)*0.25-pi*(1.136^2)*0.25;
42
43 W=Hacim*dm*g; % Ok Agirligi
44
45 % u Yaklasim Fonksiyonu
46 syms u(x)
47
48 u(x)=sin((pi/L)*x);
49
50 du= diff(u,x); %u Birinci Turevi
51
```

```

52 du2= diff(du,x); %u İkinci Turevi
53
54 du2kare = (du2^2); %u İkinci Turevinin Karesi
55
56 ukare=u^2; %u Karesi
57
58 %Kirislerin Gerinim Enerjileri
59 U1=0.5*E*I1*int (du2kare,0,L1);
60
61 U2=0.5*E*I2*int (du2kare,0,L2);
62
63 U3=0.5*E*I3*int (du2kare,0,L3);
64
65 U4=0.5*E*I4*int (du2kare,0,L);
66
67 UT=U1+U2+U3+U4; % Gerinim Enerjileri Toplami
68
69 %Kinetik Enerjinin Ifadesinde Dogal Frekansin Dahil ...
    Edilmedigi Form
70 T1=0.5*dm*A1*int (ukare,0,L1);
71 T2=0.5*dm*A2*int (ukare,0,L2);
72 T3=0.5*dm*A3*int (ukare,0,L3);
73 T4=0.5*dm*A4*int (ukare,0,L);
74
75 TT=T1+T2+T3+T4; %Ifadelerin Toplami
76
77 w2=UT/TT; %Ilk Dogal Frekans
78
79 fsonuc=sqrt (w2)/(2*pi); % Ilk Dogal Frekansin Hz Cinsinden Degeri

```


ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Onur Tav

Doğum Tarihi ve Yeri: 1981 / Bursa

E-Posta: onurtav@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans:** 2005, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü