



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MOBİL VİNÇLERDE TELESKOBİK BOM VE JİB BOM MEKANİZMASININ TASARIMI, ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Yunus GÜDER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Kasım-2014
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MOBİL VİNÇLERDE TELESKOBİK BOM VE JİB BOM MEKANİZMASININ TASARIMI, ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Yunus GÜDER

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU

2014, 168 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR
Yrd. Doç. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU
Yrd. Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

Bu tez kapsamında, 100 ton kapasiteli 8x8 mobil vincin üst yapısının optimal konstrüksiyon tasarımı yapılmış olup, nümerik hesaplamalar ve sistemin sonlu elemanlar yöntemi ile statik ve dinamik analizleri yapılmıştır. TÜBİTAK Projesi kapsamında geliştirilen vinç, tek hidrolik uzatma silindir tahrikli teleskobik bomlar ve jib boma sahiptir. İnşaat sektöründen limanlara, rüzgar türbinlerinden taşımacılığa kadar bir çok alanda ağır yük tonajlarında gereksinim haline gelen vinç sistemlerinin üretimi özellikle Avrupalı firmalar tarafından yapılmaktadır. Tez çalışmasında üretimi yapılacak olan vincin, çalışma şartları ve kapasitesi göz önüne alınarak, bilgisayar ortamında optimum tasarım modeli kurulmuş ve yine bilgisayar ortamında gerçekleştirilen analiz çalışmaları incelenmiştir. Analiz sonuçlarına dayanarak tasarımda iyileştirme gerektiği öngörülen adımlar prototip üretiminden sonra geliştirilmesi planlanan model üzerinde uygulanacaktır.
Tez kapsamında yapılan çalışmalar ile analiz ortamında yazılan makro ile kalınlık, malzeme akma dayanımı ve emniyet katsayısı değerlerini dikkate alarak gerilme optimizasyonu otomatikleştirilmiş olup, tüm ürün çeşitlerine uygun hala getirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Mobil vinç, teleskobik bom, jib bom, optimizasyon

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TELESCOPIC BOOM AND JIB BOOM MECHANISM OF MOBILE CRANES DESING, ANALYSIS AND OPTIMIZATION

Yunus GÜDER

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

Advisor: Assist. Prof. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU

2014, 168 Pages

Jüri
Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR
Assist. Prof. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU
Assist. Prof. Dr. Murat DİLMEÇ

Within the context of this thesis, the optimal construction design of the superstructure of 8x8 mobile crane with 100 tones of capacity, with the numerical calculations and system's finite elements method the statical and dynamical analyses have been done. Developed within the context of the TÜBİTAK Project this crane, has got mono hydraulic extention cylinder driven telescobic booms and jibboom. The production of crane systems which have become the requirement in too many fields from the construction sector to ports, from wind turbines to the transportation within the heavy weight tonnages, is being carried out particularly by the European companies. By taking the operation conditions and capacity of the crane to be produced within the structure of the thesis study, into consideration, the optimum design model has been established in the computer environement and againg the analysis studies realised in the computer environment have been examined. Basing on the analysis consequences the steps foreseen to be requiring the betterment in the design, will be applied on the model planned to be developed after the prototype production.

By the studies realized within the context of the thesis, by taking the macro and thickness written in the analysis environment, material yield strength and security parameter values into consideration the strain optimisation is automised, and made appropriate for all the product sorts.

Key Words: Mobile crane,telescopic boom, jib boom, optimization

ÖNSÖZ

Bugüne kadar her zaman yanımda olup, benim için hiçbir zaman hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan ve bugünlere ulaşmamı sağlayan değerli aileme;

Çalışmalarım sırasında ilgi ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU'na;

Zengin tecrübe ve bilgi birikimine sahip olan, daha önemlisi üst düzey sevgi ve saygı çerçevesinde keyifli çalışma imkânı sunan HİDROKON ailesine;

HİDROKON ailesinde bulunduğum süre zarfında, tecrübesini ve manevi desteğini esirgemeyen Seyit Ali ÖZDAĞ'a

Yoğun çalışma dönemimde bana gösterdiği sabır ve yardımları için çalışma arkadaşlarım Kahraman KÜÇÜK, Kamil DENİZER ve Yasin YAMAN'a,

Özellikle, tezimin yürütülmesi aşamasında gösterdiği manevi desteği ve teknik anlamdaki yardımları için Hünkar Kemal YURT'a

Bu çalışma, 1501 Sanayi Arge Projeleri Destekleme Programı çerçevesinde TÜBİTAK tarafından desteklenen 3100057 No.'lu proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Desteklerinden dolayı TÜBİTAK'a teşekkürlerimizi sunarız.

Destekleri esirgemeyen tüm çalışma arkadaşlarıma,

Ve tüm değerli dostlarıma;

Saygı ve sevgilerimle, en içten teşekkürlerimi sunarım.

Yunus GÜDER

KONYA-2014

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **viii**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **4**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **8**

4. TELESKOBİK BOM VE JİB BOM TASARIMI VE HESAPLAMALARI **14**

4.1. Teleskobik Mobil Vinç 14
4.1.1. Kamyon 15
4.1.2. Saşe 15
4.1.3. Dikbom 15
4.1.4. Denge ağırlık 16
4.1.5. Teleskobik bom 16
4.1.6. Kaldırma silindir 17
4.1.7. Jib bom 17
4.2. TSE Ve FEM Standartlarına Göre Katsayılar 18
4.3. Bomlarla İlgili Hesaplama Esasları Ve Formülleri 18
4.4. Teknik Özellikleri 22
4.5. Teleskobik Bomların Ve Jib Bomların Mukavemet Hesaplamaları 22
4.5.1. Statik mukavemet hesapları 22
4.5.1.1. 5.TB'nin statik mukavemet hesapları 23
4.5.1.2. 4. TB'nin statik mukavemet hesapları 29
4.5.1.3. 3. TB'nin statik mukavemet hesapları 36
4.5.1.4. 2. TB'nin statik mukavemet hesapları 43
4.5.1.5. 1. TB'nin statik mukavemet hesapları 50
4.5.1.6. Teleskobik anabom statik mukavemet hesapları 57
4.5.1.6.1. TB'ler açıkken teleskobik anabom statik mukavemet hesapları 57
4.5.1.6.2. TB'ler kapalıyken teleskobik anabom statik mukavemet hesaplar 64
4.5.1.7. Jib bom statik mukavemet hesapları 67
4.5.1.7.1. 1.Jib bom statik mukavemet hesapları 67
4.5.1.7.2. 1.Jib ve 2.jib bom komple statik mukavemet hesaplar 70
4.5.2. Dinamik Mukavemet Hesapları 71
4.5.1.1. 5.TB'nin dinamik mukavemet hesapları 71
4.5.1.2. 4. TB'nin dinamik mukavemet hesapları 74
4.5.1.3. 3. TB'nin dinamik mukavemet hesapları 76
4.5.1.4. 2. TB'nin dinamik mukavemet hesapları 78
4.5.1.5. 1. TB'nin dinamik mukavemet hesapları 80
4.5.1.6. Teleskobik anabom dinamik mukavemet hesapları 83

4.5.1.6.1. TB'ler açıkken teleskobik anabom dinamik mukavemet hesaplar 83
4.5.1.6.2. TB'ler kapalıyken teleskobik anabom dinamik mukavemet hesapları 85

5. SONLU ELEMANLAR METODU 88

5.1. Sonlu Elemanlar Metoduna Giriş 88
5.2. Sonlu Elemanlar Metodu 90
5.3. Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihsel Gelişimi 90
5.4. Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları Ve Dezavantajları 91
5.4.1. Sonlu elemanlar metodunun avantajlar 91
5.4.2. Sonlu elemanlar metodunun dezavantajlar 92
5.5. Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulama Alanları 95
5.6. Sonlu Elemanlar Metodunun Modellenmesi ve Çözüm Basamakları 95
5.7. Sonlu Elemanlar Metoduyla Dinamik Analiz Varyasyonu 99
5.8. MSC SimXpert Programında Dinamik Model Hazırlama 99
5.9. MSC SimXpert Programında Esnek Yapılı Model Hazırlama 100
5.9.1. MSC SimXpert programında statik model hazırlama 101
5.9.1. Eleman rijit matrisi 101
5.10. Sonlu Elamanlar Metoduyla Analiz Sonuçları 105
5.10.1. Statik analiz sonuçları 106
5.10.1.1. 5.TB'nin statik analiz sonuçları 106
5.10.1.2. 4. TB'nin statik analiz sonuçları 107
5.10.1.3. 3. TB'nin statik analiz sonuçları 109
5.10.1.4. 2. TB'nin statik analiz sonuçları 110
5.10.1.5. 1. TB'nin statik analiz sonuçları 112
5.10.1.6. Teleskobik anabom statik analiz sonuçları 113
4.10.1.6.1. TB'ler açıkken teleskobik anabom statik analiz sonuçları 113
4.10.1.6.1. TB'ler kapalıyken teleskobik anabom statik analiz sonuçları 115
5.10.1.7. Bütün bomlar açıkken komple statik analiz sonuçları 116
5.10.1.8. Jib bom statik analiz sonuçları 123
4.10.1.8.1. 1.Jib bom statik analiz sonuçları 123
4.10.1.8.1. 1.Jib ve 2.jib bom komple statik analiz sonuçları 126
5.10.2. Dinamik analiz sonuçları 128
5.10.2.1. 5.TB'nin dinamik analiz sonuçları 128
5.10.2.2. 4. TB'nin dinamik analiz sonuçları 134
5.10.2.3. 3. TB'nin dinamik analiz sonuçları 135
5.10.2.4. 2. TB'nin dinamik analiz sonuçları 136
5.10.2.5. 1. TB'nin dinamik analiz sonuçları 138
5.10.2.6. Teleskobik anabom dinamik analiz sonuçları 139
4.10.2.6.1. TB'ler açıkken teleskobik anabom dinamik analiz sonuçları 139
4.10.1.6.1. TB'ler kapalıyken teleskobik anabom dinamik analiz sonuçları 141

6. TASARIM OPTİMİZASYONU 143

6.1. Optimizasyon 143
6.1.1. Niçin optimizasyon 144
6.1.2. Optimizasyonda amaç 144
6.1.3. Mühendislik tasarımında optimizasyon 145
6.2. Tez Kapsamında Optimizasyon İçin Geliştirilen Makro 145
6.3. Optimizasyon Sonuçları 148
6.3.1. 5.TB'deki optimizasyon sonuçları 148

6.3.2. 4.TB'deki optimizasyon sonuçları 149
6.3.3. 3.TB'deki optimizasyon sonuçları 149
6.3.4. 2.TB'deki optimizasyon sonuçları 150
6.3.5. 1.TB'deki optimizasyon sonuçları 151
6.3.6. Teleskobik anabom optimizasyon sonuçları 152
6.3.7. Jib bom optimizasyon sonuçları 153
6.3.7.1. 1.Jib bom optimizasyon sonuçları 153
6.3.7.2. 1.Jib ve 2.jib bom komple optimizasyon sonuçları 155

7. SONUÇ VE ÖNERİLER..... 156

7.1. Sonuçları 156
7.2. Öneriler 159

KAYNAKLAR 160

EKLER 162

ÖZGEÇMİŞ 168

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A:	Kesit alanı (mm^2)
s:	Emniyet katsayı
k_s:	Statik katsayı
k_s:	Dinamik katsayı
Ψ:	Titreşim katsayı
σ_e:	Eğilme gerilmesi (MPa)
σ_b:	Basma gerilmesi (MPa)
τ_k:	Kesme gerilmesi (MPa)
σ_G:	Bomların ağırlığından oluşan gerilme (MPa)
σ_L:	Kaldırılan yükten oluşan gerilme (MPa)
σ_H:	Yatay yükten oluşan gerilme (MPa)
σ_{top}:	Toplam gerilme (MPa)
σ_{em}:	Emniyet gerilmesi (MPa)
σ_{Ak}:	Malzemenin akma dayanımı (MPa)
M_G:	Bomların ağırlığından oluşan moment (Nmm)
M_L:	Kaldırılan yükten oluşan moment (Nmm)
M_H:	Yatay yükten oluşan moment (Nmm)
G:	Bomların ağırlığı (N)
F:	Kuvvet (N)
L:	Mesafe (mm)
c:	Bom kesit yüksekliği
I:	Eylemsizlik momenti (m^4)

Kısaltmalar

CTP:	Cam Takviyeli Plastik
FEM:	Federation Europeenne De la Manutention
SEM:	Sonlu Elemanlar Metodu
TSE:	Türk Standartları Enstitüsü
TB:	Teleskobik Bom

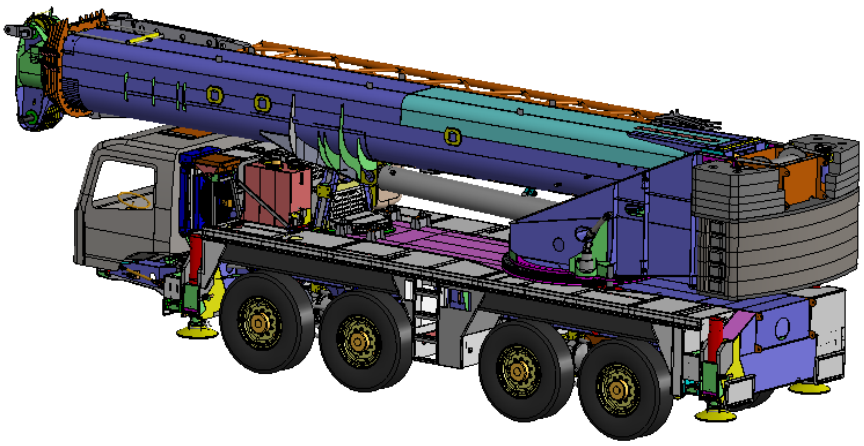
1. GİRİŞ

Her geçen gün teknoloji, sanayi ve inşaat sektörlerinin gelişmesi ile birlikte daha ağır tonajlı kaldırma makinelerine olan ihtiyacın önemli ölçüde arttığı ve buna bağlı olarak vinç imalat sektörünün de gün geçtikçe kendilerini geliştirme girişimleri görülmektedir. İnşaat sektöründeki gelişmeler ve büyük yapıların oluşturulması ile birlikte kule vinci, mobil vinç ve çeşitli kaldırma makineleri gibi yardımcı araçların kullanılması hızla yaygınlaşmaktadır. Yüzyıllardır kıtalar arası taşımacılığın yapıldığı limanlarda ise kaldırma ekipmanlarına olan ihtiyaç her zaman güncelliğini korumuştur. Özellikle son yıllarda alternatif enerji kaynaklarına yönelmeyle birlikte devasa büyüklükte rüzgar türbinleri kullanılmakta olup bunların üretimi, taşınması ve montaj işlemleri için yüksek uzanma mesafesine sahip, daha ağır kaldırma kapasiteli vinçlere olan talep hızla artmaktadır. Bu talebi karşılamak için vinç imalat sanayisinde birçok üretici firma kurulmuş olup, artan rekabet ile birlikte üreticiler ürünlerinin gün geçtikçe daha verimli hale getirmek ve aynı zamanda üretim maliyetlerini düşürmek için mühendislik ile teknolojinin tüm imkanlarından yararlanmaktadırlar. Vinç imalatında özellikle Avrupa endüstrisi kalite, verimlilik, güvenlik ve maliyet açısından dünyadaki çıtayı belirlemektedir.

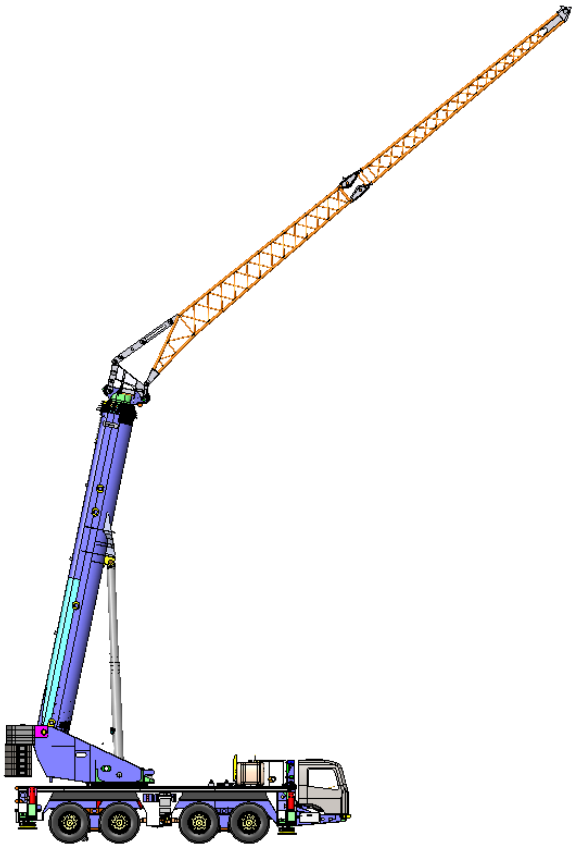
Bu çalışmada, 1501 Sanayi Arge Projeleri Destekleme Programı çerçevesinde, TÜBİTAK tarafından desteklenen 3100057 No.'lu proje ile Türkiye'de üretimi ilk kez gerçekleştirilmekte olan 48 ton ağırlığındaki 8x8 çekişli araç, 100 ton kapasiteli ve tek hidrolik uzatma silindir tahrikli teleskobik mobil vincin teleskobik bomları incelenmiştir. Ayrıca proje kapsamında TÜBİTAK tarafından destek almayan jib bom da incelenmiştir. Dünyadaki vinç üreticileri arasında birkaç firma tarafından üretilen teleskobik mobil vincin Türkiye'de üretimi yoktur. Sanayinin gelişmesiyle ağır tonajları kaldırmak için bu teknolojinin ülkemize kazandırılması amacıyla söz konusu proje başlatılmış ve TÜBİTAK destekli olarak gerçekleştirilmiştir. Yüksek lisans tezi kapsamında vincin kendine özgü olan teleskobik bom ve jib bom sistemi irdelenmiştir.

Teleskobik mobil vinç ile kaldırılacak olan yük, teleskop şeklindeki iç içe bulunan bomların çalışma şartları göz önüne alınarak, belirli bir yerden alınıp başka bir yere taşınabilir. İç içe bulunan bu teleskobik bomların hareketi bir uzatma silindiri ve makara-halat sistemi ile gerçekleştirilmektedir. En yaygın olarak kullanılan bu uzatma sistemi en fazla üç teleskobik bom ile kullanıldığında verimlilik göstermektedir. Üçün üzerindeki teleskobik boma sahip vinçlerde ise halat-makara sistemi, yükün etkisi

altında güvenirliğini kaybetmektedir. Daha uzun mesafelerde kaldırma işlemi ihtiyacını karşılamak için teleskobik bom sayısının fazla olması, uzatma sisteminde farklı bir yöntem uygulanmasını gerektirmektedir. Üretimi yapılmakta olan teleskobik mobil vincin bir teleskobik anabom ve beş teleskobik boma sahip olup, uzatma sistemi kilit mekanizmalı telesilindir ile gerçekleştirilmektedir.



Şekil 1.1. Teleskobik mobil vinç



Şekil 1.2. Teleskobik mobil vinç yük konum

Tezin ilerleyen bölümleri aşağıda sıralanmıştır.

Bölüm 1’de tezin amacı ve modellenecek malzemelerin tanıtılmıştır.

Bölüm 2’de yapılan literatür araştırmasının özeti sunulmuştur.

Bölüm 3’te materyal ve yöntem aktarılmıştır.

Bölüm 4’te teleskobik mobil vinç tasarımı ve hesaplamalar yer almaktadır.

Bölüm 5’te sonlu elemanlar yöntemiyle modelin çözümlenmesi.

Bölüm 6’da teleskobik bom ve jib bom modellerinin optimizasyonu içermektedir.

Bölüm 7’de de bu tez kapsamında yapılan çalışmalar ve model sonuçları değerlendirilmiş, gelecek çalışmalar özetlenmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Karamolla (2005)'nin çalışmada, sonlu elemanlar yöntemiyle değişken dönüşümü yaklaşımı kullanılarak, kule vinçlerin yüklere karşılık gelen deplasman ve titreşim analizi yapılmıştır. Kule vinçlerin yapısından dolayı sonlu elemanlar yönteminde çubuk eleman kullanılmıştır. Sonlu elemanlar metodu olarak SAP2000 bilgisayar program dili kullanılmıştır. Bu programda uygulanan kuvvet, rüzgar ve titreşim etkilerine göre çubuk elemanlarının düğüm noktalarında oluşan kuvvetlerin, gerilmelerin ve yerdeğiştirme değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca sistemin bütününün belirlenen modlardaki doğal frekanslar bulunmuştur. Hesaplamalar sonucunda verilere göre rüzgar kuvvetleri etkisinin çok küçük olduğu, bununla birlikte uygulanan kuvvetin ve bu kuvvetin vinç yapısı üzerinde oluşturduğu titreşimlerin daha etkili olduğu görülmüştür.

Ünal (2008)'ın çalışmasında, transport tekniğinde sıklıkla kullanılan kaldırma ekipmanlarından biri olan jib kreni incelemiştir. Limanlarda, tersanelerde ve depolarda geniş çapta kullanma alanları bulunan jib krenlere, işletme sırasında birçok yük etkilerine maruz kaldığı görülmüştür. Bu yüklerin en önemlileri olarak, sistemin elemanlarının zati ağırlığından meydana gelen yükler ve vincin yaptığı hareketler sırasında oluşan dinamik etkiler olduğu bulunmuştur. Jib Kreni oluşturan parçalar bilgisayar destekli tasarım yazılımları (AutoCAD) kullanılarak modellenmiştir. Jib kren bom(uç) kısmı da sonlu elemanlar programı olan Hypermesh ve ABAQUS 6.7.1 kullanarak model kurulmuştur. Bom kısma etkiyen kuvvetler incelenmiş ve sonlu elemanlar yöntemiyle statik gerilme analizi yapılmıştır.

Karahan (2007)'nın çalışmasında, iki kademeli teleskobik vincin tasarım ve sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizi yapılmıştır. Vinci oluşturan parçalar özgün ve üç boyutlu olarak (3D) Pro ENGINEER paket programında tasarlanmıştır. ANSYS Workbench'de sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analiz yapılarak yük taşıyan ana eleman sabit bom için optimum sac kalınlığı belirlenmiştir. Gerilme analizi sonunda belirlenen kritik yerler güçlendirilmiştir ve böylelikle ana konstrüksiyon sac kalınlığı daha küçük değerlerde seçilerek hem sistemin hafif olması sağlanmış hem de maliyetler düşürülmüştür. Teleskobik bomun tasarımı standart profil kesit ölçü ve kalınlıkları dikkate alınarak analiz sonuçlarına göre optimum seçenekler belirlenmiştir. Optimum elaman sayısı belirlerken farklı eleman sayılarına karşın gerilme değerleri elde edilmiş.

Gerilme değeri eleman sayısı grafik çizilmiş ve bu grafik sonucunda sonlu elemanlar ağı oluşturulmuştur.

Taşdemir (2012)'in çalışmasında, genellikle gemi imalatı ve bakım-onarım işlemlerinde kullanılan kaldırma kapasitesi 35 m x40 ton olan jıb kreni incelemiştir. Jıb kren üç boyut tasarımı SolidWorks bilgisayar destekli tasarım programı kullanılarak yapılmıştır. Jıb krenin mukavemet hesapları, bom gerilme ve sehim değerleri ile taşıyıcı gövde değerleri; rüzgar, ivmelenme ve frenlerme tesirleri de göz önünde bulundurularak analitik hesaplanmıştır. Bom ve taşıyıcı gövde kısımları ANSYS sonlu elemalar paket programında modellenmiş, sınır şartları ve dış yükler tanımlanarak analiz gerçekleştirilmiştir ve analiz sonuçları irdelenmiştir. Analitik hesap sonuçları ile ANSYS sonlu elemanlar paket programı kullanılarak elde edilen analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. SEM'in jıb kren tasarımında güvenirliği irdelenmiştir.

Koçer (2009)'in çalışmasında, hidrolik mobil vinçlerin müşteri doğrultusunda tasarımı gerçekleştirilmiş ve mühendislik araştırma, hesap ve analizleri ile gerekli optimizasyon çalışmaları yapılarak sistem için en uygun konstrüksiyon oluşturulmuştur. Tasarım ve analiz sonuçlarına uygun olarak imalatı gerçekleştirilmiş vinç üzerinde yapılmış olan test ve deney sonuçları teorik olarak elde edilen değerler karşılaştırılmış ve uygunluğuna irdelenmiştir.

Yurt (2012)'un çalışmasında, 60 tm kapasiteli krenin, statik ve dinamik analizleri yapılarak tasarım kontrolü amaçlanmıştır. Tasarım modelinin 3 boyutu Catia bilgisayar programı tarafından yapılmıştır. Sonrasında literatürde bulunan transport tekniği standartları ile, nümerik yollarla tasarım kontrolü gerçekleştirilmiştir. Hazırlanan katı geometri üzerinden paket programlar (MSC Adams, MSC Nastran, MSC SimXpert) yardımıyla dinamik ve statik mukavemet kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen sonuçlar, emniyet sınırlarına göre kontrol edilmiş ve uygunluğuna karar verilmiştir. Krenin belirlenen kapasitesi ve işlevselliğini artırmak amacıyla yöntemler geliştirilmiş, kren üzerine uygulanabilirliği ve çalışmasındaki efektifliği incelenmiştir. Sonrasında Matlab ortamında, krenin matematik modeli hazırlanarak stabilite kontrolü açısından, MSC Adams programından alınan dinamik analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Neto ve Rovere (2006) çalışmasında, Cam Takviyeli Plastik (CTP) profillerin eğilme davranışları analitik olarak, deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Profiller üzerinden üç nokta eğilme testleri uygulanarak eğilme dayanımları ve kayma modülleri elde edilmiştir. Eğilme davranışları incelerken çalışma yükleri altında izin verilen sehim

miktarları göz önüne alınmıştır. Sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen sonuçlar ile hesaplanan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Özkan (2005) çalışmasında, kafes kirişli bir vincin bağlantı noktalarındaki elemanlarında oluşan gerilmeleri araştırmıştır. Bu elemanların yük altındaki gerilme dağılımlarını ANSYS 6.1 sonlu eleman analiz programı ile nümerik olarak elde etmiştir. Sonlu elemanlara ayırmada 10 düğümlü tetrahedral yapısal katı elemanları kullanmıştır. Perçin deliklerinin, perçin çapına bağlı olarak dört farklı mesafede delindiğini kabul etmiştir. Saç kalınlıklarını 12 ile 16 mm arasında kullanıp her bir saç kalınlığı için dört farklı gerilme analizi yapmıştır. Elde edilen sonuçları kendi içinde karşılaştırmış ve perçin delikleri etrafındaki gerilme yığılmalarının perçin delikleri arası mesafe arttıkça düştüğünü gözlemiştir.

Valansi (2008) çalışmasında, hidrolik vincin 45 ton metrelik momenti taşıyabilecek teorik kesit hesaplamaları yapılıp pratik değerlerle karşılaştırılmıştır. Ayrıca sabit çalışma basıncı değerlerinde yük hesaplamaları tekrardan yapılmıştır. Yük taşıyamama durumu ile ilgili gerekli çözüm önerileri bulunmuştur. Vinçteki silindirlerin hesabı yapılıp hidrolik devre tasarımı yapılmıştır. Silindirlerle ilgili mukavemet çap değerleri belirlenmiş açma kapama hızları hesaplanmıştır. Kamyon üzerine yerleştirilen vincin kritik pozisyonlarda kritik yükler altında devrilme emniyeti hesabı yapılmıştır. Devrilme momenti değerlerine göre mesnet basma silindirlerinin tepki kuvvetleri ve boyutları kontrolü yapılmıştır.

Mete (2010) çalışmasında, FEM standardın da açıklanan kurallara göre bir kafes kiriş sistemi tasarlanmış ve çeşitli yükleme senaryoları yapılmıştır. Yükleme senaryosu olarak da 100 ton, 80 ton ve 10 ton'luk kaldırma operasyonu koşulları düşünülmüş ve bunlara ek olarak, en fazla kaldırma kapasitesinin %150'si (yönetmelik gereği) test yükü olarak belirlenmiştir. Tasarım bu koşullara göre yapıldıktan sonra, sonlu elemanlar yöntemi ile kiriş üzerindeki gerilmeler, her bir yükleme senaryosu için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kafes kiriş sistemi gerilme hesapları yapıldıktan sonra aynı boyutta ve yaklaşık aynı ağırlıktaki kutu kiriş sistemi haline getirilmiştir. Aynı yükleme senaryolarında, kutu kiriş üzerindeki gerilmeler, kafes kirişteki gibi sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanarak gerilme değerleri iki sistem için karşılaştırılmıştır. Son bölümde ise kafes kiriş ve kutu kiriş sistemi için, Türk Loydu Kısım 1 Bölüm 20'ye ve Eurocode 3: Part 1.9'a göre yorulma analizleri ayrı ayrı yapılmıştır. Analizlerde kutu kiriş sistemi ve kafes kiriş sistemi için yukarıda bahsedilen yükleme koşullarındaki gerilme değerleri kullanılarak her iki sistem için yorulma analizi tablosu

oluşturulmuştur. Analizler sonucunda oluşturulan tabloda; normal çalışma esnasındaki yükleme durumu ve yönetmelik gereği test yüklemelerinin iki sistemin çalışma ömrünü ne kadar azalttığı incelenmiş ve bu azalan ömrün kaldırma aracı tasarımını nasıl etkilediği açıklanmıştır.

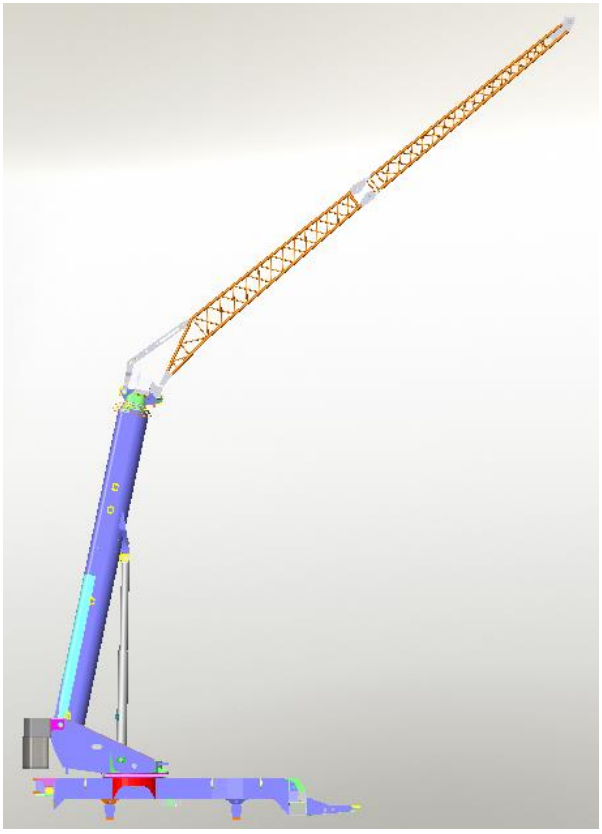
Candaş (2013) çalışmasında, ilk etapta, müşteri istekleri doğrultusunda yapılan analitik hesaplamalar ile tasarlanan jib krenler bilgisayar ortamında 3 boyutlu olarak tasarlanmıştır. Ardından tasarlanan modellerin, paket programlar kullanılarak sonlu elemanlar metodu ile statik yük analizleri yapılmıştır. Tasarımcı tarafından, bilgisayarda gerçekleştirilen bu uygulamaların ardından, belirlenen kritik noktaların incelenmesi için deney aşamasına geçilmiştir. Analizlerde tesbit edilen yüksek gerilmelerin oluştuğu noktalara strain gageler yapıştırılmış ve analog-dijital dönüştürücü özellikli veri toplama sistemi ile toplanan sinyaller dönüşüm denklemleri kullanılarak işlenmiştir. Dönüşüm denklemleri için gelecek uygulamalarda da kullanılabilecek kodlar hazırlanmıştır. Krenlerin çalışma ortamlarında gerçekleştirilen bu deneylerden elde edilen sonuçlar ile sonlu elemanlar analizlerinden elde edilenlerin karşılaştırılması ile literatüre katkıda bulunulmaya çalışılmıştır.

Kayaoğlu (2009) çalışmasında, kren konstrüksiyonunda kullanılan dikdörtgen levhaların yayılı yük altındaki davranışlarını incelemiştir. Düzgün yayılı yük altında, dört tarafından ankastre mesnetli dikdörtgen plakların geometrik merkez noktalarındaki çökme miktarı (sehim) belli numuneler için deneysel olarak tespit edilmiştir. Çeşitli kenar oranlarına ve çeşitli kalınlıklara sahip numuneler, çeşitli yüklere tâbi tutularak; konuyla ilgili literatürde daha önceden yer almış sayısal çözümler ile elde edilen deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmalar için uygun bir deney düzeneğinin tasarımı, imalatı, kurulumu ve kullanımı da tez çalışmasının bir parçasıdır. Kurulan deney düzeneği ile sayısal çözümlerde belirtilen sınır koşulları oluşturulup, düzgün yayılı yük altında dikdörtgen plakların davranışı incelenmiştir. Böylece kutu kiriş konstrüksiyonlu krenlerin bünyesinde yer alan taşıyıcı sac levhaların nasıl deformasyona uğradığı irdelenmiştir. Çökme (sehim) değerleri, levhaların yüzeyine yapıştırılan gerinim pulları (strain gage) aracılığıyla tespit edilmiştir. Strain gage'ler (gerinim pulu) analog-dijital dönüştürücü özellikli veri toplama sistemine bağlanarak, alınan sinyaller bilgisayar ortamında işlenmiştir. Toplanan tüm deneysel veriler, konuyla ilgili literatürde yer alan sayısal-analitik çözümler ile karşılaştırılmıştır.

3. MATERYAL VE METOD

Günümüz sanayisinde üretici firmaların diğerleriyle rekabet edebilmesi için kaliteli, ekonomik, güvenilir ürünler üretmesi gereklidir. Teknolojinin gelişme hızına ayak uydurmalı yeni modelleri en kısa zamanda piyasaya sürebilmelidir. Bilgisayar destekli mühendislik işte tam bu noktada devreye girer. Günümüzde yaygın olarak kullanılan bilgisayar destekli tasarım ve üretim programları zamandan büyük oranda tasarruf sağlayarak ürün tasarımı, test edilmesi, imalat programlarının hazırlanması konularında mühendislere çok büyük kolaylık sağlar. Bir ürünün seri üretimine bağlanılmanda önce ondan beklenen işlevsel özellikleri yerine getirip getirmediğini incelemek için testlere tabi tutulur. Bu testleri yapabilmek için öncelikle ürünün prototipini üretmek gerekir. Eğer testlerde alınan sonuçlara bağlı olarak yeni bir tasarım gerekliyse yeni prototip yapılıp testler yinelenir. Anlatılan bu aşamalar çok zahmetli, oldukça vakit alan ve maliyeti yüksek süreçler içerir. Kullanılan bilgisayar destekli tasarım-üretim programları ile parçalar kolayca üç boyutlu olarak modellenir, mukavemet hesapları yapılır, işlevsel kontrolleri ve analizi tamamlanır. Bilgisayar programlarını kullanarak daha güvenli bir test ortamında çalışarak, test sürecinizi daha iyi kontrol edebilir, donanım yetersizliklerinden dolayı ortaya çıkacak veri kaybının önleyebilirsiniz. Ürün geliştirme sürecinin her aşamasında ulaşacağınız yeni bilgiler ile riskinizi azaltabilirsiniz. Fiziksel prototip testlerine kıyasla, dizayn değişikliklerinizi daha hızlı ve düşük maliyetli analiz edebilirsiniz. Birçok tasarımı inceleyip sistem davranışını optimize ederek kaliteyi arttırabilirsiniz (Özçimen, 2006).

100 ton kapasiteli teleskobik mobil vincin 3 boyut olarak tasarımı Şekil 3.1. görülmektedir. Bu tasarımı SolidWorks programı kullanılarak yapılmıştır. Analitik hesaplar yaparken kesit alanları, ağırlıkları, ağırlık merkezleri, atalet momentleri, açıları, yüksekliği ve mesafeleri SolidWorks programından yararlanılmıştır.



Şekil 3.1. Teleskobik Mobil Vincin 3 Boyut Modeli

Tasarım sürecinde elde edilen nümerik analiz ve FEM sonuçları çerçevesinde bom grubu ve jib bom için malzemeleri belirlenmiştir. Kullanılan malzeme, bom grubu için Weldox 960 (S 960 QL), jib bom içinde HS 900 QH'dir.

Weldox 960 yapı çeliği malzemesi, kalınlığa bağlı olarak minimum akma mukavemeti 850 – 960 MPa değerindedir. Weldox 960 malzemesi EN 10025 standartlarının gerekli gördüğü şartlara uymaktadır. Bu malzeme teleskobik bomlarda kullanılmıştır. Weldox 960 yapı çeliğin mekanik özellikleri Tablo 3.1.'de verilmiştir.

Tablo 3.1. Weldox 960 yapı çeliğinin mekanik özellikleri

Kalınlık mm	Akma Mukavemeti min MPa	Kopma Mukavemeti min MPa	Uzama min %	Sertlik HBW
4-53	960	980-1150	12	310-370
(53)-100	850	900-1100	10	310-370

Weldox 960 yapı çeliğin kimyasal bileşim değerleri Tablo 3.2.'de verilmiştir.

Tablo 3.2. Weldox 960 yapı çeliğinin kimyasal bileşim

C max %	Si max %	Mn max %	P max %	S max %	Cr max %	Cu max %	Ni max %	Mo max %	B max %
0,20	0,50	1,60	0,020	0,010	0,70	0,15	1,5	0,70	0,005

Optim HS 900 QH boru malzemesi EN 10204-2.2 standartlarına uygundur. Bu malzeme jib bomda kullanılmıştır. Optim HS 900 QH boru malzemesinin mekanik özellikleri Tablo 3.3.'de verilmiştir.

Tablo 3.3. Optim HS 900 QH boru malzemesi mekanik özellikleri

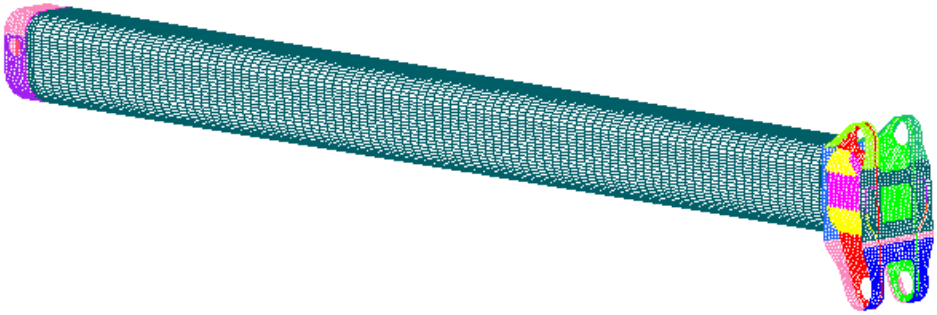
Malzeme	Akma Mukavemeti Min MPa	Kopma Mukavemeti Min MPa	Sertlik HBW
Optim HS 900 QH	900	1050	330-350

Optim HS 900 QH boru malzemesinin kimyasal bileşim Tablo 3.4.'de verilmiştir.

Tablo 3.4. Optim HS 900 QH boru malzemesinin kimyasal bileşim

Malzeme	C max %	C max %	C max %	C max %	C max %
Optim HS 900 QH	0.15	0.30	1.25	0.020	0.010

Tasarlanan model sonlu elemanlar metoduyla statik ve dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar metodu olarak MSC SimXpert programı kullanılmıştır. Bu programda 5.Teleskobik bom analiz modeli Şekil 3.2.'de görülmektedir.



Şekil 3.2. 5.Teleskobik bom analiz modeli

Gevrek malzemelerde akma görülmez yalnızca kırılma meydana gelir; sünek malzemelerde ise önce akma, daha sonra plastik deformasyon ve kopma olayı olur. Bu sebeple gevrek malzemelerde kritik gerilme olarak kırılma gerilmesi, sünek malzemelerde ise akma gerilmesi alınır.

MSC SimXpert programında teleskobik bom ve jib bom için sınır şartları belirlenerek kuvvet değerleri girilmiştir. Bu koşullar sonucunda sonlu elemanlar yöntemiyle çalışan programdan maksimum ve minimum gerilme değerleri alınmıştır. Bu değerler kullanılan malzeme ve geçerliliği kabul gören Von Mises Kriterleri çerçevesinde elde edilmiştir.

Von Mises Kriteri (Çarpılma Enerjisi Teorisi veya Biçim Değiştirme Enerjisi Teorisi) ilk kez 1865 yılında Maxwell formüle etmesine rağmen genellikle matematikçi Richard Von Mises'e (1913) atfedilmektedir.

Birim hacim için genel haldeki çarpılma enerjisi;

$$U_g = \frac{1}{12G}\left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z\right)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\left(\tau_{xy}{}^2 + \tau_{zx}{}^2 + \tau_{yz}{}^2\right)\right] \qquad (3.1)$$

asal gerilmeler cinsinden;

$$U_g = \frac{1}{12G}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \qquad (3.2)$$

şeklinde yazılır. Bu kritere göre bir malzemenin akması çarpılma enerjisinin tek eksenli haldeki çarpılma enerjisine ulaşmasıyla olur.
Tek eksenli halde;

$$U_g = \frac{1}{6G}{\sigma_o}^2 \tag{3.3}$$

dir. Bunu genel haldekine eşitlersek;

$$\frac{1}{12G}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = \frac{1}{6G}{\sigma_o}^2 \tag{3.4}$$

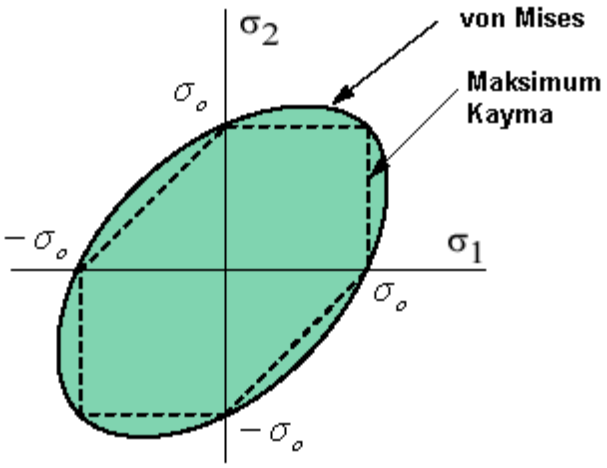
$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2{\sigma_o}^2 \tag{3.5}$$

bulunur. İki eksenli halde gerekli kısaltmalar yapılırsa;

$$\sigma_3 = 0 \tag{3.6}$$

$${\sigma_1}^2 - \sigma_1\sigma_2 + {\sigma_2}^2 = {\sigma_o}^2 \tag{3.7}$$

bulunur ve diyagram bir elipstir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Von Mises kriteri için oluşturulan elips

Bu elips maksimum kayma gerilmesi ile belirtilen köşe noktalardan geçmektedir. Üç boyutlu halde bu kriter bir silindirik yüzey gösterir ve yüzeye dik kesit bir dairedir. Sünek malzemeler için mükemmel bir kriterdir. Bu kriter hidrostatik basınç

olayına açıklık getirebilmektedir ve plastisite teorisinde geniş ölçüde kullanılmaktadır (Karahan, 2007).

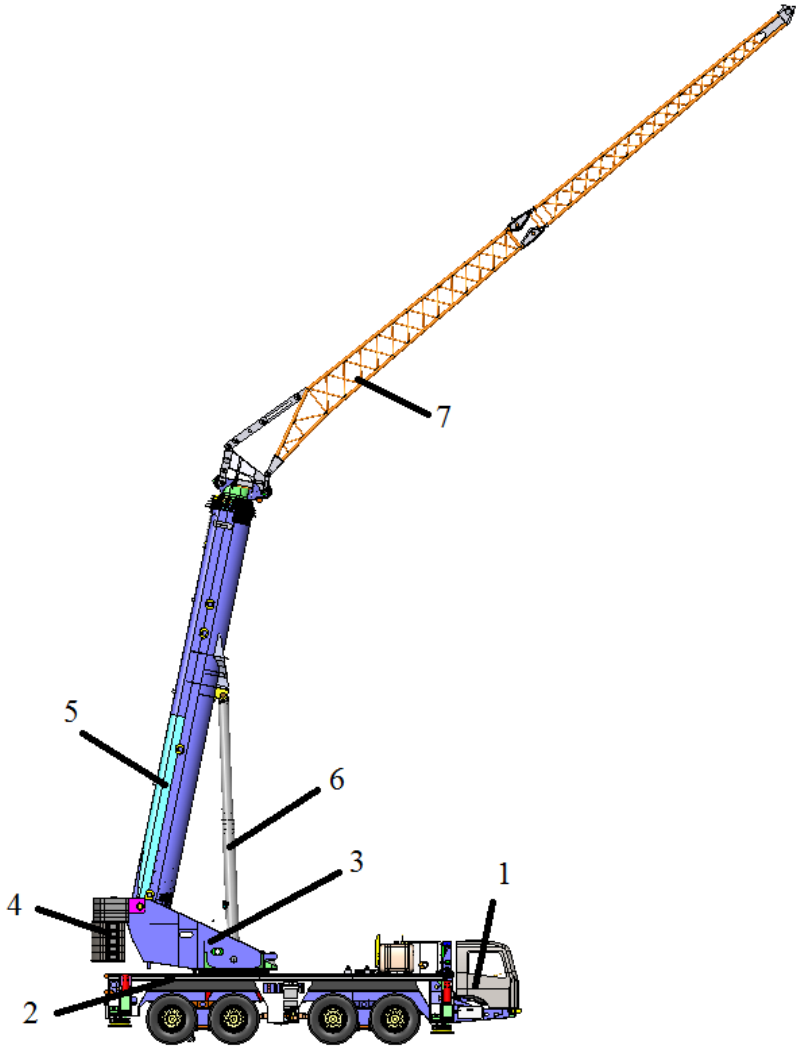
Tez kapsamında son olarak teleskobik bom ve jib bom optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon yöntemi olarak, MSC SimXpert programında özel makro yazılmıştır. Bu makro yazılımında malzemenin akma gerilme ve emniyet katsayısına göre optimum malzeme kalınlığı elde edilmiştir.

4. TELESKOBİK BOM VE JİB BOM TASARIMI VE HESAPLAMALAR

4.1. Teleskobik Mobil Vinç

Teleskobik Mobil Vinç Şekil ‘de gösterildiği gibi bölümlere ayrılmaktadır.

1.Kamyon
2.Şase
3.Dikbom
4.Denge Ağırlık
5.Teleskobik Bom
6.Kaldırma Silindir
7.Jib Bom



Şekil 4.1. Teleskobik Mobil Vinç

4.1.1. Kamyon

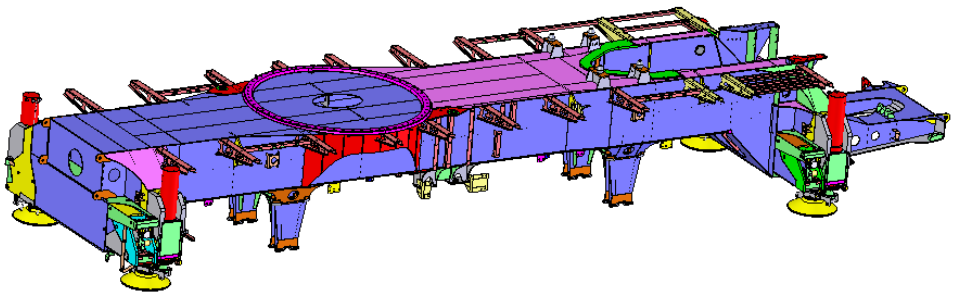
Teleskobik mobil vinçte kullanılan Şekil 4.2'de gösterilen kamyon, 4 akslı, 48 ton kapasiteli, 8x8 çekişli olan kendinden yürüyüşlü bir araçtır.



Şekil 4.2. Kamyon

4.1.2. Şase

Teleskobik mobil vinçte kullanılan Şekil 4.3'de gösterilen saşe, sistemin vinç gurubu ile yürüyüş gurubunu bir arada tutan, çalışma sırasında dengede etkili rol oynayan ve belirli yüklere maruz kalan çelik konstrüksiyondur.

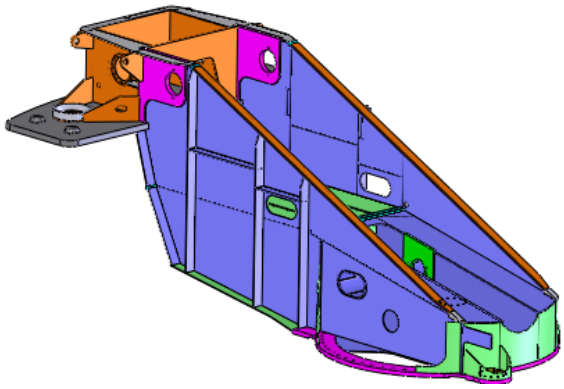


Şekil 4.3. Şase

4.1.3. Dik bom

Teleskobik mobil vinçte kullanılan Şekil 4.4.'de gösterilen dik bom, teleskobik bomla şase arasındaki parçadır. Arkasında denge ağırlık asılarak ağır yüklerde vincin

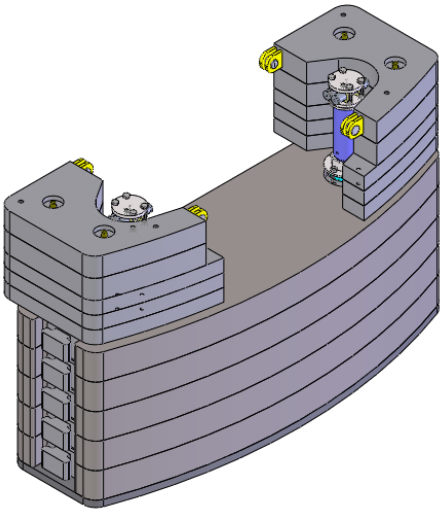
dengesini sağlamaktadır. Ayrıca kaldırma silindirin de dik boma bağlanır. Şaseye çember dişli ile monte edilerek dönme kabiliyeti kazandırılmıştır.



Şekil 4.4. Dik bom

4.1.4. Denge ağırlık

Teleskobik mobil vinçte kullanılan Şekil 4.5.'de gösterilen denge ağırlıkları dik bomun arkasına montaj edilerek vincin dengede durmasına katkı sağlar.

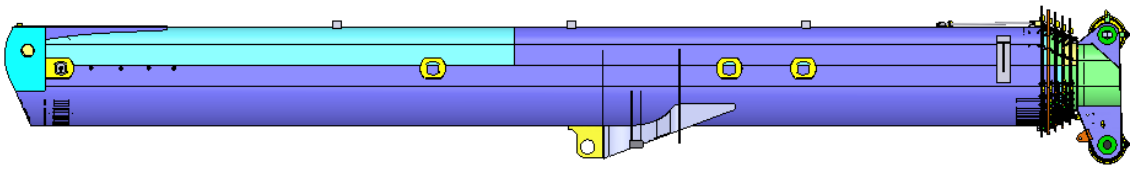


Şekil 4.5. Denge ağırlık

4.1.5. Teleskobik bom

Teleskobik mobil vinçte kullanılan Şekil 4.6.'de gösterilen teleskobik bom iç içe bomlardan oluşmaktadır. İç içe olan bomlar telesilindir hareketiyle istenilen mesafeler

ulaşmasını sağlamaktadır. Teleskobik bom yükü alan, bir yerden bir yere taşıyan vincin önemli parçasıdır.



Şekil 4.6. Teleskobik bom

4.1.6. Kaldırma silindir

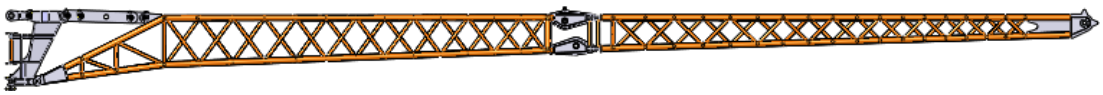
Teleskobik mobil vinçte kullanılan Şekil 4.7.'de gösterilen kaldırma silindiri hidrolik yağ etkisiyle yük kaldıran parçadır.



Şekil 4.7. Kaldırma silindir

4.1.7.Jib bom

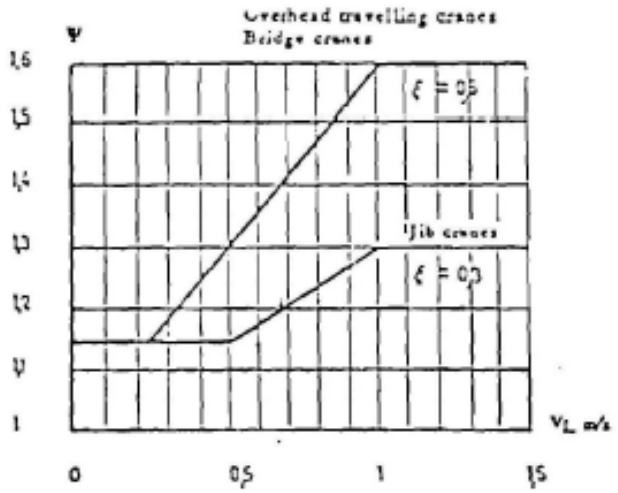
Teleskobik mobil vinçte kullanılan Şekil 4.8.'de gösterilen Jib bom daha yüksek mesafelerde ve daha fazla Radius'ta çalışmak için opsiyon olarak kullanılan parçadır. Jib bom uzama mesafesi 9 – 19 m olarak ayarlanmıştır. Ayrıca 0°, 20°, 40° olarak 3 konumda da çalışabilir.



Şekil 4.8. Jib bom

4.2. TSE Ve FEM Standartlarına Göre Katsayılar

- Statik katsayı (k_s): Statik deneylerde vincin normal taşıma kapasitesinin 1.25 katı kadar yük asılarak test yapılır (TS EN 12999, 2005).
- Dinamik katsayı (k_d): dinamik deneylerde vinci normal taşıma kapasitesinin 1.1katı kadar yük asılarak vinç döndürülerek test yapılır (TS EN 12999, 2005).
- Titreşim katsayısı (Ψ): vinç kaldırma hıza bağlı olarak titreşim katsayısı şekil den Ψ = 1,15 alınmıştır (FEM,1987).



Şekil 4.9 Titreşim katsayısı

- Bütün hareketler frekans inverteri kontrollü olduğu için yatay yükleri düşey yüklerin 1/30'u (%3) kadar alıyoruz (FEM,1987).

4.3. Bomlarla İlgili Hesaplama Esasları Ve Formülleri

Teleskobik vinçlerde mukavemet hesaplarını yapabilme için ilk olarak kısıtlar belirlenerek tasarım modeli oluşturulur. Bu model sonucunda belirli ağırlıklar ve mesafeler elde edilir. Bu mesafeler le ve ağırlıklarla mukavemet hesapları yapılır.

Statik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L \tag{4.1}$$

σ_G: Bomların ağırlığından oluşan gerilmeler (N/mm^2)

σ_L: Kaldırılan yükten oluşan gerilmeler (N/mm^2)

$$\sigma_G = \frac{M_G \text{ x } c_1}{I_y} \tag{4.2}$$

$$M_G = G_1 \text{ x } L_1 + G_2 \text{ x } L_2 + G_3 \text{ x } L_3 \ldots \tag{4.3}$$

$$\sigma_L = \frac{M_L \text{ x } c_1}{I_y} \tag{4.4}$$

$$M_L = F \text{ x } k_s \text{ x } L \tag{4.5}$$

Burada; G ağırlıkları her bir bomun ayrı ayrı ağırlıkları olmak üzere, L mesafeleri, her bomun kendi ağırlık merkezinden, bulmaya çalıştığımız kritik kesite kadar olan yatay mesafelerdir. F ağırlığı yükün ağırlığıdır. I_y bulmaya çalıştığımız kritik kesitin y eksenindeki eylemsizlik momentidir. c_1 bulmaya çalıştığımız kritik kesitin y eksenine olan mesafesidir.

Statik basma gerilmesi:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A} \tag{4.6}$$

F_b: Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri (x eksenindeki kuvvetler)

A: Kritik kesit alanı

$$F_b = F_x \text{ x } k_s + G_x \tag{4.7}$$

Statik kesme gerilmesi:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A} \tag{4.8}$$

F_k: Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri (z eksenindeki kuvvetler)

$$F_k = F_z \text{ x } k_s + G_z \tag{4.9}$$

Dinamik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H \quad (4.10)$$

σ_H: Yatay kuvvetlerden oluşan gerilmeler (N/mm^2)

$\Psi = 1{,}15$

$k_d = 1{,}1$

$$M_L = F \text{ x } k_d \text{ x } L \quad (4.11)$$

Dönüşlerde, frenlemeden dolayı oluşan yatay esneme kuvveti için, düşey yükün %3'ü kullanılır.

$$M_H = 0{,}03 \text{ x } M_L \quad (4.12)$$

$$\sigma_H = \frac{M_H \text{ x } c_2}{I_z} \quad (4.13)$$

c_2: Bulmaya çalıştığımız kritik kesitin z eksenine olan mesafesidir.

I_z: Bulmaya çalıştığımız kritik kesitin z eksenindeki eylemsizlik momentidir.

Dinamik basma gerilmesi:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A} \quad (4.14)$$

F_b: Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri (x eksenindeki kuvvetler)

A: Kritik kesit alanı

$$F_b = F_x \text{ x } k_d + G_x \quad (4.15)$$

Dinamik kesme gerilmesi:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A} \quad (4.16)$$

F_k: Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri (z eksenindeki kuvvetler)

$$F_k = F_z \text{ x } k_d + G_z \quad (4.17)$$

Nominal gerilmeler:

Eleman basma ve eğilmeye zorlandığı durumda toplam gerilmeler;

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b \quad (4.18)$$

Toplam gerilmeler:

Eğilme ve kesme gerilmeleri hesaplanır; daha sonra belirli bir mukavemet varsayımına göre birleştirilir.

$$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2} \quad (4.19)$$

Emniyet gerilmesine dayanan hesap yönteminde s emniyet faktörü olmak üzere;

$$\sigma_{em} = \sigma_{Ak}/s \quad (4.20)$$

$$\tau_{em} = \tau_{Ak}/s \quad (4.21)$$

şeklinde yazılır. Bu bağıntılarda en belirsiz faktör emniyet katsayısıdır. Önemi büyük olmasına rağmen emniyet katsayısı ampirik bağlantıyla seçilir. Emniyet katsayısı çok büyük seçildiği durumda malzeme ve işçilik kaybına neden olan büyük kesit parçalar elde edilir. Çok küçük seçildiği durumda, kopma ihtimali doğar. Bu hususta bir fikir vermek üzere aşağıda bazı değerler verilmiştir.

s= 1,5…2 Nispeten sabit çevre şartları altında çalışan ve kolayca tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz kalan ve özellikleri çok iyi bilinen malzemeler için.

s= 2…2,5 Normal çevre şartlarında çalışan ve tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz kalan orta kaliteli malzemeler için.(Akkurt, 2000)

4.4.Teknik Özellikleri

Tablo 4.1. Teleskobik mobil vincin teknik özellikleri

Maksimum Kaldırma kapasitesi	1000 kN
Teleskobik bom	6 adet
Teleskobik bom uzunluğu	11,5 – 52 m
Teleskobik bom çalışma açısı	10° - 82°
Jib bom	2 adet
Jib bom uzunluğu	9 – 19 m
Jibbom çalışma açısı	0° ,20° ,40°
Kaldırma hızı	50 sn
Dönüş hızı	1,5 dev/dk
Denge ağırlık	250 kN

4.5.Teleskobik Bomların Ve Jib Bomların Mukavemet Hesaplamaları

Teleskobik bomlar telesilindir hareketiyle uzar veya kısalır. Teleskobik bomlar son bomdan uzatmaya başlayarak çalışan bir sistemdir. Ayrıca telesilindirin özelliğinden dolayı kısa radius mesafeler için sadece ilk uzatmayı bomunu da açabilir. Tez kapsamında incelenecek teleskobik bomların hesaplamaları son bomdan başlayarak irdelenecektir. Teleskobik bomlu vinçler genelde yüksek mesafelerde çalışlar. Bundan dolayı genelde 45° - 80° arasında çalışırlar. Teleskobik bomlar 60° de taşıdığı yüklerde daha fazla moment oluşturduklarından dolayı hesaplamalar bu açıda yapılacaktır.
Jib bomlar genelde opsiyon olarak ve geniş radius gerektiren yerlerde kullanılır. Jib bom 0°, 20°, 40° konumlarında çalışma özelliği vardır. Bu açılar kullanıcı tarafından manuel olarak ayarlanır.

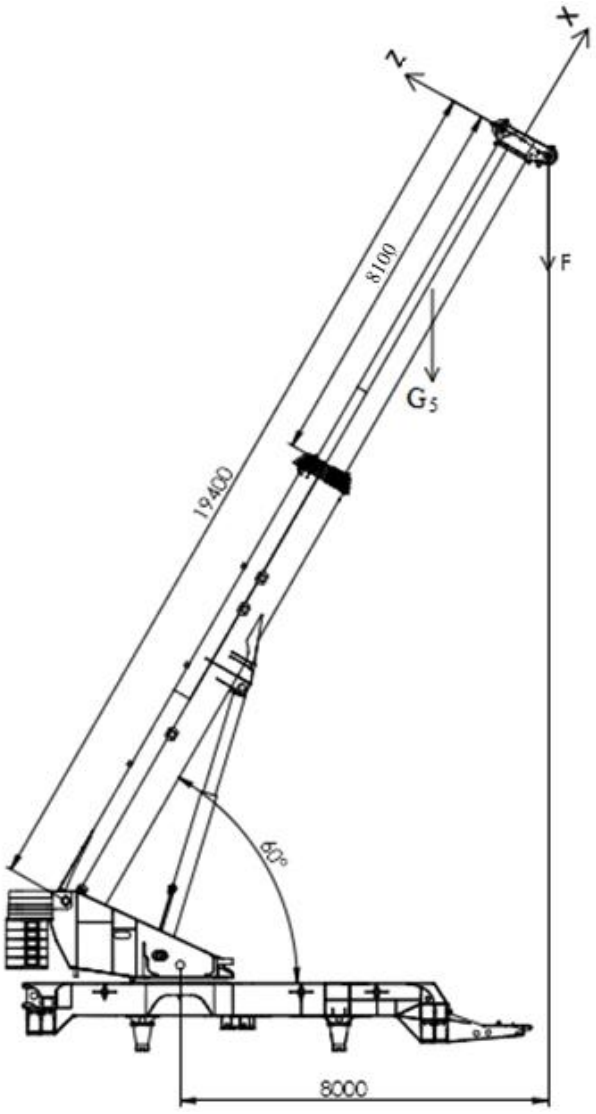
Teleskobik bomların mukavemet hesaplamaları statik ve dinamik olarak ayrı ayrı yapılmıştır.

4.5.1. Statik mukavemet hesapları

Statik mukavemet hesapları yaparken beyan kapasitesi olarak verilen yükler statik katsayısıyla çarpılarak yapılmıştır. Statik katsayı (k_s) 1.25 olarak verilmiştir.

4.5.1.1. 5.Teleskobik bom statik mukavemet hesapları

Teleskobik bomlarda (TB) mukavemet hesaplamaları 5. TB'den başlayarak yapılmıştır. İlk olarak teleskobik bomun konumu ve alacağı yük belirleyerek bomun kritik kesitteki gerilmeler bulunacaktır ve bomun kritik kesitteki gerilmeler sonucunda malzemeye bakılarak bomun emniyeti hesaplanacaktır. İlk olarak TB 60° konumuna getirilmektedir. Bu konumda 5.TB açıkken beyan kapasitesi F_5 = 320000 N (32 ton) yük olarak verilmiştir. Makara sayısı 3 ve halat sayısı 7'dir. Böylece halata gelen yük (F_{5h}) beyan kapasitesinin 1/7'sidir.



Şekil 4.10. 5.TB'ye etki eden yükler

Radius = 8 m

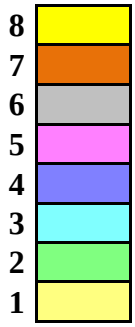
G_5 (5.TB ağırlık)= 15000 N

F_5 = 320000 N

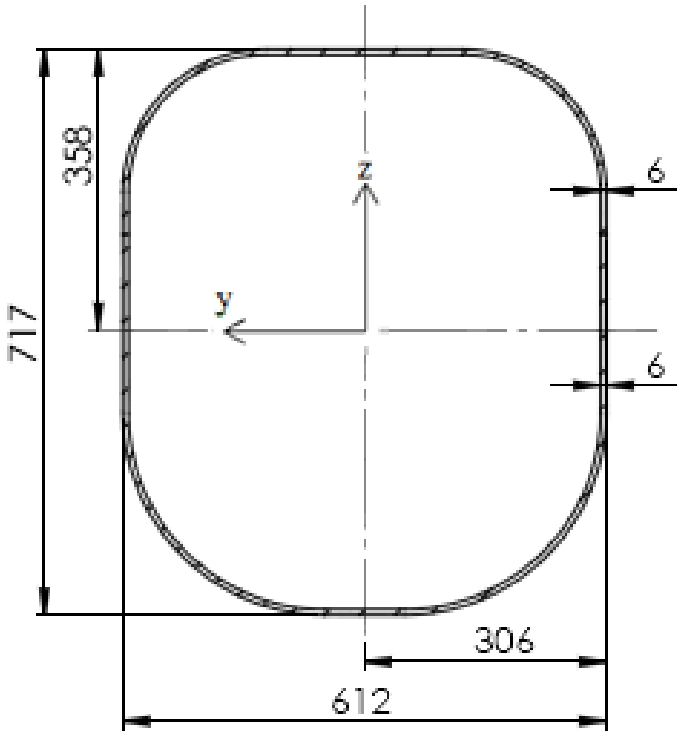
TB uzunluğu = 19400 mm



1. Kalınlık 5 mm
2. Kalınlık 6 mm
3. Kalınlık 7 mm
4. Kalınlık 8 mm
5. Kalınlık 9 mm
6. Kalınlık 10 mm
7. Kalınlık 15 mm
8. Kalınlık 20 mm



Şekil 4.11. 5.TB'deki kalınlıkların renge bağlı gösterimi



Şekil 4.12. 5.TB'nin kesiti

I_z= 778841325,55 mm^4

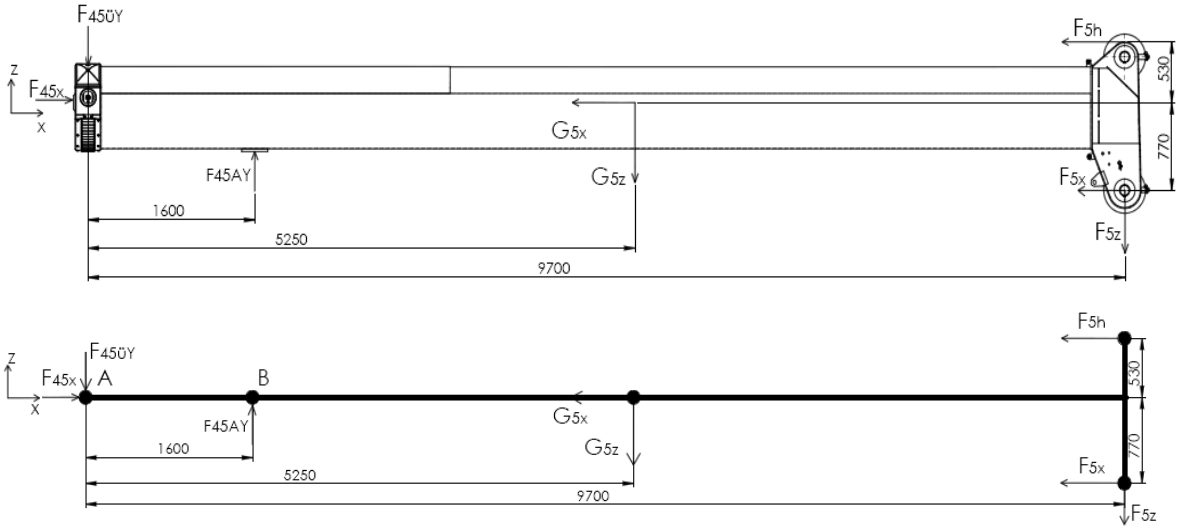
I_y= 955170512,46 mm^4

L = 10980 mm

c_1 = 358 mm

c_2 = 306 mm

A = 13585 mm^2



Şekil 4.13. 5.TB'nin x-z yönündeki serbest cisim diyagramı (scd)

$F_{45ÜY}$ (4.TB'nin 5.TB'deki üst yatak kuvvet tepkisi) = ?

F_{45AY} (4.TB'nin 5.TB'deki alt yatak kuvvet tepkisi) = ?

F_{45x} (4.TB'nin 5.TB'de x yönündeki kuvvet tepkisi) = ?

G_{5z} = 15000 x cos60° = 7500 N

G_{5x} = 15000 x sin60° = 12990 N

F_{5z} = 320000 x cos60° = 160000 N

F_{5x} = 320000 x sin60° = 277128,1 N

F_{5h} = 45714,3 N

$\sum M_A = 0$

F_{45AY} x 1600 - G_{5z} x 5250 - F_{5z} x k_s x 9700 - F_{5x} x k_s x 770 + F_{5h} x k_s x 530 = 0

F_{45AY} x 1600 - 7500 x 5250 - 160000 x 1,25 x 9700 – 277128,1 x 1,25 x770 + 45714,3 x 1,25 x 530 = 0

F_{45AY} = 1384890,7 N

$\sum F_z = 0$

- $F_{45ÜY}$ +F_{45AY} - G_{5z} - F_{5z} x k_s = 0

-$F_{45ÜY}$ + 1384890,7 - 7500 – 160000 x 1,25 = 0

$F_{45ÜY}$ = 1177390,7 N

$\sum F_x = 0$

F_{45x} - G_{5x} - F_{5x} k_s - F_{5h} x k_s = 0

F_{45x} = 416543 N

M_{5x} = F_{5x} x k_s x 770

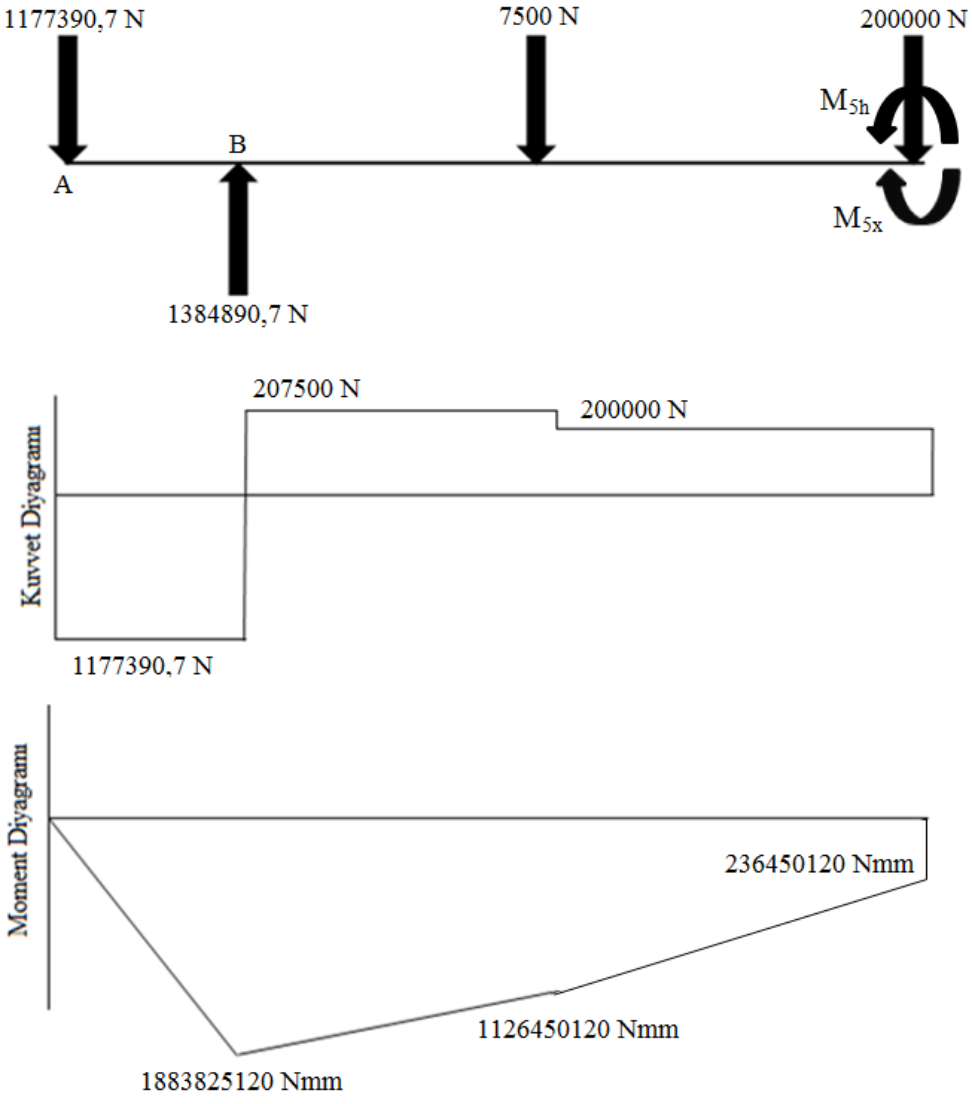
M_{5x} = 277128,1 x 1,25 x770

M_{5x} = 266735796,3 Nmm

M_{5h} = F_{5h} x k_s x 530

M_{5x} = 45714,3 x 1,25 x 530

M_{5x} = 30285723,75 Nmm



Şekil 4.14. 5.TB'de z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları

$M_{max} = F_{45ÜY}$ x 1600 = 1029609,4 x 1600 = 1647375000 Nmm

Not: Maksimum moment alt yatak olan B noktasında elde edilmiştir.

Nominal gerilme hesabı:

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$$

Statik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

σ_G hesaplanması:

5.TB'de kritik olan B noktasına göre bomların ağırlığından oluşan gerilmedir.

$$\sigma_G = \frac{G_{5z} \text{ x } 3650 \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_G = \frac{7500 \text{ x } 3650 \text{ x } 358}{955170512,46}$$

σ_G = 10,3 MPa

σ_L hesaplanması:

F_{5z} = 160000 N

k_s = 1,25 (statik katsayı)

$$\sigma_L = \frac{(F_{5z} \text{ x } k_s \text{ x } 8100 + F_{5x} \text{ x } k_s \text{ x } 770 - F_{5h} \text{ x } k_s \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(160000 \text{ x } 1,25 \text{ x } 8100 + 277128,1 \text{ x } 1,25 \text{ x } 770 - 45714,3 \text{ x } 1,25 \text{ x } 530) \text{ x } 358}{955170512,46}$$

σ_L = 695,8 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

$$\sum \sigma_e = 10,3 + 695,8$$

$$\sum \sigma_e = 706,1 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{5x} \text{ x } k_s + F_{5h} \text{ x } k_s + G_{5x}$

$F_b = 277128{,}1 \text{ x } 1{,}25 + 45714{,}3 \text{ x } 1{,}25 + 12990 = 416543 \text{ N}$

$$\sigma_b = \frac{416543}{13585}$$

$\sigma_b = 30{,}7 \text{ MPa}$

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

$\sigma = 706{,}1 + 30{,}7$

$\sigma = 736{,}8 \text{ MPa}$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{5z} \text{ x } k_s + G_{5z}$

$F_k = 160000 \text{ x } 1{,}25 + 7500 = 207500 \text{ N}$

$$\tau_k = \frac{207500}{13585}$$

$\tau_k = 15{,}3 \text{ MPa}$

Toplam gerilme hesabı:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{736{,}8^2 + 3 \text{ x } 15{,}3^2}$

$\sigma_{top} = 737{,}3 \text{MPa}$

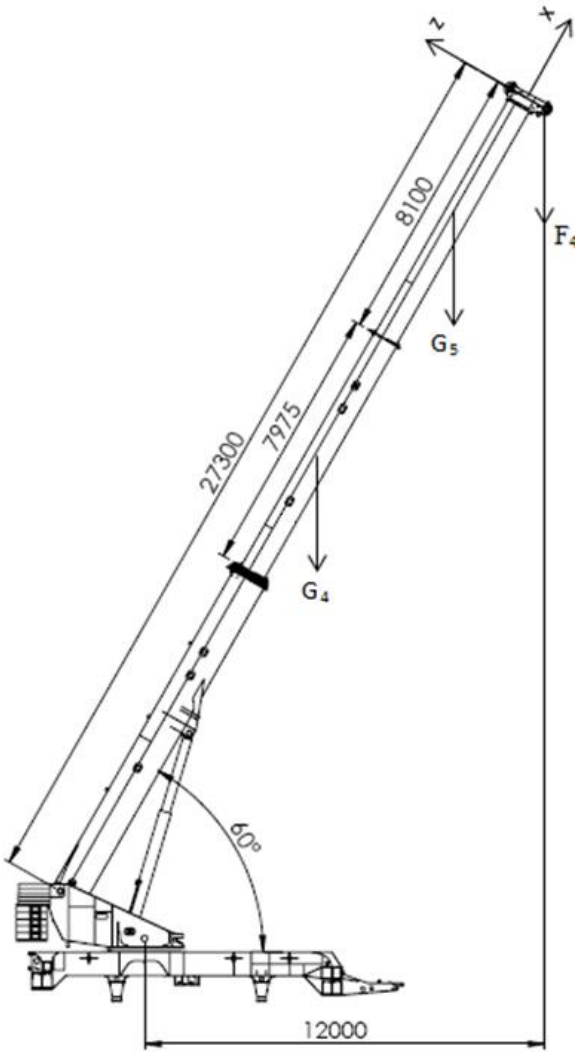
Statik emniyet hesabı**:**

Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 737,3 MPa olarak bulunmuştur. Bomların malzemesi S960 QL için, bu malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 960 MPa'dir. 5.TB üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{737,3MPa} = 1,3$$

4.5.1.2 4.TB'deki statik mukavemet hesapları

4.TB'deki mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 4 ve 5.TB açıkken beyan kapasitesi F_4 = 212000 N (21,2 ton) yük olarak verilmiştir. Makara sayısı 2 ve halat sayısı 3'dir. Böylece halata gelen yük (F_{4h}) beyan kapasitesinin 1/5'sidir.



Şekil 4.15. 4.TB etki eden yükler

Radius 12 m

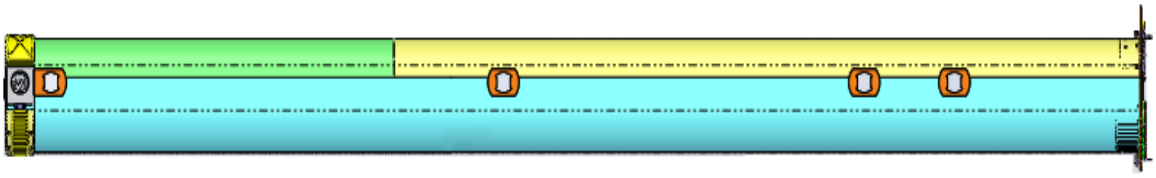
F_4= 212000 N

G_5 (5.TB ağırlık) = 15000 N

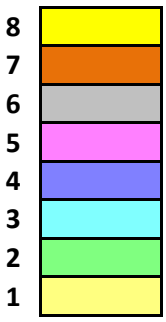
TB açısı = 60

TB uzunluğu = 27300 mm

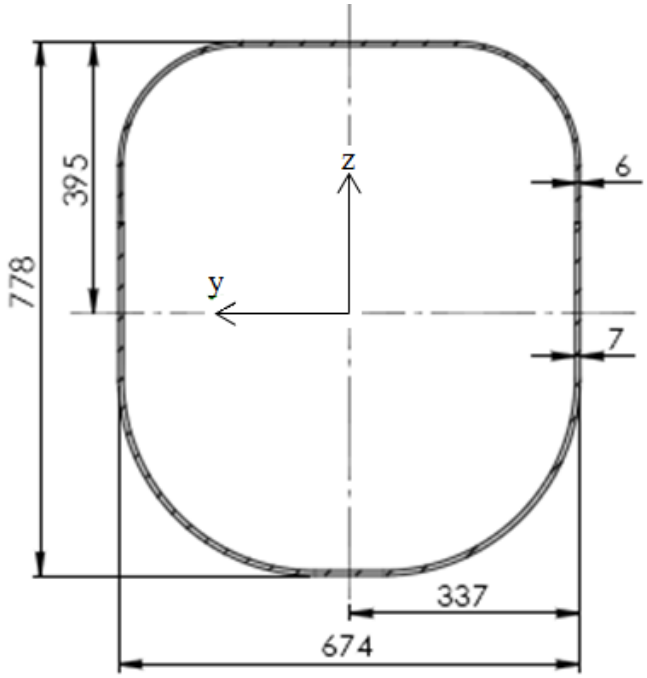
G_4 (4.TB ağırlık)= 14500 N



1. Kalınlık 5 mm
2. Kalınlık 6 mm
3. Kalınlık 7 mm
4. Kalınlık 8 mm
5. Kalınlık 9 mm
6. Kalınlık 10 mm
7. Kalınlık 15 mm
8. Kalınlık 20 mm



Şekil 4.16. 4.TB'deki kalınlıkların renge bağlı gösterimi



Şekil 4.17. 4.TB'nin kesiti

I_z= 1112507641,54 mm^4

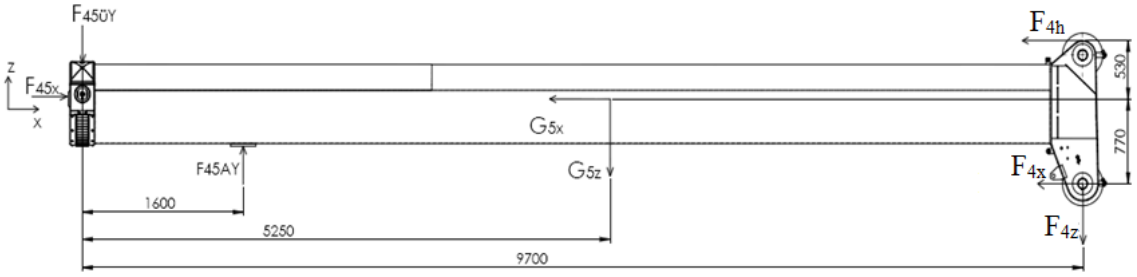
I_y= 1356665376,78 mm^4

A = 16335 mm^2

c_1 = 395 m

c_2 = 337 mm

L = 9950 mm



Şekil 4.18. 4.TB'nin x-z yönündeki tepki kuvvetleri

$F_{45ÜY}$ = ?

F_{45AY} = ?

F_{45x} = ?

G_{5x} = 15000 x sin60° = 12990 N

G_{5z} = 15000 x cos60° = 7500 N

F_{4x} = 212000 x sin60° = 183597,4 N

F_{4z} = 212000 x cos60° = 106000 N

F_{4h} = 42400 N

$\sum M_A = 0$

F_{45AY} x 1600 - G_{5z} x 5250 – F_{4z} x k_s x 9700 – F_{4x} x k_s x 770 + F_{4h} x k_s x 530 = 0

F_{45AY} x 1600 - 7500 x 5250 - 106000 x 1,25 x 9700 – 183597,4 x 1,25 x770 + 42400 x 1,25 x 530 = 0

F_{45AY} = 920779,7 N

$\sum F_z = 0$

- $F_{45ÜY}$ +F_{45AY} - G_{5z} – F_{4z} x k_s = 0

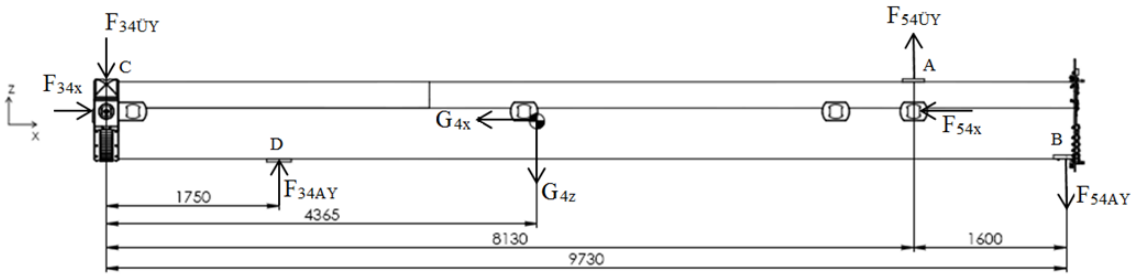
-$F_{45ÜY}$ + 920779,7 - 7500 – 106000 x 1,25 = 0

$F_{45ÜY}$ = 780779,7 N

$\sum F_x = 0$

F_{45x} - G_{5x} – F_{4x} x k_s – F_{4h} x k_s = 0

F_{45x} = 295486,7 N



Şekil 4.19. 4.TB'nin x-z yönündeki scd

F_{34x} (3.TB'nin 4.TB'nin x yönündeki tepkisi) = ?

$F_{34ÜY}$ (3.TB'nin 4.TB'deki üst yatak kuvvet tepkisi) = ?

F_{34AY} (3.TB'nin 4.TB'deki alt yatak kuvvet tepkisi) = ?

G_{4x} = 14500 x sin60° = 12557,4 N

G_{4z} = 14500 x cos60° = 7250 N

$F_{54ÜY}$ (5.TB'nin 4.TB'deki üst yatak kuvvet tepkisi) = $F_{45ÜY}$ = 780779,7 N

F_{54AY} (5.TB'nin 4.TB'deki alt yatak kuvvet tepkisi) = F_{45AY} = 920779,7 N

F_{54x} (5.TB'nin 4.TB'nin x yönündeki tepkisi) = F_{45x} = 295486,7 N

$$\sum M_C = 0$$

F_{34AY} x 1750 - G_{4z} x 4365 + $F_{54ÜY}$ x 8130 - F_{54AY} x 9730 = 0

F_{34AY} x 1750 - 7250 x 4365 + 780779,7 x 8130 – 920779,7 x 9730 = 0

F_{34AY} = 1510339,3 N

$$\sum F_z = 0$$

- $F_{34ÜY}$ + F_{34AY} - G_{4z} + $F_{54ÜY}$ - F_{54AY} = 0

- $F_{34ÜY}$ + 1510339,3 - 7250 + 780779,7 – 920779,7 = 0

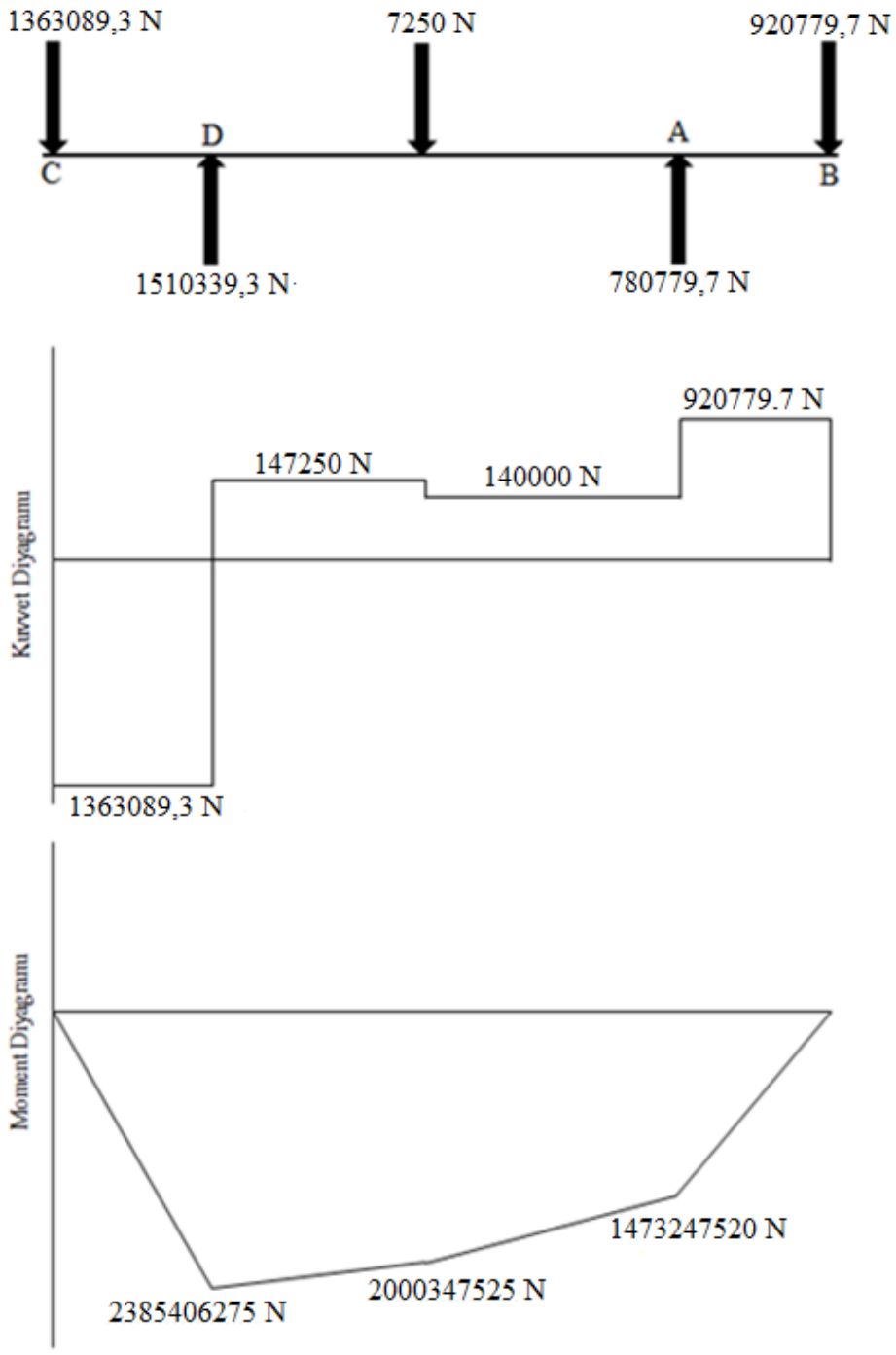
$F_{34ÜY}$ = 1363089,3 N

$$\sum F_x = 0$$

F_{34x} - G_{4x} - F_{54x} = 0

F_{34x} – 12557,4 – 295486,7 = 0

F_{34x} = 203083 N



Şekil 4.20. 4.TB'nin z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları

$M_{max} = F_{34ÜY}$ x 1750 = 1510339,3 x 1750 = 2385406275 Nmm

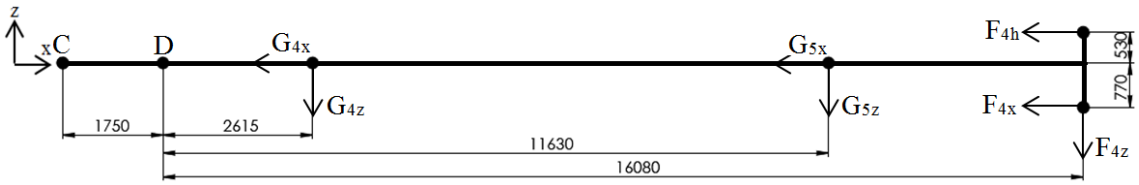
Not: Maksimum moment alt yatak olan D noktasında elde edilmiştir.

Nominal gerilme hesabı:

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

Statik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$



Şekil 4.21. Ağırlık ve yükün 4.TB'deki kritik kesite (D) olan mesafeleri

σ_G hesaplanması:

4.TB'deki kritik olan D noktasına göre bomların ağırlığından oluşan gerilmedir

$$\sigma_G = \frac{(G_{5z} \text{ x } 11630 + G_{4z} \text{ x } 2615) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_G = \frac{(7500 \text{ x } 11630 + 7250 \text{ x } 2615) \text{ x } 395}{1356665376{,}78}$$

σ_G = 30,9 MPa

σ_L hesaplanması:

F_{4z} = 106000 N

$$\sigma_L = \frac{(F_{4z} \text{ x } k_s \text{ x } 16080 + F_{4x} \text{ x } k_s \text{ x } 770 - F_{4h} \text{ x } k_s \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(106000 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 16080 + 183597{,}4 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 770 - 42400 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 530) \text{ x } 395}{1356665376{,}78}$$

σ_L = 663.6 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

$$\sum \sigma_e = 30{,}5 + 663{,}6$$

$$\sum \sigma_e = 694{,}1 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{4x} \text{ x } k_s + F_{4h} \text{ x } k_s + G_{5x} + G_{4x}$

$F_b = 183597{,}4 \text{ x } 1{,}25 + 42400 \text{ x } 1{,}25 + 12990 + 12557{,}4 = 308044{,}2 \text{ N}$

$$\sigma_b = \frac{308044{,}2}{16335}$$

$\sigma_b = 18{,}8 \text{ MPa}$

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

$\sigma = 694{,}1 + 18{,}8$

$\sigma = 712{,}9 \text{ MPa}$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{4z} \text{ x } k_s + G_{5z} + G_{4z}$

$F_k = 106000 \text{ x } 1{,}25 + 7500 + 7250 = 147250 \text{ N}$

$$\tau_k = \frac{147250}{16335}$$

$\tau_k = 9 \text{ MPa}$

Toplam gerilme hesabı:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{712{,}9^2 + 3 \text{ x } 9^2}$

$\sigma_{top} = 713 \text{ MPa}$

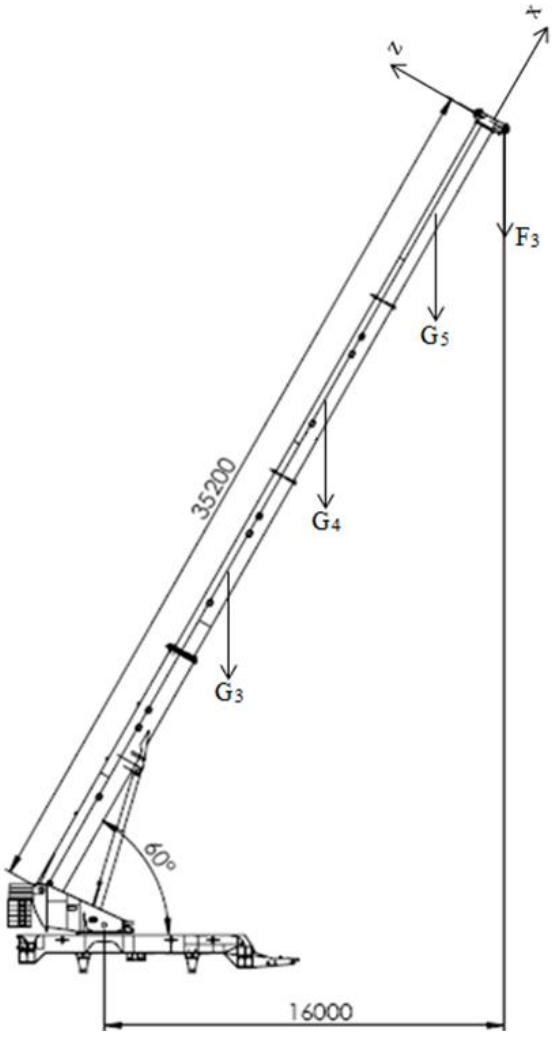
Statik emniyet hesabı**:**

Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 713 MPa olarak bulunmuştur. Bomların malzemesi S960 QL için, bu malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 960 MPa'dir. 4.TB üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{713MPa} = 1{,}35$$

4.5.1.3 3.TB'deki statik mukavemet hesapları

3.TB'nin mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 3, 4 ve 5.TB'ler açıkken beyan kapasitesi F_3 = 140000 N (14 ton) yük olarak verilmiştir. Makara sayısı 1 ve halat sayısı 3'dir. Böylece halata gelen yük (F_{3h}) beyan kapasitesinin 1/3'sidir.



Şekil 4.22. 3.TB etki eden yükler

Radius 16 m

G_4 (4.TB ağırlık)= 14500 N

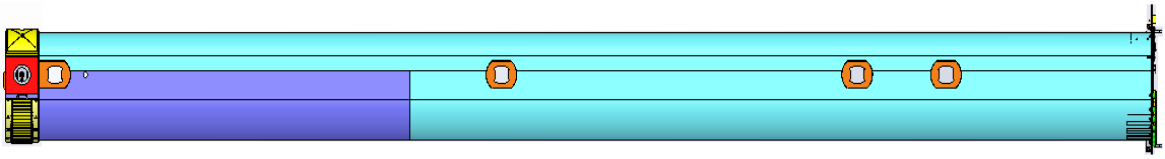
F_3 (Beyan Kapasitesi)= 140000 N

G_3 (3.TB ağırlık)= 18000 N

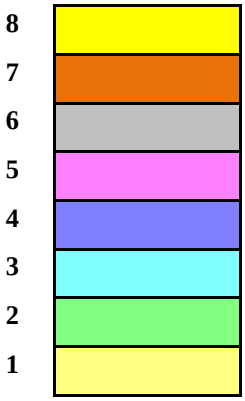
G_5 (5.TB ağırlık)= 15000 N

TB açısı = 60°

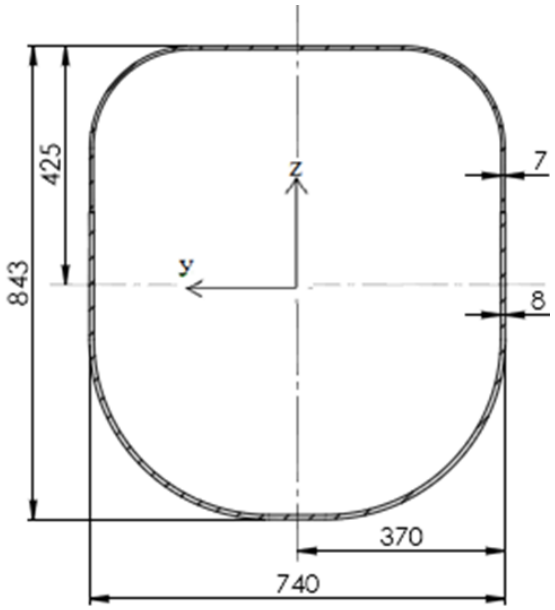
TB uzunluğu = 35200 mm



1. Kalınlık 5 mm
2. Kalınlık 6 mm
3. Kalınlık 7 mm
4. Kalınlık 8 mm
5. Kalınlık 9 mm
6. Kalınlık 10 mm
7. Kalınlık 15 mm
8. Kalınlık 20 mm



Şekil 4.23. 3.TB'deki kalınlıkların renge bağlı gösterimi



Şekil 4.24. 3.TB'nin kesiti

I_z= 1589605545,34 mm^4

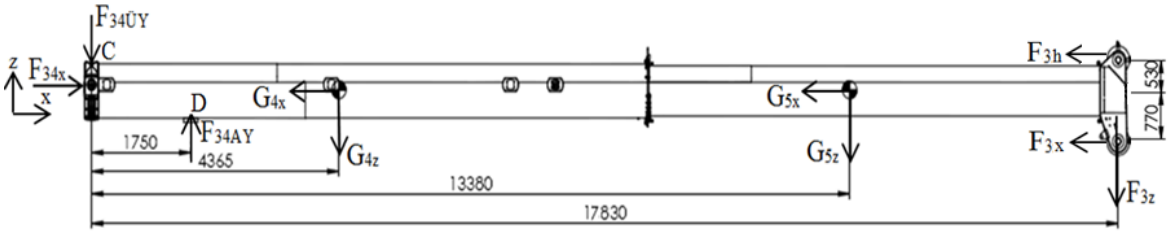
I_y= 1836345936,95 mm^4

A = 19365 mm^2

c_1 = 425 mm

c_2 = 370 mm

L = 10195 mm



Şekil 4.25. 3.TB'nin x-z yönündeki tepki kuvvetleri

$F_{34ÜY}$ = ?

F_{34AY} = ?

F_{34x} = ?

F_{3x} = 145000 x sin60° = 125573,7 N

F_{3z} = 145000 x cos60° = 72500 N

F_{3h} = 46666,7 N

G_{4x} = 12557,4 N G_{5x} = 12990 N

G_{4z} = 7250 N G_{5z} = 7500 N

$$\sum M_C = 0$$

F_{34AY} x 1750-G_{4z} x 4365-G_{5z} x 13380-F_{3z} x k_s x17830-F_{3x} x k_s x770 + F_{4h} x k_s x 530 = 0

F_{34AY} x 1750 - 7250 x 4365 - 7500 x 13380 - 72500 x 1,25 x 17830 – 125573,7 x 1,25 x 770 + 46666,7 x 1,25 x 530 = 0

F_{34AY} = 1050164,6 N

$$\sum F_z = 0$$

- $F_{34ÜY}$ +F_{34AY} - G_{4z} - G_{5z} - F_{3z} x k_s = 0

- $F_{34ÜY}$ + 1050164,6 - 7250 - 7500 – 72500 x 1,25 = 0

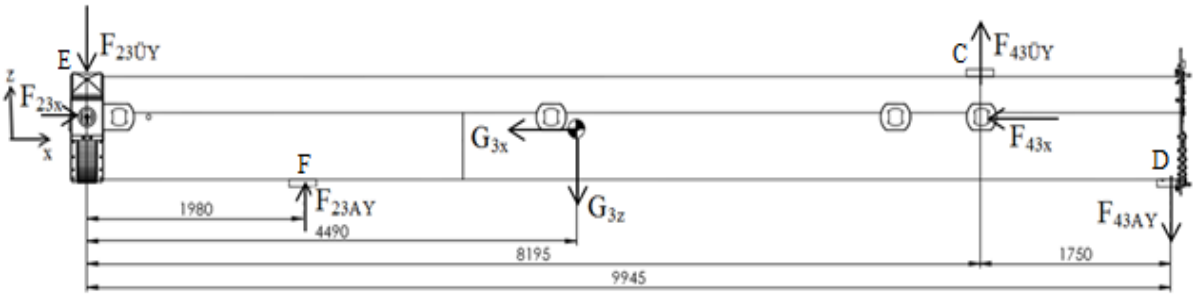
$F_{34ÜY}$ = 944789,6 N

$$\sum F_x = 0$$

F_{34x} - G_{4x} - G_{5x} - F_{3x} x k_s - F_{3h} x k_s = 0

F_{34x} - 12557,4 - 12990 - 125573,7 x 1,25 - 46666,7 x 1,25 = 0

F_{34x} = 240847,9 N



Şekil 4.26. 3.TB'nin x-z yönündeki scd

F_{23x} (2.TB'nin 3.TB'e x yönündeki tepkisi) = ?

$F_{23ÜY}$ (2.TB'nin 3.TB'deki üst yatak kuvvet tepkisi) = ?

F_{23AY} (3.TB'nin 4.TB'deki alt yatak kuvvet tepkisi) = ?

G_{3x} = 18000 x sin60° = 15588,5 N

G_{3z} = 18000 x cos60° = 9000 N

$F_{43ÜY}$ (4.TB'nin 3.TB'deki üst yatak kuvvet tepkisi) = $F_{34ÜY}$ = 944789,6 N

F_{43AY} (4.TB'nin 3.TB'deki alt yatak kuvvet tepkisi) = F_{34AY} = 1050164,6 N

F_{43x} (4.TB'nin 3.TB'e x yönündeki tepkisi) = F_{34x} = 240847,9 N

$$\sum M_E = 0$$

F_{23AY} x 1980 - G_{3z} x 4490 + $F_{43ÜY}$ x 8195 – F_{43AY} x 9945 = 0

F_{23AY} x 1980 - 9000 x 4490 + 944789,6 x 8195 – 1050164,6 x 9945 = 0

F_{23AY} = 1384720,3 N

$$\sum F_z = 0$$

-$F_{23ÜY}$ + F_{23AY} – G_{3z} + $F_{43ÜY}$ - F_{43AY} = 0

-$F_{23ÜY}$ + 1384720,3 - 9000 + 944789,6 – 1050164,6 = 0

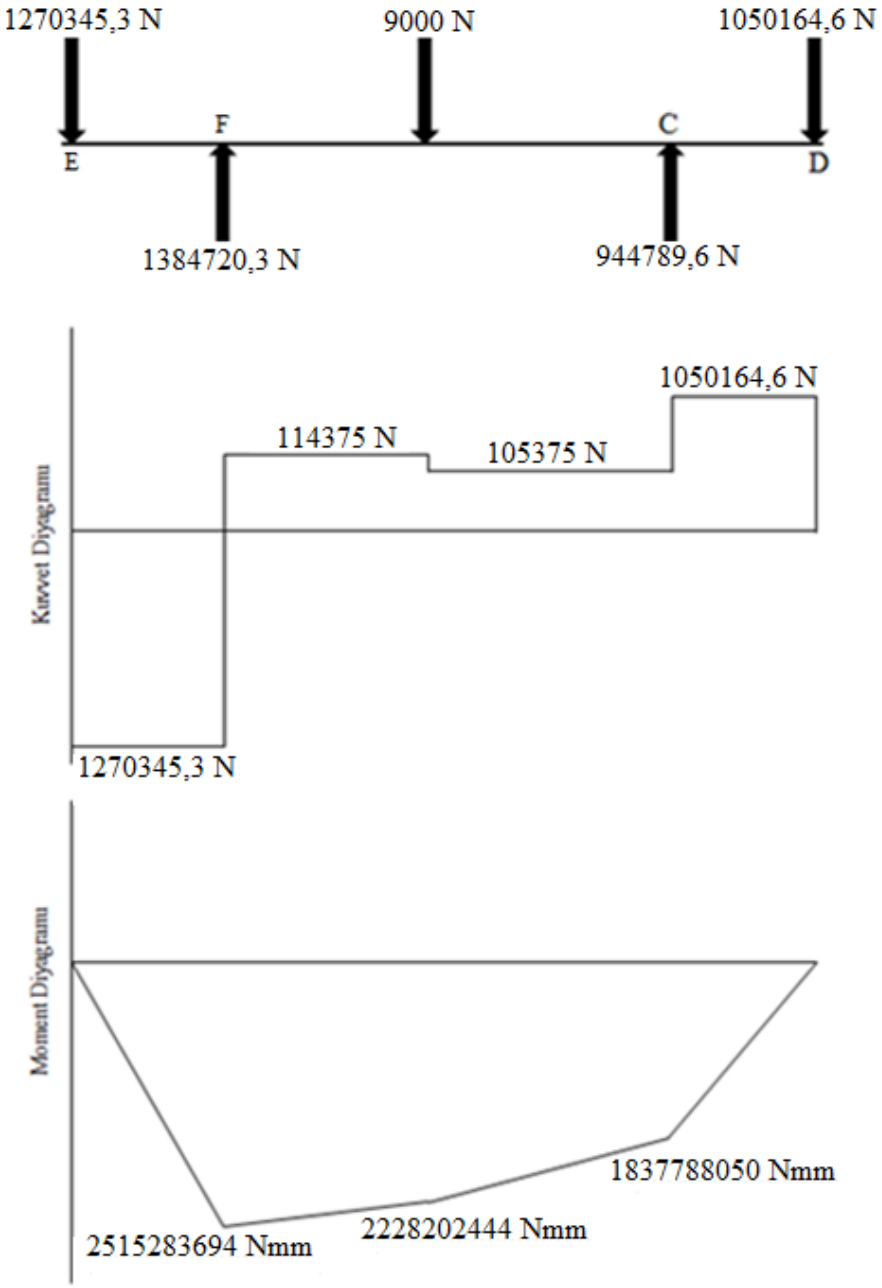
$F_{23ÜY}$ = 1270345,3 N

$$\sum F_x = 0$$

F_{23x} - G_{3x} - F_{43x} = 0

F_{23x} – 15588,5 – 240847,9 = 0

F_{23x} = 256436,4 N



Şekil 4.27. 3.TB'de z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları

$M_{max} = F_{34ÜY}$ x 1980 = 1270345,3 x 1980 = 2515283694 Nmm

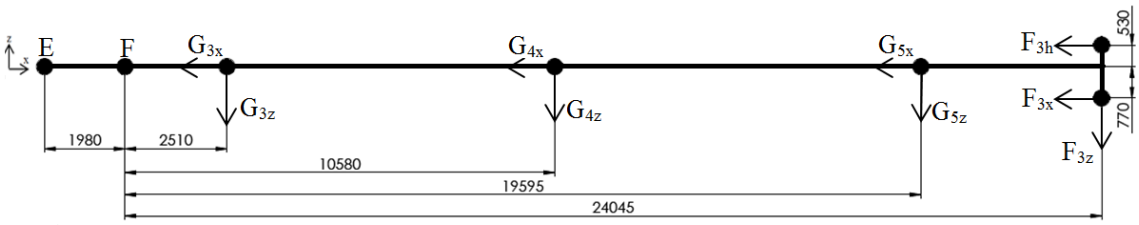
Not: Maksimum moment alt yatak olan F noktasında elde edilmiştir.

Nominal gerilme hesabı:

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

Statik eğilme gerilmesi:

$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$



Şekil 4.28. Ağırlık ve yükün 3.TB'deki kritik kesite (F) olan mesafeleri

σ_G hesaplanması:

3.TB'de kritik olan F noktasına göre bomların ağırlığından oluşan gerilmedir.

$$\sigma_G = \frac{(G_{5z} \text{ x } 19595 + G_{4z} \text{ x } 10580 + G_{3z} \text{ x } 2510) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_G = \frac{(7500 \text{ x } 19595 + 7250 \text{ x } 10580 + 9000 \text{ x } 2510) x\ 425}{1836345936{,}95}$$

σ_G = 57 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{3z} \text{ x } k_s \text{ x } 24045 + F_{3x} \text{ x } k_s \text{ x } 770 - F_{3h} \text{ x } k_s \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(72500 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 24045 + 125573{,}7 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 770 - 46666{,}7 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 530) \text{ x } 425}{1836345936{,}95}$$

σ_L = 525,1 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

$$\sum \sigma_e = 57 + 525{,}1$$

$$\sum \sigma_e = 582{,}1 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{3x} \text{ x } k_s + F_{3h} \text{ x } k_s + G_{5x} + G_{4x} + G_{3x}$

$F_b = 125573,7 \text{ x } 1,25 + 46666,7 \text{ x } 1,25 + 12990 + 12557,4 + 15588,5 = 256436,4 \text{ N}$

$$\sigma_b = \frac{256436,4}{19365}$$

$\sigma_b = 13,2 \text{ MPa}$

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

$\sigma = 582,1 + 13,2$

$\sigma = 595,3 \text{ MPa}$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{3z} \text{ x } k_s + G_{5z} + G_{4z} + G_{3z}$

$F_k = 72500 \text{ x } 1,25 + 7500 + 7250 + 9000 = 114375 \text{ N}$

$$\tau = \frac{114375}{19365}$$

$\tau = 5,9 \text{ MPa}$

Toplam gerilme hesabı:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{595,3^2 + 3 \text{ x } 5,9^2}$

$\sigma_{top} = 595,4 \text{ MPa}$

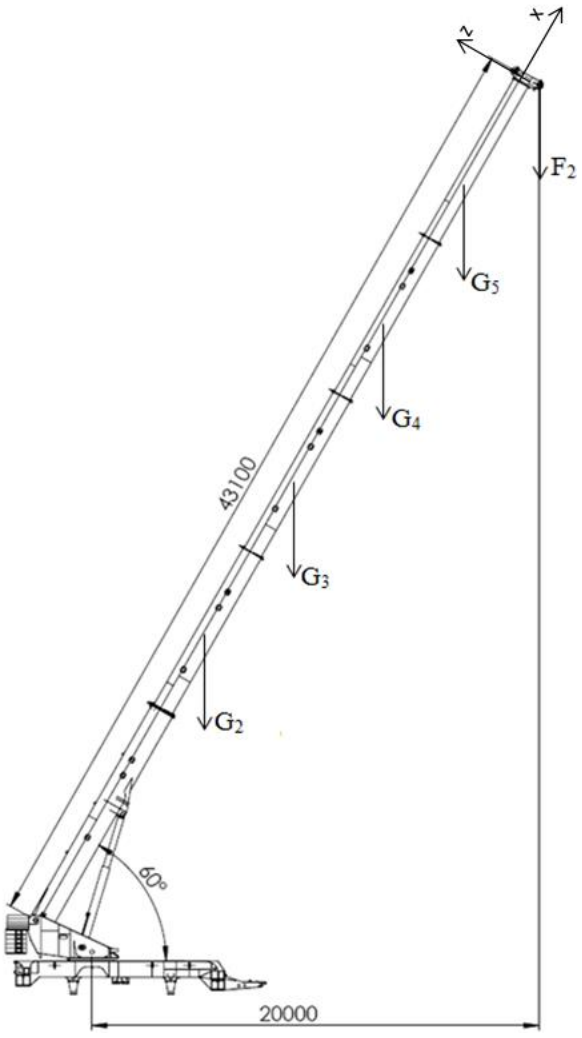
Statik emniyet hesabı**:**

Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 595,4 MPa olarak bulunmuştur. Bomların malzemesi S960 QL için, bu malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 960 MPa'dir. 3.TB üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{595,4MPa} = 1,6$$

4.5.1.4 2.TB'deki statik mukavemet hesapları

2.TB'nin mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 2, 3, 4 ve 5.TB'ler açıkken beyan kapasitesi F_2 = 110000 N (11 ton) yük olarak verilmiştir. Makara sayısı 1 ve halat sayısı 3'dir. Böylece halata gelen yük (F_{2h}) beyan kapasitesinin 1/3'sidir.



Şekil 4.29. 2.Teleskobik boma etki eden yükler

Radius 20 m

Telebom açısı = 60°

F_2 (Beyan Kapasitesi)= 110000 N

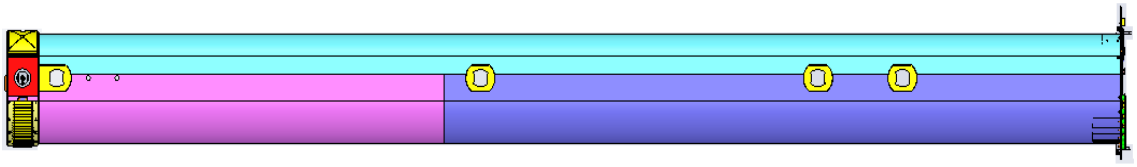
G_3 (3.TB ağırlık)= 18000 N

G_5 (5.TB ağırlık)= 15000 N

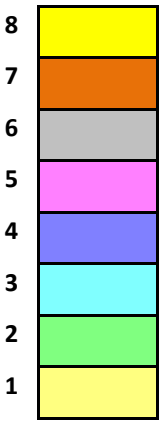
G_2 (2.TB ağırlık)= 22000 N

G_4 (4.TB ağırlık)= 14500 N

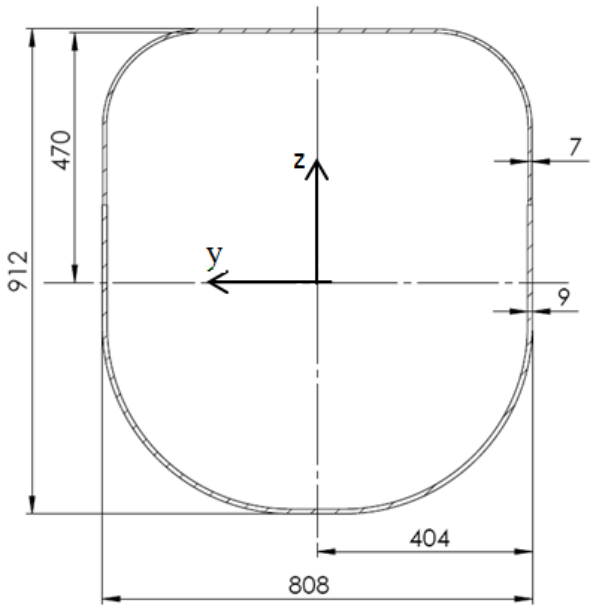
TB uzunluğu = 43100 mm



1. Kalınlık 5 mm
2. Kalınlık 6 mm
3. Kalınlık 7 mm
4. Kalınlık 8 mm
5. Kalınlık 9 mm
6. Kalınlık 10 mm
7. Kalınlık 15 mm
8. Kalınlık 20 mm



Şekil 4.30. 2.TB'deki kalınlıkların renge bağlı gösterimi



Şekil 4.31. 2.TB'nin kesiti

I_z= 2335905293,46 mm^4

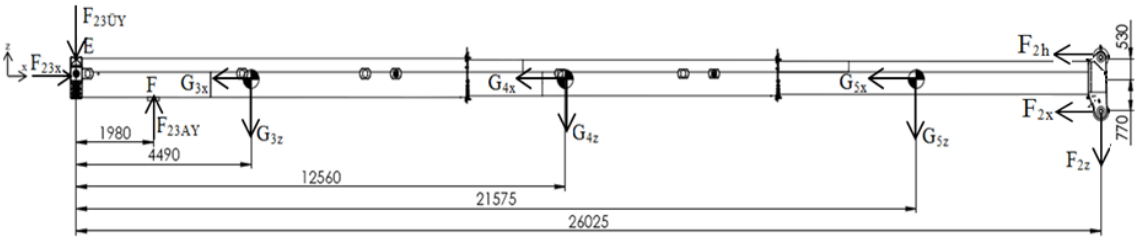
c_1 = 470 mm

I_y= 2676549352,5 mm^4

c_2 = 404 mm

A = 24000 mm^2

L = 10404 mm



Şekil 4.32. 2.TB'de x-z yönündeki tepki kuvvetleri

$F_{23ÜY}$ = ?

F_{23AY} = ?

F_{23x} = ?

F_{2x} = 110000 x sin60° = 95262,8 N

F_{2z} = 110000 x cos60° = 55000 N

F_{2h} = 36666,7 N

G_{3x} = 15588,5 N G_{4x} = 12557,4 N G_{5x} = 12990 N

G_{3z} = 9000 N G_{4z} = 7250 N G_{5z} = 7500 N

$$\sum M_E = 0$$

F_{23AY} x 1980 - G_{3z} x 4490 - G_{4z} x 12560 - G_{5z} x 21575 – F_{2z} x k_s 26025 – F_{2x} x k_s x770 + F_{2h} x k_s x 530 = 0

F_{23AY} x 1980 - 9000 x 4490 - 7250 x 12560 - 7500 x 21575 - 55000 x 1,25 x 26025 – 95262,8 x 1,25 x 770 + 36666,7 x 1,25 x 530 = 0

F_{23AY} = 1085808 N

$$\sum F_z = 0$$

- $F_{23ÜY}$ +F_{23AY} – G_{3z} - G_{4z} - G_{5z} - F_{2z} x k_s = 0

- $F_{23ÜY}$ + 1085808 - 9000 - 7250 - 7500 - 55000 x 1,25 = 0

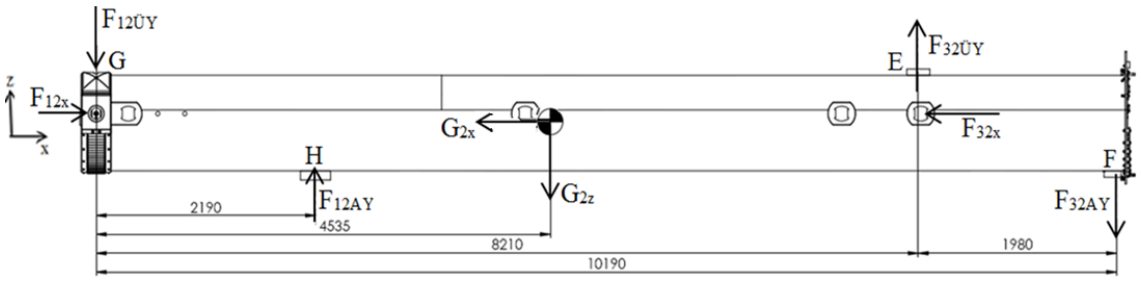
$F_{23ÜY}$ = 993308 N

$$\sum F_x = 0$$

F_{23x} - G_{3x} - G_{4x} - G_{5x} - F_{2x} x k_s - F_{2h} x k_s = 0

F_{23x} – 15588,5 – 12557,4 – 12990 - 95262,8 x 1,25 - 36666,7 x 1,25 = 0

F_{23x} = 206047,8 N



Şekil 4.33. 2.TB'de x-z yönündeki scd

F_{12x} (1.TB'nin 2.TB'e x yönündeki tepkisi) = ?

$F_{12ÜY}$ (1.TB'nin 2.TB'deki üst yatak kuvvet tepkisi) = ?

F_{12AY} (1.TB'nin 2.TB'deki alt yatak kuvvet tepkisi) = ?

G_{2x} = 22000 x sin60° = 19052,6 N

G_{2z} = 22000 x cos60° = 11000 N

$F_{32ÜY}$ (3.TB'nin 2.TB'deki üst yatak kuvvet tepkisi)= $F_{23ÜY}$=993308 N

F_{32AY}(3.TB'nin 2.TB'deki altt yatak kuvvet tepkisi)=F_{23AY}=1085808 N

F_{32x}(3.TB'nin 2.TB'deki x yönündeki tepki kuvvet)=F_{23x}=206047,8N

$\sum M_G = 0$

F_{12AY} x 2190 - G_{2z} x 4535 + $F_{32ÜY}$ x 8210 - F_{32AY} x 10190 = 0

F_{12AY} x 2190 - 11000 x 4535 + 993308 x 8210 – 1085808 x 10190= 0

F_{12AY} = 1351237,4 N

$\sum F_z = 0$

-$F_{12ÜY}$ + F_{12AY} - G_{2z} + $F_{32ÜY}$ – F_{32AY} = 0

-$F_{12ÜY}$ + 1351237,4 - 11000 + 993308 – 1085808 = 0

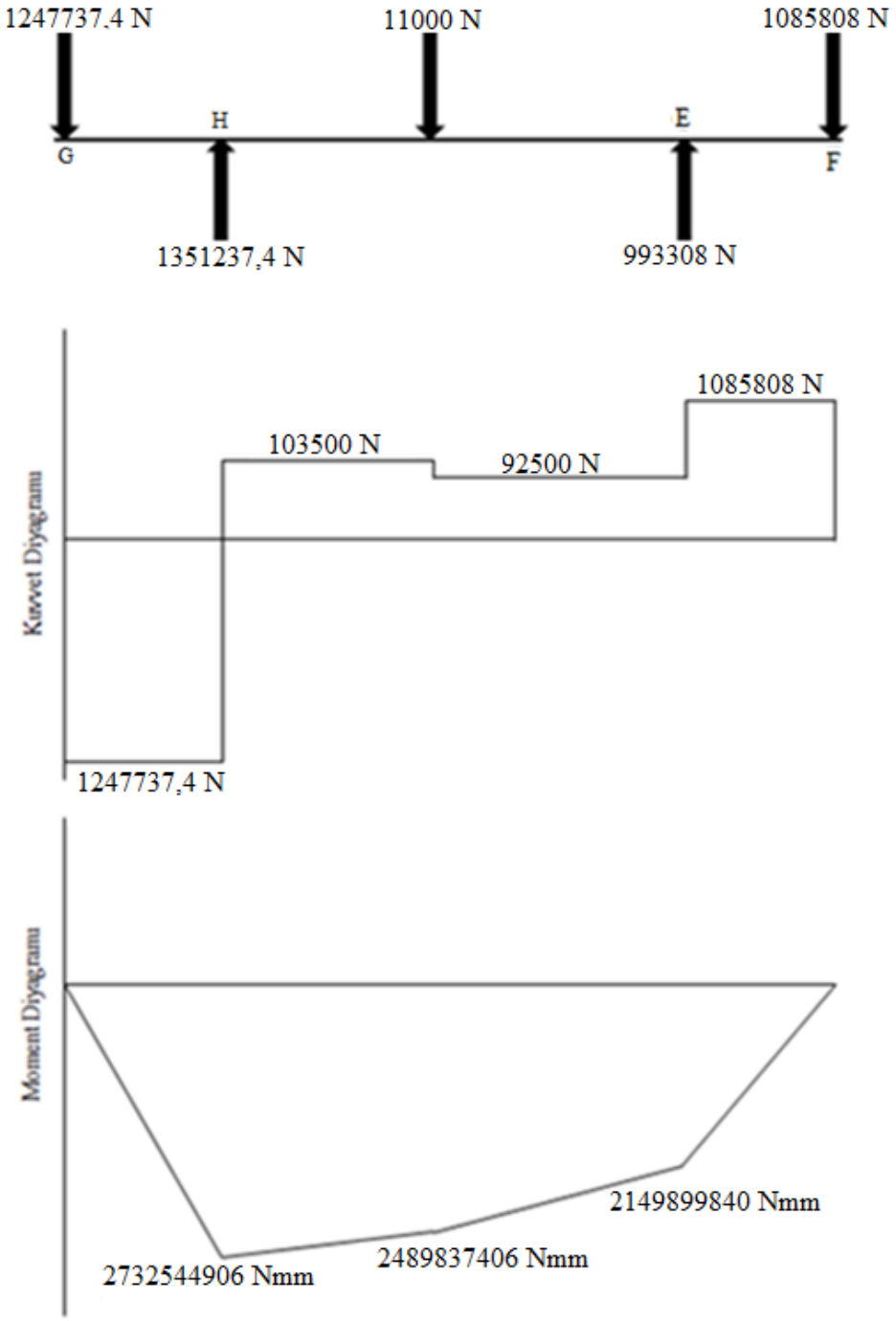
$F_{12ÜY}$ = 1247737,4 N

$\sum F_x = 0$

F_{12x} - G_{2x} - F_{32x} = 0

F_{12x} – 19052,6 – 206047,8 = 0

F_{12x} = 225100,4 N



Şekil 4.34. 2.TB'nin z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları

$M_{max} = F_{12ÜY}$ x 2190 = 1247737,4 x 2190 = 2732544906 Nmm

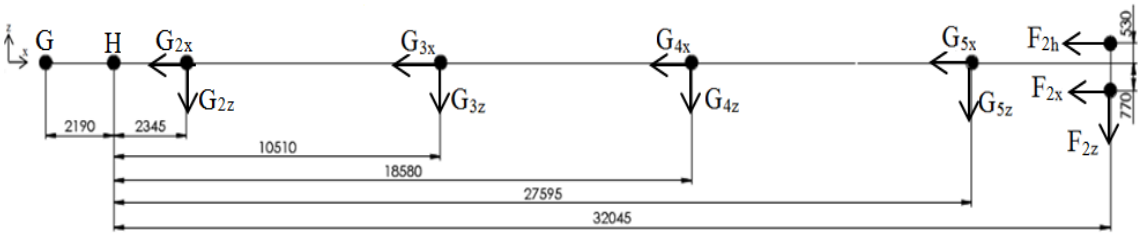
Not: Maksimum moment alt yatak olan H noktasında elde edilmiştir.

Nominal gerilme hesabı:

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

Statik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$



Şekil 4.35. Ağırlık ve yükün 2.TB'deki kritik kesite (H) olan mesafeleri

σ_G hesaplanması:

2.TB'de kritik olan H noktasına göre bomların ağırlığından oluşan gerilmedir.

$$\sigma_G = \frac{(G_{5z} \text{ x } 27595 + G_{4z} \text{ x } 18580 + G_{3z} \text{ x } 10510 + G_{2z} \text{ x } 2345) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_G = \frac{(7500 \text{ x } 27595 + 7250 \text{ x } 18580 + 9000 \text{ x } 10510 + 11000 \text{ x } 2345) \text{x } 470}{2676549352{,}5}$$

σ_G = 81,1 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{2z} \text{ x } k_s \text{ x } 32045 + F_{2x} \text{ x } k_s \text{ x } 770 - F_{2h} \text{ x } k_s \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(55000 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 32045 + 95262{,}8 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 770 - 36666{,}7 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 530) \text{ x } 470}{2676549352{,}5}$$

σ_L = 398,7 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

$$\sum \sigma_e = 81{,}1 + 398{,}7$$

$$\sum \sigma_e = 479{,}8 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{2x} \text{ x } k_s + F_{2h} \text{ x } k_s \; G_{5x} + G_{4x} + G_{3x} + G_{2x}$

$F_b = 95262{,}8 \text{ x } 1{,}25 + 36666{,}7 \text{ x } 1{,}25 + 12990 + 12557{,}4 + 15588{,}5 + 19052{,}6 = 225100{,}4 \text{ N}$

$$\sigma_b = \frac{225100{,}4}{24000}$$

$\sigma_b = 9{,}4 \text{ MPa}$

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

$\sigma = 468 + 9{,}4$

$\sigma = 479{,}8 \text{ MPa}$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{2z} \text{ x } k_s + G_{5z} + G_{4z} + G_{3z} + G_{2z}$

$F_k = 55000 \text{ x } 1{,}25 + 7500 + 7250 + 9000 + 11000 = 103500 \text{ N}$

$$\tau = \frac{103500}{24000}$$

$\tau = 4{,}3 \text{ MPa}$

Toplam gerilme hesabı:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{479{,}8^2 + 3 \text{ x } 4{,}3^2}$

$\sigma_{top} = 479{,}9 \text{ MPa}$

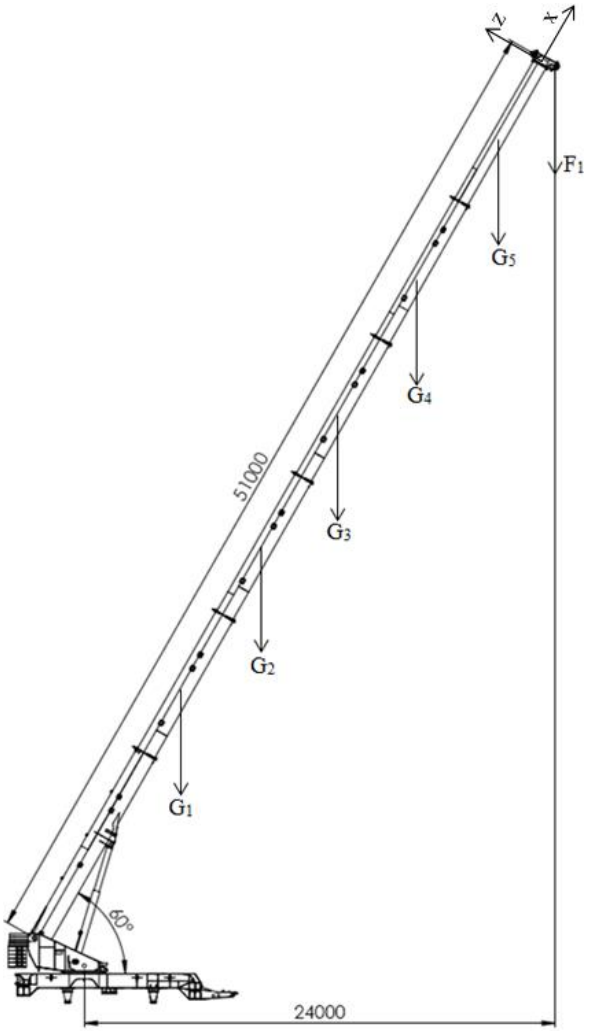
Statik emniyet hesabı**:**

Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 479,9 MPa olarak bulunmuştur. Bomların malzemesi S960 QL için, bu malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 960 MPa'dir. 2.TB üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{479{,}9MPa} = 2$$

4.5.1.5 1.TB'nin statik mukavemet hesapları

1.TB'nin mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 1, 2, 3, 4 ve 5.TB'ler açıkken beyan kapasitesi F_1 = 85000 N (8,5 ton) yük olarak verilmiştir. Makara sayısı 1 ve halat sayısı 2'dir. Böylece halata gelen yük (F_{1h}) beyan kapasitesinin 1/2'sidir.



Şekil 4.36. 1.Teleskobik boma etki eden yükler

Radius 24 m

TB açısı = 60°

F_1 (Beyan Kapasitesi)= 85000 N

G_3 (3. TB ağırlık)= 18000 N

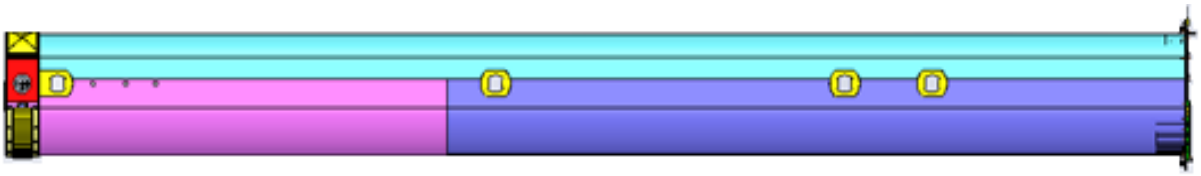
G_5 (5.TB ağırlık)= 15000 N

G_2 (2. TB ağırlık)= 22000 N

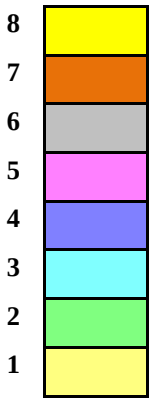
G_4 (4. TB ağırlık)= 14500 N

G_1 (1. TB ağırlık)= 25000 N

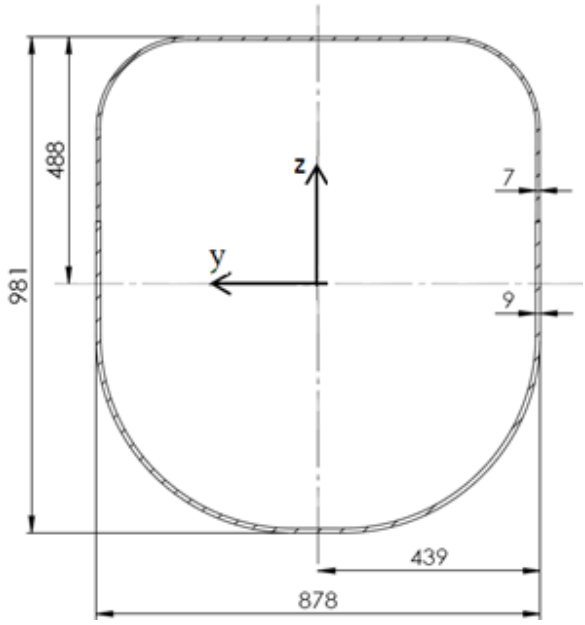
TB uzunluğu = 51000 mm



1. Kalınlık 5 mm
2. Kalınlık 6 mm
3. Kalınlık 7 mm
4. Kalınlık 8 mm
5. Kalınlık 9 mm
6. Kalınlık 10 mm
7. Kalınlık 15 mm
8. Kalınlık 20 mm



Şekil 4.37. 1.TB'deki kalınlıkların renge bağlı gösterimi

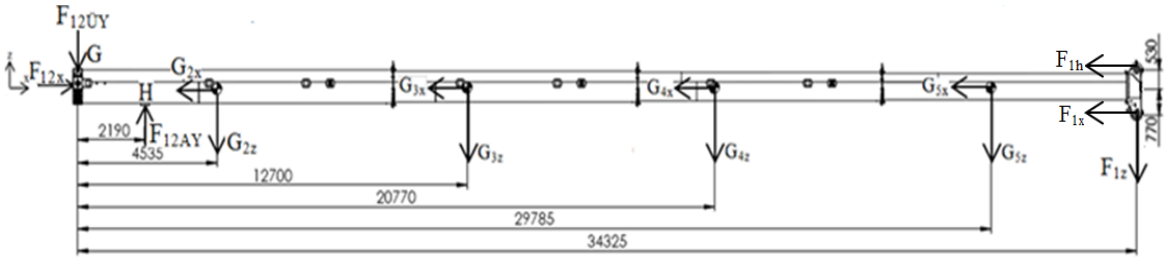


Şekil 4.38. 1.TB'nin kesiti

I_z= 2979428542,27 mm^4 c_1 = 488 mm

I_y= 3374454270,83 mm^4 c_2 = 439 mm

A = 25930 mm^2 L = 11600 mm



Şekil 4.39. 1.TB'de x-z yönündeki tepki kuvvetleri

$F_{12ÜY}$ = ?

F_{12AY} = ?

F_{12x} = ?

F_{1x} = 85000 x sin60° = 73612,2 N

F_{1z} = 85000 x cos60° = 42500 N

F_{1h} = 42500 N

G_{2x} = 19052,6 N G_{3x} = 15588,5 N G_{4x} = 12557,4 N G_{5x} = 12990 N

G_{2z} = 11000 N G_{3z} = 9000 N G_{4z} = 7250 N G_{5z} = 7500 N

$\sum M_G = 0$

F_{12AY} x 2190 - G_{2z} x 4535 - G_{3z} x 12700 - G_{4z} x 20770 - G_{5z} x 29785 - F_{1z} x k_s x 34325 - F_{1x} x k_s x 770 + F_{1h} x k_s x 530 = 0

F_{12AY} x 2190 - 11000 x 4535 - 9000 x 12700 - 7250 x 20770 - 7500 x 29785 - 42500 x 1,25 x 34325 – 73612,2 x 1,25 x 770 + 42500 x 1,25 x 530 = 0

F_{12AY} = 1097884 N

$\sum F_z = 0$

- $F_{12ÜY}$ +F_{12AY} - G_{2z} - G_{3z} - G_{4z} - G_{5z} – F_{1z} x k_s = 0

- $F_{12ÜY}$ + 1097884 - 11000 - 9000 - 7250 - 7500 - 42500 x 1,25 = 0

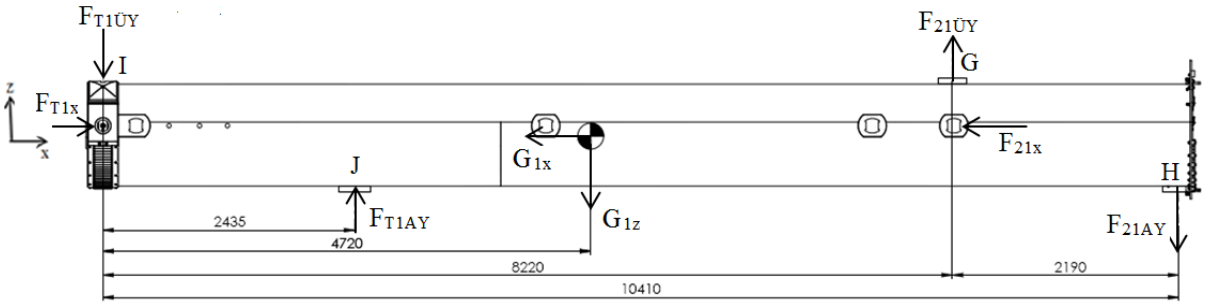
$F_{12ÜY}$ = 1010009 N

$\sum F_x = 0$

F_{12x} - G_{2x} - G_{3x} - G_{4x} - G_{5x} - F_{1x} - F_{1h} = 0

F_{12x} – 19052,6 – 15588,5 – 12557,4 – 12990 – 73612,2 x 1,25 – 42500 x 1,25 = 0

F_{12x} = 205328,75 N



Şekil 4.40. 1.TB'de x-z yönündeki scd

$F_{T1ÜY}$ (Teleskobik anabomun 1.TB'deki üst yatak kuvvet tepkisi) = ?

F_{T1AY} (Teleskobik anabomun 1.TB'deki alt yatak kuvvet tepkisi) = ?

F_{T1x} (Teleskobik anabomun 1.TB'nin x yönündeki tepki kuvveti) = ?

G_{1x} = 25000 x sin60° = 21650,6 N

G_{1z} = 25000 x cos60° = 12500 N

$F_{21ÜY}$ = $F_{12ÜY}$ = 1010009 N

F_{21AY} = F_{12AY} = 1097884 N

F_{21x} = F_{12x} = 205328,75 N

$\sum M_I = 0$

F_{T1AY} x 2435 - G_{1z} x 4720 + $F_{21ÜY}$ x 8220 - F_{21AY} x 10410 = 0

F_{T1AY} x 2435 - 12500 x 4720 + 1010009 x 8220 – 1097884 x 10410= 0

F_{T1AY} = 1308295 N

$\sum F_z = 0$

- $F_{T1ÜY}$ + F_{T1AY} - G_{1z} + $F_{21ÜY}$ - F_{21AY} = 0

-$F_{T1ÜY}$ + 1308295 - 12500 + 1010009 - 1097884 = 0

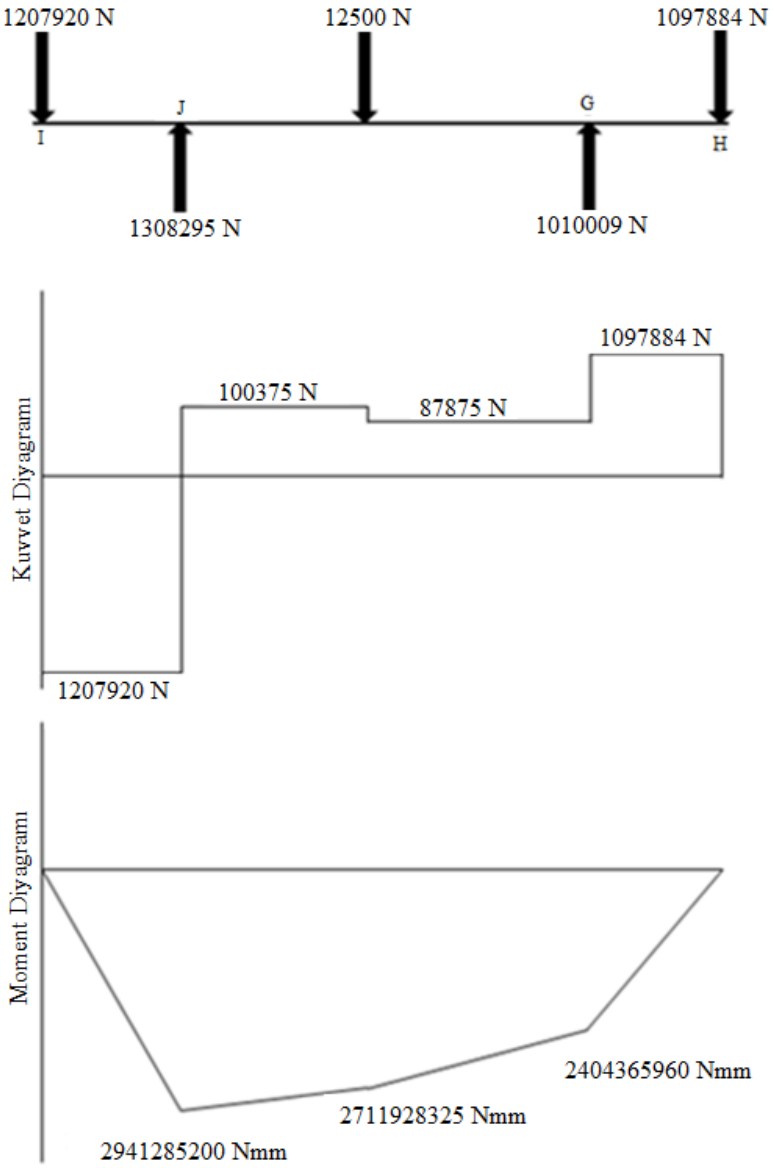
$F_{12ÜY}$ = 1207920 N

$\sum F_x = 0$

F_{T1x} - G_{1x} - F_{21x} = 0

F_{T1x} – 21650,6 – 205328,75 = 0

F_{T1x} = 226979,3 N



Şekil 4.41. 1.TB'de z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları

$M_{max} = F_{T1ÜY}$ x 2435 = 1190386 x 2190 = 2898589910 Nmm

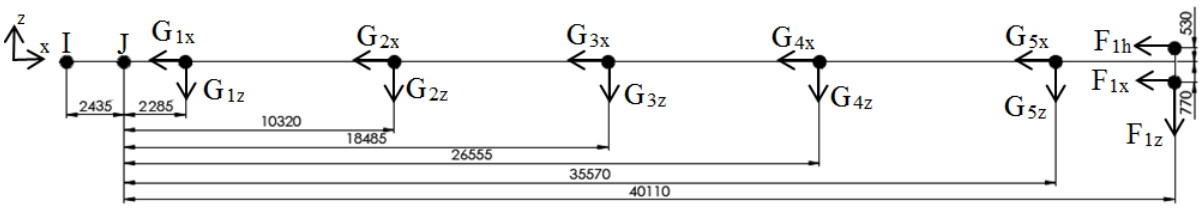
Not: Maksimum moment alt yatak olan J noktasında elde edilmiştir.

Nominal gerilme hesabı:

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$$

Statik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$



Şekil 4.42. Ağırlık ve yükün 1.TB'dekii kritik kesite (J) olan mesafeleri

σ_G hesaplanması:

1.TB'deki kritik olan J noktasına göre bomların ağırlığından oluşan gerilmedir.

$$\sigma_G = \frac{(G_{5z} \text{ x } 35570 + G_{4z} \text{ x } 26555 + G_{3z} \text{ x } 18485 + G_{2z} \text{ x } 10320 + G_{1z} \text{x } 2285) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_G = \frac{(7500 \text{ x } 35570 + 7250 \text{ x } 26555 + 9000 \text{ x } 18485 + 11000 \text{ x } 10320 + 12500 \text{ x } 2285) \text{x } 488}{3374454270{,}83}$$

σ_G = 111 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{1z} \text{ x } k_s \text{ x } 40110 + F_{1x} \text{ x } k_s \text{ x } 770 - F_{1h} \text{ x } k_s \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(42500 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 40110 + 73612{,}2 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 770 - 42500 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 530) \text{ x } 488}{3374454270{,}83}$$

σ_L = 314,3 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

$$\sum \sigma_e = 111 + 314{,}3$$

$$\sum \sigma_e = 425{,}3 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{1x} \text{ x } k_s + F_{1h} \text{ x } k_s + G_{5x} + G_{4x} + G_{3x} + G_{2x} + G_{1x}$

$F_b = 73612,2 \text{ x } 1,25 + 42500 \text{ x} 1,25 + 12990 + 12557,4 + 15588,5 + 19052,6 + 21650,6$

$= 226979,3 \text{ N}$

$$\sigma_b = \frac{226979,3}{25930}$$

$$\sigma_b = 8,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$$

$$\sigma = 425,3 + 8,8$$

$$\sigma = 434,1 \text{ MPa}$$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{1z} \text{ x } k_s + G_{5z} + G_{4z} + G_{3z} + G_{2z} + G_{1z}$

$F_k = 42500 \text{ x } 1,25 + 7500 + 7250 + 9000 + 11000 + 12500 = 100375 \text{ N}$

$$\tau = \frac{100375}{25930}$$

$$\tau = 3,9 \text{ MPa}$$

Toplam gerilme hesabı:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{434,1^2 + 3 \text{ x } 3,9^2}$

$\sigma_{top} = 434,2 \text{ MPa}$

Statik emniyet hesabı**:**

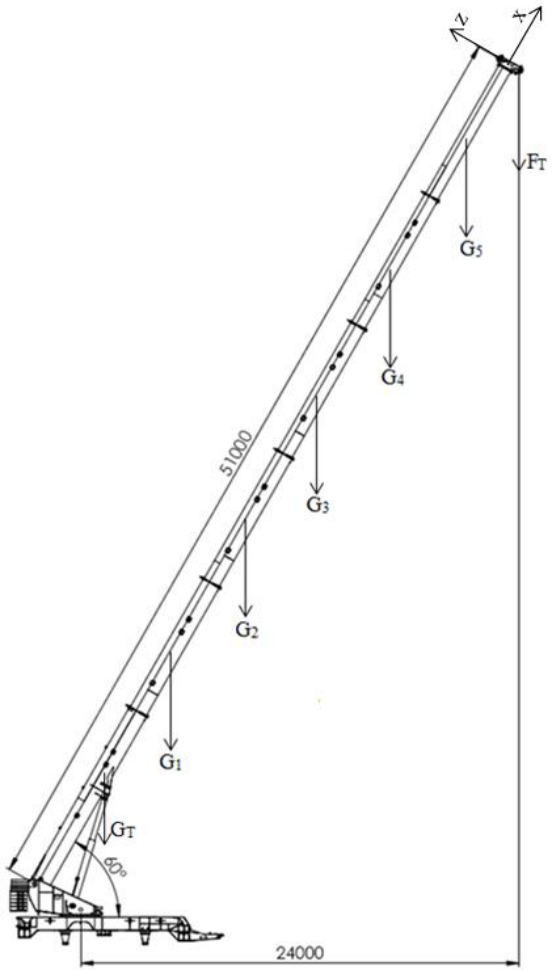
Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 434,2 MPa olarak bulunmuştur. Bomların malzemesi S960 QL için, bu malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 960 MPa'dir. 1.TB üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{434,2MPa} = 2,2$$

4.5.1.5. Teleskobik anabom statik mukavemet hesapları

4.5.1.5.1. TB'ler açıkken teleskobik anabom statik mukavemet hesapları

Teleskobik anabomun mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 1, 2, 3, 4 ve 5.TB açıkken beyan kapasitesi F_T = 85000 N (8,5 ton) yük olarak verilmiştir. Makara sayısı 1 ve halat sayısı 2'dir. Böylece halata gelen yük (F_{Th}) beyan kapasitesinin 1/2'sidir.



Şekil 4.43. Bomlar komple açıkken teleskobik anaboma etki eden yükler

Radius 24 m

TB açısı = 60°

F_T (Beyan Kapasitesi) = 85000 N

G_2 (2. TB ağırlık) = 22000 N

G_5 (5.TB ağırlık) = 15000 N

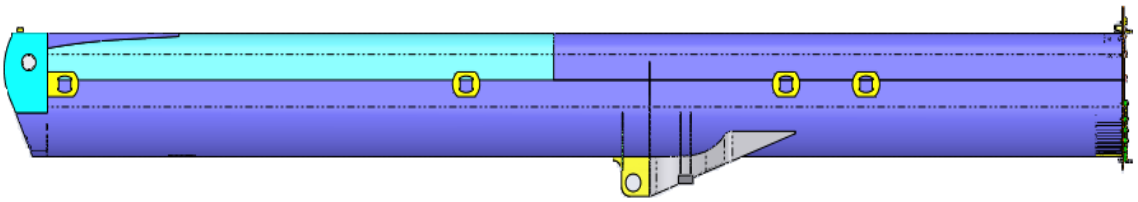
G_1 (1.TB ağırlık) = 25000 N

G_4 (4.TB ağırlık) = 14500 N

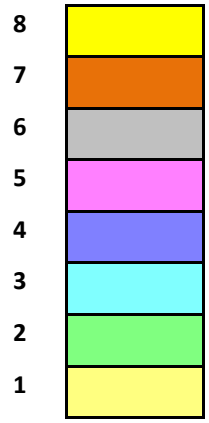
G_T (teleskobik anabom ağırlık) = 29000 N

G_3 (3.TB ağırlık) = 18000 N

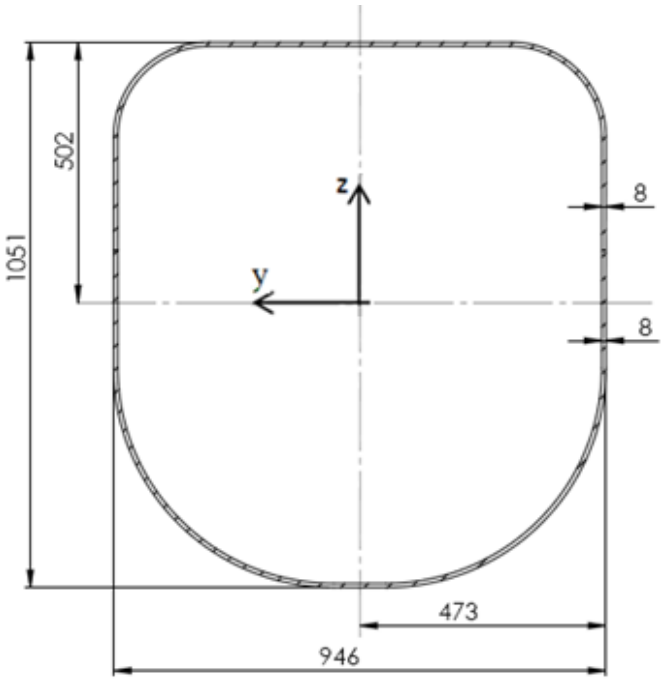
TB uzunluğu = 51000 mm



1. Kalınlık 5 mm
2. Kalınlık 6 mm
3. Kalınlık 7 mm
4. Kalınlık 8 mm
5. Kalınlık 9 mm
6. Kalınlık 10 mm
7. Kalınlık 15 mm
8. Kalınlık 20 mm



Şekil 4.44. Teleskobik anabomdaki kalınlıkların renge bağlı gösterimi

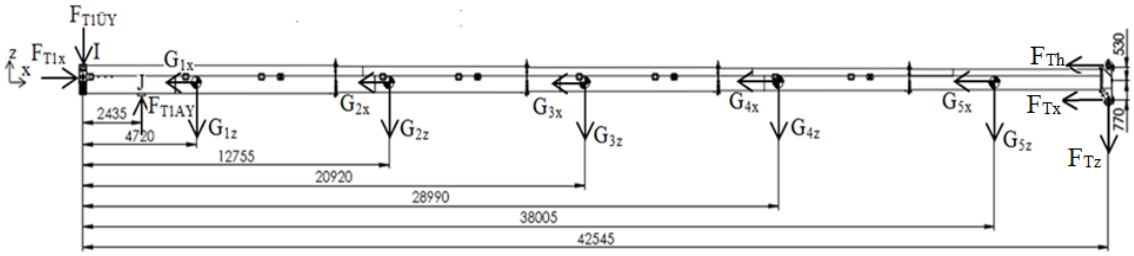


Şekil 4.45. Teleskobik anabomun kesiti

I_z= 3676445647,27 mm^4 c_1 = 502 mm

I_y= 4223693618,25 mm^4 c_2 = 473 mm

A = 27590 mm^2 L = 10685 mm



Şekil 4.46. Teleskobik anabomda x-z yönündeki tepki kuvvetleri

$F_{12ÜY}$ = ?

F_{12AY} = ?

F_{12x} = ?

F_{Tx} = 85000 x sin60° = 73612,2 N

F_{Tz} = 85000 x cos60° = 42500 N

F_{Th} = 42500 N

$\sum M_I = 0$

F_{T1AY} x 2435 - G_{1z} x 4720 - G_{2z} x 12755 - G_{3z} x 20920 - G_{4z} x 28990 - G_{5z} x 38005 - F_{Tz} x k_s x 42545 – F_{Tx} x k_s x 770 + F_{Th} x k_s x 530 = 0

F_{T1AY} x 2435 - 12500 x 4720 - 11000 x 12755 - 9000 x 20920 -7250 x 28990 -7500 x 38005 - 42500 x 1,25 x 42545 – 73612,2 x 1,25 x 770 + 42500 x 1,25 x 530 = 0

F_{T1AY} = 1308295,1 N

$\sum F_z = 0$

- $F_{T1ÜY}$ + F_{T1AY} - G_{1z} - G_{2z} - G_{3z} - G_{4z} - G_{5z} – F_{Tz} x k_s = 0

- $F_{T1ÜY}$ + 1308295,1 - 12500 - 11000 - 9000 - 7250 - 7500 – 42500 x 1,25 = 0

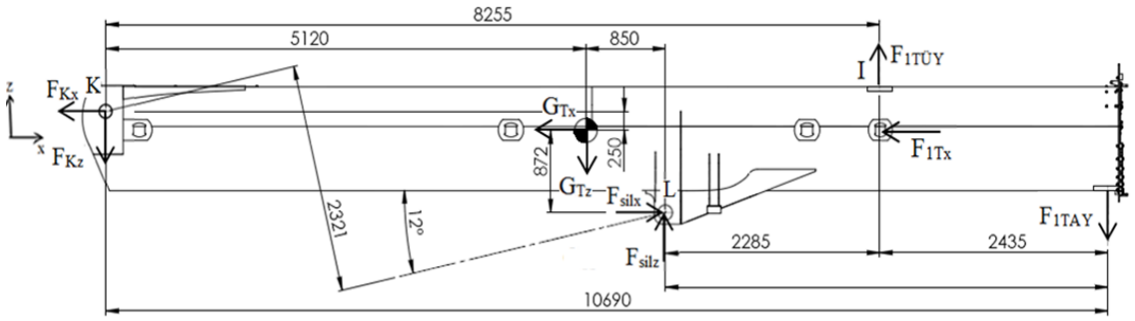
$F_{T1ÜY}$ = 1207920,1 N

$\sum F_x = 0$

F_{T1x} - G_{1x} - G_{2x} - G_{3x} - G_{4x} - G_{5x} - F_{Tx} x k_s - F_{Th} x k_s = 0

F_{T1x} –21650,6 –19052,6 -15588,5–12557,4 –12990 –73612,3 x 1,25 – 42500 x 1,25 = 0

F_{T1x} = 226979,5 N



Şekil 4.47. Teleskobik anabomda x-z yönündeki scd

F_{Kx} (Teleskobik anabomun K noktasında x yönündeki kuvveti) = ?

F_{Kz} (Teleskobik anabomun K noktasında z yönündeki kuvveti) = ?

F_{silx} (Kaldırma silindirin x yönündeki kuvveti) = ?

F_{silz} (Kaldırma silindirin z yönündeki kuvveti) = ?

G_{Tx} (Teleskobik anaboma x yönündeki ağırlığı) = 41400 x sin60° = 35853,5 N

G_{Tz} (Teleskobik anaboma z yönündeki ağırlığı) = 41400 x cos60° = 20700 N

$F_{1TÜY} = F_{T1ÜY}$ = 1207920,1 N

$F_{1TAY} = F_{T1AY}$ = 1308295,1 N

$F_{1Tx} = F_{T1x}$ = 226979,5 N

$$\sum M_K = 0$$

$- G_{Tz}$ x 5120 - G_{Tx} x 250 + F_{sil} x 2321 + $F_{1TÜY}$ x 8255 - F_{1Tx} x 250 - F_{1TAY} x 10690 = 0

- 20700 x 5120 – 35853,5 x 250 + F_{sil} x 2321 + 1207920,1 x 8255 – 226979,5 x 250 – 1308295,1 x 10690 = 0

F_{sil} x 2321 = 4185986444 Nmm

F_{sil} = 1803527,1 N

F_{silx} = 1803527,1 x cos12° = 1764115,7 N

F_{silz} = 1803527,1 x sin12° = 374974,4 N

$$\sum F_z = 0$$

$- F_{Kz} - G_{Tz} + F_{silz} + F_{1TÜY} - F_{1TAY} = 0$

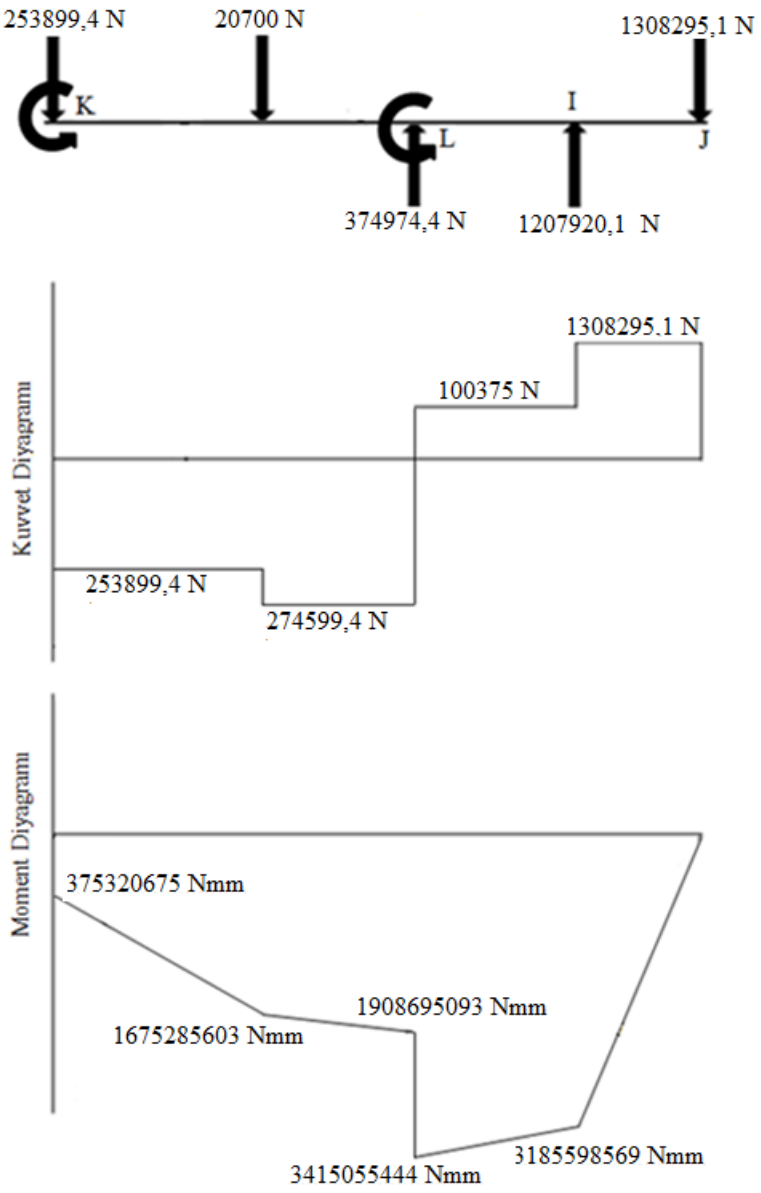
- F_{Kz} - 20700 + 374974,4 + 1207920,1 – 1308295,1 = 0

F_{Kz} = 253899,4 N

$$\sum F_x = 0$$

$- F_{Kx} - G_{Tx} + F_{silx} - F_{1Tx} = 0$

$F_{Kx} = 1501282,7$ N



Şekil 4.48. Teleskobik anabomda z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları

$M_{max} = F_{Kz} \times 5120 + F_{Kx} \times 250 + (F_{Kz} + G_{Tz}) \times 850 + F_{silx} \times 872$

$M_{max}=253899,4x5120+1501282,7x250+274599,4x850+1764115,7x872$

$M_{max} = 3415055444$ Nmm

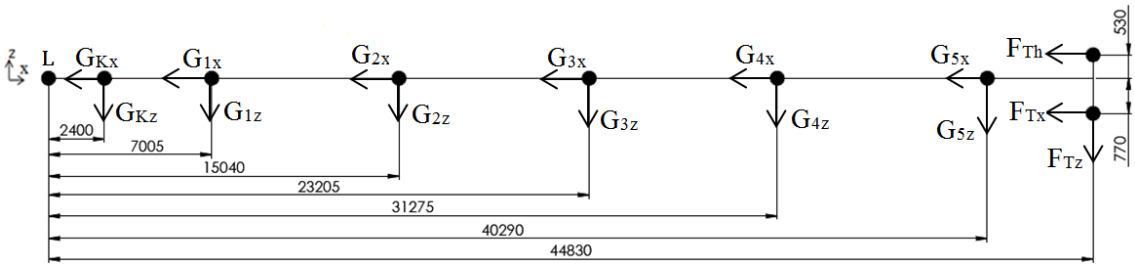
Not: Maksimum moment kaldırma silindir olduğu L noktasında elde edilmiştir.

Nominal gerilme hesabı:

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

Statik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$



Şekil 4.49. Ağırlık ve yükün teleskobik anabomdaki kritik kesite (L) olan mesafeleri

σ_G hesaplanması:

Teleskobik anabomda kritik olan L noktasına göre bomların ağırlığından oluşan gerilmedir.

$$\sigma_G = \frac{(G_{5z}x40290 + G_{4z}\,x31275 + G_{3z}x23205 + G_{2z}\,x15040 + G_{1z}x7005 + G_{Kz}x2400)xc_1}{I_y}$$

$$\sigma_G = \frac{(7500x40290 + 7250x31275 + 9000x23205 + 11000x15040 + 12500x7005 + 9000x2400)x502}{4223693618{,}25}$$

σ_G = 120,3 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{Tz}\,x\,k_s\,x\,44830 + F_{Tx}\,x\,k_s\,x\,770 - F_{Th}\,x\,k_s\,x\,530)\,x\,c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(42500\,x\,1{,}25\,x\,44830 + 73612{,}2x1{,}25x770 - 42500x1{,}25x530)\,x\,502}{4223693618{,}25}$$

σ_L = 288 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

$$\sum \sigma_e = 120{,}3 + 288$$

$$\sum \sigma_e = 408{,}3 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{Tx} \text{ x } k_s + F_{Th} \text{ x } k_s + G_{5x} + G_{4x} + G_{3x} + G_{2x} + G_{1x} + G_{Kx}$

$F_b = 73612,2 \text{ x } 1,25 + 42500 \text{ x } 1,25 + 12990 + 12557,4 + 15588,5 + 19052,6 + 21650,6 + 15588,5 = 242567,8$

$$\sigma_b = \frac{242567,8}{27590}$$

$\sigma_b = 8,8$ MPa

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

$\sigma = 408,3 + 8,8$

$\sigma = 417,1$ MPa

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{Tz} \text{ x } k_s + G_{5z} + G_{4z} + G_{3z} + G_{2z} + G_{1z} + G_{Kz}$

$F_k = 42500 \text{ x } 1,25 + 7500 + 7250 + 9000 + 11000 + 12500 + 9000 = 109375$ N

$$\tau = \frac{109375}{27590}$$

$\tau = 3,96$ MPa

Toplam gerilme hesabı:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{417,1^2 + 3 \text{ x } 3,96^2}$

$\sigma_{top} = 417,2$ MPa

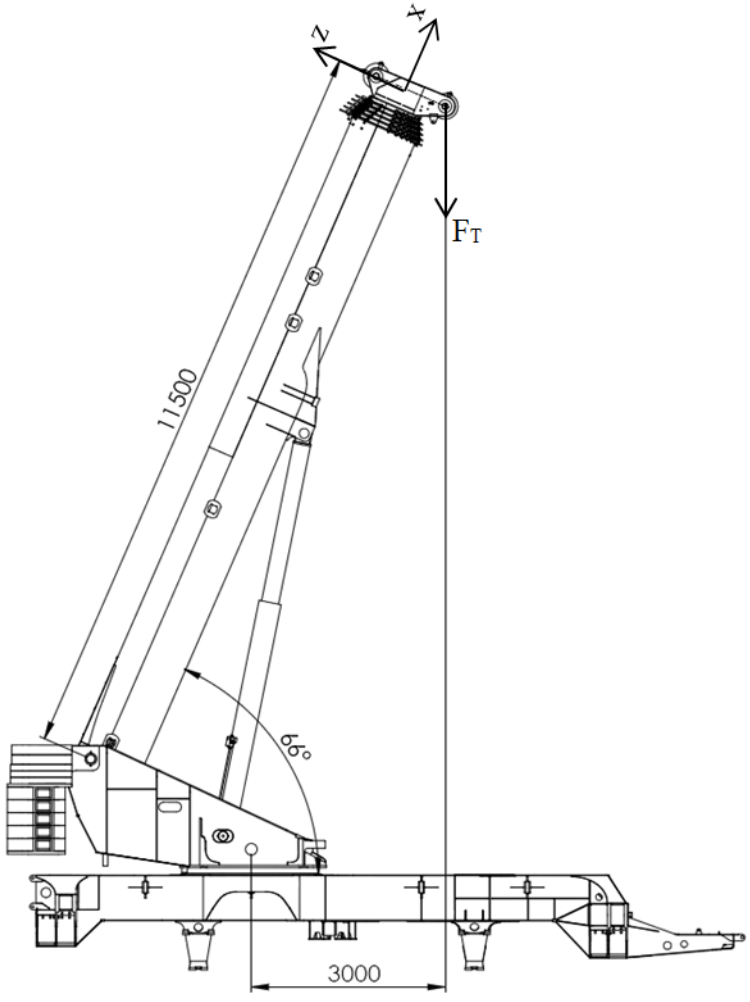
Statik emniyet hesabı**:**

Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 417,2 MPa olarak bulunmuştur. Bomların malzemesi S960 QL için, bu malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 960 MPa'dir. Teleskobik anabom üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{417,2MPa} = 2,3$$

4.5.1.5.2. TB'ler kapalıyken teleskobik anabom statik mukavemet hesapları

Teleskobik anabomun mukavemet hesaplamaları için bomlar 66° konumuna getirilmiştir. Bu konumda bütün TB'ler kapalı şekilde beyan kapasitesi F_T = 1000000 N (100 ton) yük olarak verilmiştir. Halatın taşıyacağı maksimum yük statik emniyetli hali 6100 N değerindedir.



Şekil 4.50. Bomlar komple kapalıyken teleskobik anaboma etki eden yükler

Radius 3 m

F_T (Beyan Kapasitesi) = 1000000 N

TB açısı = 66°

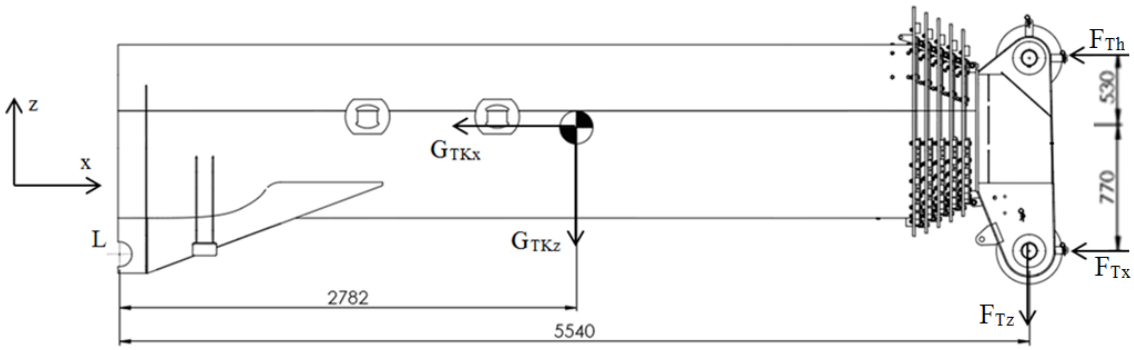
TB uzunluğu = 11500 mm

Nominal gerilme hesabı:

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$$

Statik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$



Şekil 4.51. Bomlar komple kapalıyken teleskobik anaboma x-z yönündeki scd

G_{TK} = 61500 N

G_{TKx} = 61500 x sin66° = 56183 N

G_{TKz} = 61500 x cos66° = 25014,3 N

F_T = 1000000 N

F_{Tx} = 1000000 x sin66° = 913545,5 N

F_{Tz} = 1000000 x cos66° = 406736,6 N

F_{Th} = 48800 N

σ_G hesaplanması:

$$\sigma_G = \frac{G_{TKz} \text{ x } 2782 \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_G = \frac{25014{,}3 \text{ x } 2782 \text{ x } 502}{4223693618{,}25}$$

σ_G = 8,3 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{Tz} \text{ x } k_s \text{ x } 5540 + F_{Tx} \text{ x } k_s \text{ x } 770 - F_{Th} \text{ x } k_s \text{ x } 530) \text{x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(406736{,}6 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 5540 + 913545{,}5 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 770 - 48800 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 530) \text{x } 502}{4223693618{,}25}$$

σ_L = 435,4 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

$$\sum \sigma_e = 8{,}3 + 435{,}4$$

$$\sum \sigma_e = 443{,}7 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{Tx} \text{ x } k_s + F_{Th} \text{ x } k_s + G_{TKx}$

F_b = 913545,5 x 1,25 + 48800 x 1,25 + 56183 = 1259114,9 N

$$\sigma_b = \frac{1259114{,}9}{27590}$$

σ_b = 45,6 MPa

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

σ = 443,7 + 45,6

σ = 489,3 MPa

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{Tz}$ x $k_s + G_{TKz}$

$F_k = 406736{,}6$ x $1{,}25 + 25014{,}3 = 533435$ N

$$\tau = \frac{533435}{27590}$$

$$\tau = 19{,}3 \text{ MPa}$$

Toplam gerilme hesabı:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{489{,}3^{\,2} + 3 \text{ x } 19{,}3^2}$

$\sigma_{top} = 490$ MPa

Statik emniyet hesabı**:**

Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 490 MPa olarak bulunmuştur. Bomların malzemesi S960 QL için, bu malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 960 MPa'dir. Teleskobik anabom üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

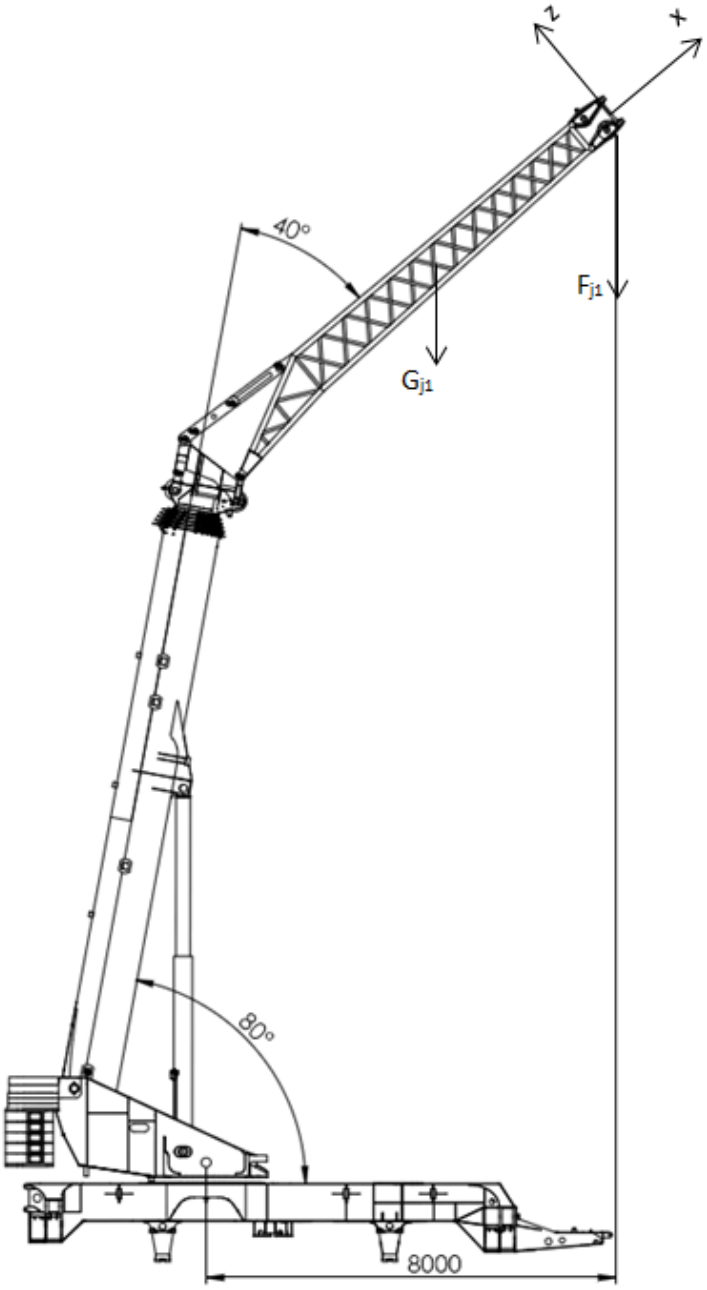
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{490MPa} = 1{,}9$$

4.5.1.7. Jib bom statik mukavemet hesapları

4.5.1.7.1. 1.Jib bom statik mukavemet hesapları

1.Jibbom uzunluğu 10 m ve 0°, 20°, 40° şeklinde 3 konuma sahiptir. Kritik olarak düşünülen 3.konum olan 40° pozisyonunda ucunda beyan kapasitesi F_{j1} = 98000

N (9,5 ton) yük olarak verilmiştir. Makara sayısı 1 ve halat sayısı 2'dir. Böylece halata gelen yük (F_{j1h}) beyan kapasitesinin 1/2'sidir.



Şekil 4.52. Jib boma etki eden kuvvetler

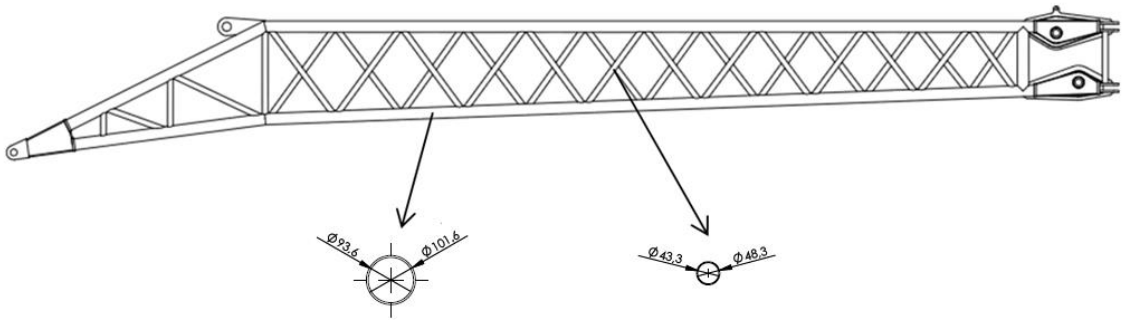
Radius 8 m

F_{j1} (Beyan Kapasitesi)= 98000 N

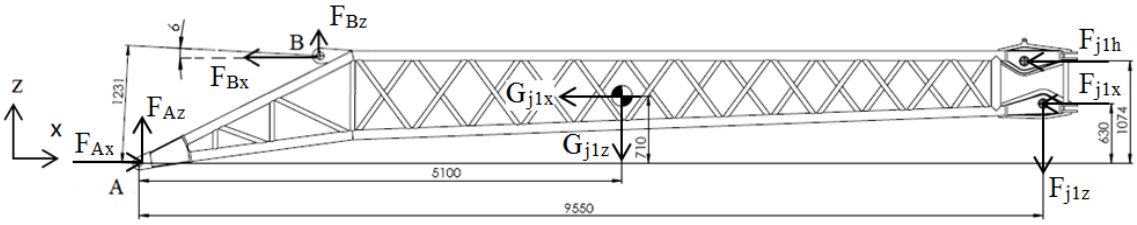
G_{j1} (1.Jibbom ağırlık)= 9600 N

TB'nin açısı = 80°

1.Jibbom açısı = 40°



Şekil 4.52. 1.Jib bomdaki boru kesitleri



Şekil 4.53. 1.Jib bomdaki x-z scd

F_{Ax} (1.jibbom A mafsal x yönündeki kuvvet) = ?

F_{Az} (1.jibbom A mafsal z yönündeki kuvvet) = ?

F_{Bx} (1.jibbom B mafsal x yönündeki kuvvet) = ?

F_{Bz} (1.jibbom B mafsal z yönündeki kuvvet) = ?

G_{j1x} = 9600 x sin40° = 6170,7 N

G_{j1z} = 9600 x cos40° = 7354 N

F_{j1x} = 98000 x 1,25 x sin40° = 78741,5 N

F_{j1z} = 98000 x 1,25 x cos40° = 93840,4 N

F_{j1h} = 98000/2 =49000 N

$$\sum M_A = 0$$

$F_{j1z}xk_sx9550 - F_{j1x}xk_sx630 - F_{j1h}xk_sx1074 + G_{j1z}x5100 - G_{j1x}x710 – F_Bx1231 = 0$

93840,4x1,25x9550 – 78741,5x1,25x630 - 49000x1,25x1074 + 7354 x 5100 – 6170,7 x 710 – F_B x 1231 = 0

F_B = 833105,2 N

F_{Bx} = 833105,2 x cos 6° = 828541,4 N

F_{Bz} = 833105,2 x sin 6 ° = 87083,2 N

$$\sum F_z = 0$$

$F_{Az} + F_{Bz} - G_{j1z} - F_{j1z} x k_s = 0$

F_{Az} + 87083,2 - 7354 - 93840,4x1,25 = 0

F_{Az} = 37571,3 N

$\sum F_x = 0$

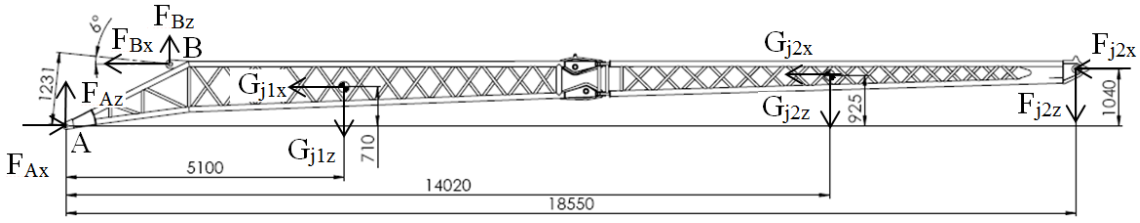
$F_{Ax} – F_{Bx}$ - G_{j1x} - F_{j1x} x k_s - F_{j1h} x k_s = 0

F_{Ax} - 828541,4 - 6170,7 - 78741,5x1,25 - 49000x1,25 = 0

F_{Ax} = 994388,9 N

4.5.1.7.2. 1.Jib ve 2.jib bom komple statik mukavemet hesapları

Jib bom 10 m olarak kullanılabileceği gibi 2. Jib bom takılarak bu mesafe 19 m olarak da kullanılabilir. Ayrıca jib bom 0°, 20°, 40° şeklinde 3 konuma sahiptir. Kritik olarak düşünülen 3.konum olan 40° pozisyonunda ucunda F_{j2} = 39000 N (3,9 ton) yük olarak verilmiştir.



Şekil 4.54. Komple jib bomdaki x-z scd

F_{Ax} (jib bom A mafsal x yönündeki kuvvet) = ?

F_{Az} (jib bom A mafsal z yönündeki kuvvet) = ?

F_{Bx} (jib bom B mafsal x yönündeki kuvvet) = ?

F_{Bz} (jib bom B mafsal z yönündeki kuvvet) = ?

G_{j1x} = 9600 x sin40° = 6170,7 N

G_{j1z} = 9600 x cos40° = 7354 N

G_{j2x} = 6350 x sin40° = 4081,7 N

G_{j2z} = 6350 x cos40° = 4864,4 N

F_{j2x} = 39000 x sin40° = 25068,7 N

F_{j2z} = 39000 x cos40° = 29875,7 N

$\sum M_A = 0$

$F_{j2z}xk_sx18550 - F_{j2x}xk_sx1040 + G_{j2z}x14020 - G_{j2x}x925 + G_{j1z}x5100 - G_{j1x}x710 – F_Bx1231 = 0$

29875,7x1,25x18550 – 25068,7x1,25x1040 + 4864,4x14020 - 4081,7x925 +7354x5100 - 6170,7x 710 - F_B x 1231 = 0

F_B = 615516,6 N

F_{Bx} = 615516,6 x cos 6° = 612144,7 N

F_{Bz} = 615516,6 x sin 6 ° = 64339 N

$\sum F_z = 0$

$F_{Az} + F_{Bz} - G_{j1z} - G_{j2z} - F_{j2z}$ x k_s= 0

F_{Az} + 64339 - 7354 - 4864,4 - 29875,7x1,25 = 0

F_{Az} = 14776 N

$\sum F_x = 0$

$F_{Ax} – F_{Bx} - G_{j1x} - G_{j1x} - F_{j2x}$ x k_s = 0

F_{Ax} - 612144,7 - 6170,7 - 4081,7 - 25068,7x1,25 = 0

F_{Ax} = 653733 N

4.5.2. Dinamik mukavemet hesapları

Dinamik mukavemet hesapları yaparken beyan kapasitesi olarak verilen yükler dinamik katsayı ve titreşim katsayısıyla çarpılarak yapılmıştır. Dinamik katsayı (k_d) 1.1, titreşim katsayısı (Ψ) 1,15 olarak verilmiştir.

4.5.2.1. 5.TB'nin dinamik mukavemet hesapları

5.TB'nin dinamik mukavemet hesaplamalar beyan kapasitesi olarak verilen yükler dinamik katsayılarla çarpılarak yapılmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda kritik kesitteki gerilmeye göre bomun emniyet katsayısı bulunmuştur. İlk olarak TB'ler 60° konumuna getirilmektedir. Bu konumda 5.TB açıkken beyan kapasitesi 32 ton olarak verilmiştir.

Dinamik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

σ_H: Yatay kuvvetlerden oluşan gerilmeler (N/mm^2)

Ψ = 1,15

σ_G = 10,3 MPa

σ_L hesaplanması:

F_{5z} = 160000 N

k_d = 1,1

$$\sigma_L = \frac{(F_{5z} \text{ x } k_d \text{ x } 8100 + F_{5x} \text{ x } k_d \text{ x } 770 - F_{5h} \text{ x } k_d \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(160000 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 8100 + 277128{,}1 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 770 - 45714{,}3 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 530) \text{ x } 358}{955170512{,}46}$$

σ_L = 612,3 MPa

σ_H hesaplanması:

Dönüşlerde, frenlemeden dolayı oluşan yatay esneme kuvveti için, düşey yükün % 3'ü kullanılır.

$$\sigma_H = \frac{F_5 \text{ x } k_d \text{ x } 8100 \text{ x } c_2}{I_z}$$

$$\sigma_H = \frac{320000 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 0{,}03 \text{ x } 8100 \text{ x } 306}{778841325{,}55}$$

σ_H = 33,6 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

$$\sum \sigma_e = 10{,}3 + 1{,}15 \text{ x } 612{,}3 + 33{,}6$$

$$\sum \sigma_e = 748 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{5x} \text{ x } k_d + F_{5h} \text{ x } k_d + G_{5x}$

$F_b = 277128{,}1 \text{ x } 1{,}1 + 45714{,}3 \text{ x } 1{,}1 + 12990 = 368116{,}6 \text{ N}$

$$\sigma_b = \frac{368116{,}6}{13585}$$

$\sigma_b = 27{,}1 \text{ MPa}$

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

$\sigma = 748 + 27{,}1$

$\sigma = 775{,}1 \text{ MPa}$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{5z} \text{ x } k_d + G_{5z}$

$F_k = 160000 \text{ x } 1{,}1 + 7500 = 183500 \text{ N}$

$$\tau_k = \frac{183500}{13585}$$

$\tau_k = 13{,}5 \text{ MPa}$

Toplam gerilme:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{775{,}1^2 + 3 \text{ x } 13{,}5^2}$

$\sigma_{top} = 775{,}5 \text{ MPa}$

Dinamik emniyet hesabı:

Dinamik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 775 MPa olarak bulunmuştur. 5.TB üzerinde oluşan dinamik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{775MPa} = 1,25$$

4.5.2.2. 4.TB'nin dinamik mukavemet hesapları

4.TB'nin dinamik mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 4 ve 5.TB'ler açıkken beyan kapasitesi 21,2 ton yük olarak verilmiştir.

Dinamik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

σ_G = 30,9 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{4z} \text{ x } k_d \text{ x } 16080 + F_{4x} \text{ x } k_d \text{ x } 770 - F_{4h} \text{ x } k_d \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(106000 \text{ x } 1,1 \text{ x } 16080 + 183597,4 \text{ x } 1,1 \text{ x } 770 - 42400 \text{ x } 1,1 \text{ x } 530) \text{ x } 395}{1356665376,78}$$

σ_L = 583,9 MPa

σ_H hesaplanması:

$$\sigma_H = \frac{F_4 \text{ x } k_d \text{ x } 0,03 \text{ x } 16080 \text{ x } c_2}{I_z}$$

$$\sigma_H = \frac{205000 \text{ x } 1,1 \text{ x } 0,03 \text{ x } 16080 \text{ x } 337}{1112507641,54}$$

σ_H = 32,9 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

$$\sum \sigma_e = 30{,}9 + 1{,}15 \text{ x } 583{,}9 + 32{,}9$$

$$\sum \sigma_e = 735{,}3 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{4x}$ x $k_d + F_{4h}$ x $k_d + G_{5x} + G_{4x}$

$F_b = 183597{,}4$ x $1{,}1 + 42400$ x $1{,}1 + 12990 + 12557{,}4 = 274144{,}5$ N

$$\sigma_b = \frac{274144{,}5}{16335}$$

$$\sigma_b = 16{,}7 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$$

$$\sigma = 735{,}3 + 16{,}7$$

$$\sigma = 752 \text{ MPa}$$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{4z}$ x $k_d + G_{5z} + G_{4z}$

$F_k = 102500$ x $1{,}1 + 7500 + 7250 = 127500$ N

$$\tau_k = \frac{127500}{16335}$$

$$\tau_k = 7{,}8 \text{ MPa}$$

Toplam gerilme:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{752^2 + 3 \text{ x } 7{,}8^2}$

σ_{top} = 752,1 MPa

Dinamik emniyet hesabı:

Dinamik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 752,1 MPa olarak bulunmuştur. 4.TB üzerinde oluşan dinamik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{752{,}1MPa} = 1{,}28$$

4.5.2.3. 3.TB'nin dinamik mukavemet hesapları

3.TB'nin dinamik mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 3, 4 ve 5.TB'ler açıkken beyan kapasitesi 14 ton yük olarak verilmiştir.

Dinamik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

σ_G = 57 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{3z} \text{ x } k_d \text{ x } 24045 + F_{3x} \text{ x } k_d \text{ x } 770 - F_{3h} \text{ x } k_d \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(72500 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 24045 + 125573{,}7 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 770 - 46666{,}7 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 530) \text{ x } 425}{1836345936{,}95}$$

σ_L = 462,1 MPa

σ_H hesaplanması:

$$\sigma_H = \frac{F_3 \text{ x } k_d \text{ x } 0{,}03 \text{ x } 24045 \text{ x } c_2}{I_z}$$

$$\sigma_H = \frac{145000 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 0{,}03 \text{ x } 24045 \text{ x } 425}{1836345936{,}95}$$

σ_H = 26,6 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

$$\sum \sigma_e = 57 + 1{,}15 \text{ x } 462{,}1 + 26{,}6$$

$$\sum \sigma_e = 615 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{3x}$ x $k_d + F_{3h}$ x $k_d + G_{5x} + G_{4x} + G_{3x}$

F_b = 125573,7 x 1,1 + 46666,7 x 1,1 + 12990 + 12557,4 + 15588,5 = 230600,3 N

$$\sigma_b = \frac{230600{,}3}{19365}$$

σ_b = 11,9 MPa

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

σ = 615 + 11,9

σ = 626,9 MPa

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{3z}$ x $k_d + G_{5z} + G_{4z} + G_{3z}$

F_k = 72500 x 1,1 + 7500 + 7250 + 9000 = 103500 N

$$\tau_k = \frac{103500}{19365}$$

$\tau_k = 5{,}3$ MPa

Toplam gerilme:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{626{,}9^2 + 3 \text{ x } 5{,}3^2}$

σ_{top} = 627 MPa

Dinamik emniyet hesabı:

Dinamik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 627 MPa olarak bulunmuştur. 3.TB üzerinde oluşan dinamik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{627MPa} = 1{,}53$$

4.5.2.4. 2.TB'nin dinamik mukavemet hesapları

2.TB'nin dinamik mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 2, 3, 4 ve 5.TB'ler açıkken beyan kapasitesi 11 ton yük olarak verilmiştir.

Dinamik eğilme gerilmesi:

$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$

σ_G = 81,1 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{2z} \text{ x } k_d \text{ x } 32045 + F_{2x} \text{ x } k_d \text{ x } 770 - F_{2h} \text{ x } k_d \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(55000 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 32045 + 95262{,}8 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 770 - 36666{,}7 \text{ x } 1{,}25 \text{ x } 530) \text{ x } 470}{2676549352{,}5}$$

σ_L = 398,7 MPa

$$\sigma_L = \frac{F_{2z} \text{ x } k_d \text{ x } 32045 \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{55000 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 32045 \text{ x } 470}{2676549352{,}5}$$

σ_L = 340,4 MPa

σ_H hesaplanması:

$$\sigma_H = \frac{F_2 \text{ x } k_d \text{ x } 0{,}03 \text{ x } 32045 \text{ x } c_2}{I_z}$$

$$\sigma_H = \frac{110000 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 0{,}03 \text{ x } 32045 \text{ x } 404}{2335905293{,}46}$$

σ_H = 20,1 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

$$\sum \sigma_e = 81{,}1 + 1{,}15 \text{ x } 340{,}4 + 20{,}1$$

$$\sum \sigma_e = 492{,}7 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{2x} \text{ x } k_d + F_{2h} \text{ x } k_d + G_{5x} + G_{4x} + G_{3x} + G_{2x}$

F_b= 95262,8 x 1,1 + 36666,7 x 1,1 +12990 + 12557,4 +15588,5 +19052,6 = 205310,9 N

$$\sigma_b = \frac{205310{,}9}{24000}$$

$$\sigma_b = 8{,}5 \text{ MPa}$$

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

σ = 492,7 + 8,5

σ = 501,2 MPa

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{2z} \text{ x } k_d + G_{5z} + G_{4z} + G_{3z} + G_{2z}$

F_k = 55000 x 1,1 + 7500 + 7250 + 9000 + 11000 = 95250 N

$$\tau = \frac{95250}{24000}$$

$\tau = 3{,}97$ MPa

Toplam gerilme:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{501{,}2^2 + 3 \text{ x } 3{,}97^2}$

σ_{top} = 501,2 MPa

Dinamik emniyet hesabı:

Dinamik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 501,2 MPa olarak bulunmuştur. 2.TB üzerinde oluşan dinamik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{501{,}2MPa} = 1{,}9$$

4.5.2.5. 1.TB'nin dinamik mukavemet hesapları

1.TB'nin dinamik mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 1, 2, 3, 4 ve 5.TB'ler açıkken beyan kapasitesi 8,5 ton yük olarak verilmiştir.

Dinamik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

σ_G = 111 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{1z} \text{ x } k_d \text{ x } 40110 + F_{1x} \text{ x } k_d \text{ x } 770 - F_{1h} \text{ x } k_d \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(42500 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 40110 + 73612{,}2 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 770 - 42500 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 530) \text{ x } 488}{3374454270{,}83}$$

σ_L = 276,6 MPa

σ_H hesaplanması:

$$\sigma_H = \frac{F_1 \text{ x } k_d \text{ x } 0{,}03 \text{ x } 40110 \text{ x } c_2}{I_z}$$

$$\sigma_H = \frac{85000 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 0{,}03 \text{ x } 40110 \text{ x } 439}{2979428542{,}27}$$

σ_H = 16,6 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

$\sum \sigma_e$ = 111 + 1,15 x 276,6 + 16,6

$\sum \sigma_e$ = 445,7

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{1x} \text{ x } k_d + F_{1h} \text{ x } k_d + G_{5x} + G_{4x} + G_{3x} + G_{2x} + G_{1x}$

F_b = 73612,2 x 1,1 + 42500 x 1,1 +12990 + 12557,4 + 15588,5 + 19052,6 + 21650,6 = 209562,5 N

$$\sigma_b = \frac{209562,5}{25930}$$

$$\sigma_b = 8,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$$

$$\sigma = 445,7 + 8,1$$

$$\sigma = 453,8 \text{ MPa}$$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{1z} \text{ x } k_d + G_{5z} + G_{4z} + G_{3z} + G_{2z} + G_{1z}$

$F_k = 42500 \text{ x } 1,1 + 7500 + 7250 + 9000 + 11000 + 12500 = 94000 \text{ N}$

$$\tau = \frac{94000}{25930}$$

$$\tau = 3,9 \text{ MPa}$$

Toplam gerilme hesabı:

$$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$$

$$\sigma_{top} = \sqrt{453,8^2 + 3 \text{ x } 3,6^2}$$

$$\sigma_{top} = 453,8 \text{ MPa}$$

Dinamik emniyet hesabı:

Dinamik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 453,8 MPa olarak bulunmuştur. 1.TB üzerinde oluşan dinamik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{453,8MPa} = 2,1$$

4.5.2.6. Teleskobik anabom dinamik mukavemet hesapları

4.5.2.6.1. TB'ler açıkken teleskobik anabom dinamik mukavemet hesapları

Teleskobik anabomun dinamik mukavemet hesaplamaları için bomlar 60° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 1, 2, 3, 4 ve 5.TB'ler açıkken beyan kapasitesi 8,5 ton yük olarak verilmiştir.

Dinamik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

σ_G = 120,3 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{Tz} \text{ x } k_d \text{ x } 44830 + F_{Tx} \text{ x } k_d \text{ x } 770 - F_{Th} \text{ x } k_d \text{ x } 530) \text{ x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(42500 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 44830 + 73612{,}2 \text{x} 1{,}1 \text{x} 770 - 42500 \text{x} 1{,}1 \text{x} 530) \text{ x } 502}{4223693618{,}25}$$

σ_L = 253,6 MPa

σ_H hesaplanması:

$$\sigma_H = \frac{F_T \text{ x } k_d \text{x } 0{,}03 \text{ x } 44830 \text{ x } c_2}{I_z}$$

$$\sigma_H = \frac{85000 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 0{,}03 \text{ x } 44830 \text{x } 473}{3676445647{,}27}$$

σ_H = 16,2 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

$\sum \sigma_e$ = 120,3 + 1,15 x 253,6 + 16,2

$\sum \sigma_e$ = 428,1 MPa

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{Tx}$ x $k_d + F_{Th}$ x $k_d + G_{5x} + G_{4x} + G_{3x} + G_{2x} + G_{1x} + G_{Kx}$

F_b = 73612,2 x 1,1 + 42500 x 1,1 + 12990 + 12557,4 + 15588,5 + 19052,6 + 21650,6 + 15588,5 =225151 N

$$\sigma_b = \frac{225151}{27590}$$

σ_b = 8,2 MPa

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

σ = 428,1 + 8,2

σ = 436,3 MPa

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{Tz}$ x $k_d + G_{5z} + G_{4z} + G_{3z} + G_{2z} + G_{1z} + G_{Kz}$

F_k = 42500 x 1,1 + 7500 + 7250 + 9000 + 11000 + 12500 + 9000 = 103000 N

$$\tau = \frac{103000}{27590}$$

τ = 3,7 MPa

Toplam gerilme hesabı:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{436{,}3^2 + 3 \text{ x } 3{,}7^2}$

σ_{top} = 436,4 MPa

Dinamik emniyet hesabı:

Dinamik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 436,4 MPa olarak bulunmuştur. Teleskobik anabom üzerinde oluşan dinamik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{436,4MPa} = 2,2$$

4.5.2.6.2. TB'ler kapalıyken teleskobik anabom dinamik mukavemet hesapları

Teleskobik anabomun dinamik mukavemet hesaplamaları için bomlar 66° konumuna getirilmiştir. Bu konumda 1, 2, 3, 4 ve 5.TB'ler kapalıyken beyan kapasitesi 100 ton yük olarak verilmiştir.

Dinamik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

σ_G = 8,3 MPa

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{(F_{Tz} \text{ x } k_d \text{ x } 5540 + F_{Tx} \text{ x } k_d \text{ x } 770 - F_{Th} \text{ x } k_d \text{ x } 530) \text{x } c_1}{I_y}$$

$$\sigma_L = \frac{(406736,6 \text{ x } 1,1 \text{ x } 5540 + 913545,5 \text{ x } 1,1 \text{ x } 770 - 48800 \text{ x } 1,1 \text{ x } 530) \text{x } 502}{4223693618,25}$$

σ_L = 383,2 MPa

σ_H hesaplanması:

$$\sigma_H = \frac{F_T \text{ x } k_d \text{x } 0,03 \text{ x } 44830 \text{ x } c_2}{I_z}$$

$$\sigma_H = \frac{1000000 \text{ x } 1{,}1 \text{ x } 0{,}03 \text{ x } 5540\text{x } 473}{3676445647{,}27}$$

σ_H = 23,5 MPa

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \Psi \text{ x } \sigma_L + \sigma_H$$

$\sum \sigma_e$ = 8,3 + 1,15 x 383,2 + 23,5

$\sum \sigma_e$ = 472,5 MPa

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$F_b = F_{Tx}$ x $k_d + F_{Th}$ x $k_d + G_{TKx}$

F_b = 913545,5 x 1,1 + 48800 x 1,1 + 56183 = 1114763 N

$$\sigma_b = \frac{1114763}{27590}$$

σ_b = 40,4 MPa

$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$

$\sigma = 472{,}5 + 40{,}4$

$\sigma = 512{,}9$ MPa

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$F_k = F_{Tz}$ x $k_d + G_{TKz}$

F_k = 406736,6 x 1,1 + 25014,3 = 472424,6 N

$$\tau = \frac{472525{,}6}{27590}$$

$\tau = 17{,}1$ MPa

Toplam gerilme hesabı:

$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \text{ x } \tau^2}$

$\sigma_{top} = \sqrt{512{,}9^2 + 3 \text{ x } 17{,}1^2}$

σ_{top} = 513,7 MPa

Dinamik emniyet hesabı:

Dinamik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 513,7 MPa olarak bulunmuştur. Teleskobik anabom üzerinde oluşan dinamik emniyet katsayısı;

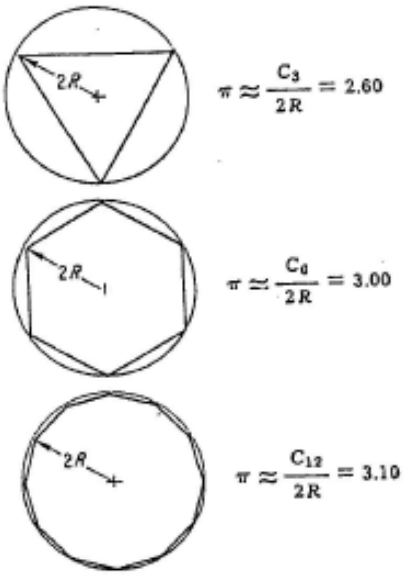
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{513{,}7MPa} = 1{,}86$$

5. SONLU ELEMANLAR METODU

5.1. Sonlu Elemanlar Metoduna Giriş

Mühendisler fiziğin yasaları, malzeme ve doğal enerji kaynaklarını kullanarak insanlık yararına mamul ve hizmet üretmektedirler. Bu mamul ve hizmetler günlük yaşamın vazgeçilmez parçalarıdır. Güç iletimi, komünikasyon, veri değerlendirme, nakliye ve imalat mühendisliğin sağladığı mamul ve hizmetlerdir.

Mühendisler bir problemi (fiziksel sistem) ele aldıklarında matematiksel modelleme ile işe başlarlar. Problemdeki fiziksel büyüklükler arasındaki bağ matematiksel ifadelere dönüştürülür. Genelde bu matematiksel ifadeler cebrik, diferansiyel veya integral formdadır. Bu model basit ise analitik çözüm elde edilir. Pratikte karşılaşılan problemlerin matematik modelleri her zaman analitik yöntemlerle kolayca çözümlenecek tarzda olmaz. Bunun nedeni problemin geometrisinin ve tatbik edilen sınır şartlarının basit olmamasıdır. Bu durumda problemi karakterize eden denklemlere tatminkar netice verebilecek sayısal metodlar ile yaklaşılır. Bu şekilde problemi karakterize eden diferansiyel formdaki denklemler lineer denklemlere dönüştürülür. Bunların çözümü de sayısal kompüterle hızlı bir şekilde yapılır.



Şekil 5.1. Eleman sayısının artmasının çözümün hassasiyetine etkisi

Sayısal metodların özelliği problemi özellikleri bilinen sonlu sayıda küçük bölgelere ayırmaktır. Bu bölgelerin her birinde incelenen büyüklük arasında bağı ifade eden denklemler tesis edilir. Problemi bu küçük bölgelere ayırmak ve bu parçaları birbirine bağlayacak ifadeleri tesis ederek, çözüm bölgesindeki gerilme ve yer değiştirme (gerilme analizi probleminde) gibi değişkenlerin değerinin tatminkar derecede hesaplanması mümkündür. Bu bölgeler ne kadar küçük olursa sayısal çözüm o derece gerçek çözüme yaklaşır. Şekil 5.1.'de eleman sayısının artmasının çözüme etkisi gösterilmiştir.

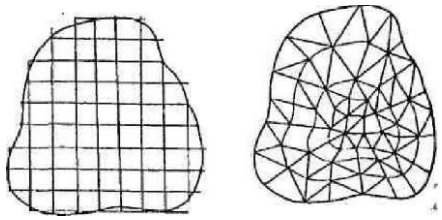
Sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır eleman metotları bilinen sayısal metotlardır. Kompüter teknolojisinde gerek yazılım ve gerekse donanım bakımından gelişmelerle bu metotlar etkin olarak kullanılmaktadır. Yazılımcı firmalar bu metotları esas alan paket programlar geliştirmişlerdir. Bu programlar mühendisliğin farklı disiplinlerindeki analizler için kullanılabilmektedir. ANSYS, MARC, NASTRAN ve ABAQUS modelleme, analiz ve sonuçların grafik değerlendirilmesi bakımından tercih edilen programlardır.

Sonlu farklar metodunda, diferansiyel denklemlere sayısal yaklaşım fark denklemleri ile sağlanır. Bu prosedürde, koordinat eksenlerine paralel eşit (üniform) artırımlar ile düğüm noktalan oluşturulur. Her bir artım için fark denklemleri düzenlenir. Düğüm noktaları birbirlerine eşit mesafede yerleştirilir. Eleman yoktur ve düğüm noktaları topluluğu arasındaki boşluklara herhangi bir özellik atanmaz. Bu özellikler diferansiyel denklemin içinde tanımlanmıştır. Noktaların koordinat eksenlerine paralel olması ve sadece eşit aralıklarla artımların yapılması karmaşık geometrili problemlerin modellenmesinde sorun çıkarmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda da problem geometrisi küçük bölgelere ayrılmaktadır. Fakat bu bölgelerin köşe noktalarının (düğüm noktaları) koordinat eksenlerine paralel olma zorunluluğu yoktur. Eleman şekilleri (problemin 1,2 veya 3 boyutlu olmasına göre) doğrular, üçgenler, dikdörtgenler, küp vb. şekillerde olabilir. Karmaşık geometrili problemler kolaylıkla modellenmektedir. Problem geometrisinde incelenen büyüklüklerin hızlı değiştiği bölgelerde (çentikler, diş dibindeki gerilmeler v.d) eleman yoğunluğu kolaylıkla arttırılabilir. Bu şekilde gerçek fiziksel sisteme tatminkar yaklaşım sağlanır.

Şekil 5.2.' de problem geometrisinin sonlu farklar metodu ve sonlu elemanlar metodu ile modellenmesi görülmektedir. Karmaşık geometri sonlu elemanlar metodu

ile tatminkar şekilde modellenmiştir. Sonlu elemanlar metodunda çözüm bölgesinde farklı geometrik şekilli elemanlar olabilir.



Şekil 5.2. Problem geometrisinin sonlu farklar ve sonlu elemanlar metodu ile gösterimi

Sınır eleman (sınır eleman integrasyonu) metodunda problemin diferansiyel denklemleri sınırlarda integral ifadelere dönüştürülür. Bu ifadeler küçük parçalara ayrılmış sınır boyunca sayısal olarak integre edilir. Neticede diğer metotlarda da olduğu gibi lineer denklem seti elde edilir (Canbak, 2007).

5.2. **Sonlu Elemanlar Metodu**

Sonlu elemanlar metodunun (SEM) temelindeki fikir, karmaşık bir problemin yerine eşdeğer ancak daha basit bir problem konularak çözüme gidilmesidir. Gerçek problemin yerine başka bir problem yerleştirildiği için alınacak sonuç genellikle tam doğru sonuç değil, yaklaşık bir sonuçtur. Mevcut matematiksel yöntemler ve bilgisayar programları yardımıyla sonlu elemanlar metodu ile hemen her problemde tatmin edici yaklaşıklıkta sonuçlar elde etmek mümkündür.

Sonlu elemanlar metodunda, çözüm bölgesinin çok sayıda küçük ve birbirine bağlı alt bölgeden oluştuğu kabul edilir. Bu alt bölgelere sonlu eleman ismi verilmektedir. Çözüm aşamasında tüm bu küçük sonlu elemanlar için yaklaşık sonuçlar bulunur ve sınır koşulları ve denge denklemleri kullanılarak tüm yapı için sonuca gidilir (Erdil, 2007).

5.3. Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak yapı analizinde kullanılmıştır. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) and Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz yöntemlerdir. Argyis and Kelsey (1960) virtüel iş prensibini kullanarak direkt yaklaşım

yöntemini geliştirmiştir. Turner vd. (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telâffuz edilmiştir. Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçeklenmiştir.

İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup (Grafton and Strome (1963)), bunları silindirik vd. kabuk elemanlar izlemiştir (Gallagher (1969)). Araştırıcılar 1960'li yılların başlarında non-lineer problemlerle ilgilenmeye başlamışlardır. Turner ve arkadaşları (1960) geometrik olarak non-lineer problemler için bir çözüm tekniği geliştirmişlerdir. Sonlu elemanlar yöntemiyle stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanı sıra dinamik problemler de sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmeye başlanmıştır (Zienkiewicz *et al.* (1966) ve Koening and Davids (1969)). 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir.

Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar yöntemiyle çözümüne 1960'lı yıllarda başlanmıştır. Örneğin Zienkiewicz and Cheung (1965) sonlu elemanlar yöntemi ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise yöntemi potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar yöntemi geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer birçok alana uygulanmıştır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanıma sunulmuştur. 1990 yıllarının ortaları itibarîyle sonlu elemanlar 23 yöntemi ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır (Özkor, 2012).

5.4. Sonlu Elemanlar Metodunun Avantaj Ve Dezavantajları

5.4.1.Sonlu elemanlar metodunun avantajları

- Sonlu elemanlar metodu birçok ürünü kısa sürede bilgisayar ortamında modelleme, test etme ve optimum boyutlarda en ucuz üretim imkanı sağlar. Özellikle laboratuvar çalışmalarında üretilecek parça veya makinelerin prototipinde yapılan ve oldukça pahalıya mal olan birçok deney, doğrudan bilgisayar ekranından görülebilmekte ve böylece istenen değişiklikler için tekrar tekrar model yapma gereksinimi ortadan

kalkmaktadır. Bu ise zaman ve para açısından yüksek verimliliğe ulaşmayı sağlamaktadır.

- Biyomedikal uygulamalarda, örneğin yapay uzuvlar veya göz lensleri gibi prototip testinin imkansız olduğu veya istenmediği durumlarda sonlu elemanlar yöntemi ile analiz zorunlu olmaktadır.
- Klasik yöntemlerle hesaplamaların yapılamadığı çok parçalı ve karmaşık geometrili sistemlere ait problemler sonlu elemanlar yöntemi ile kolaylıkla çözülebilir.
- Sonlu elemanlar metodu, geometrisi ve malzemesi lineer veya non-lineer olarak değişen sistemlere uygulanabilir.
- Sonlu elemanlar metodu, farklı malzemelerin birleşiminden meydana gelen yapıların analizinde kullanılabildiği için kompozit malzemelere başarı ile uygulanabilmektedir.
- Zamanla, sıcaklıkla ve noktadan noktaya değişen malzeme özellikleri hesaplamalarda dikkate alınabilir. Zamana bağlı olarak değişen yük ve geometriye sahip sistemlere ait problemler kolaylıkla çözülebilir.
- Sonlu elemanlar metodunda önemli değişikliklerin beklendiği bölgelerde küçük elemanlar kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri daha büyük elemanlara bölünerek işlem hızı arttırılabilir. Simetrik modellerde simetri koşullarından yararlanılarak, yapılan işlemlerde zamandan önemli ölçüde tasarruf sağlanabilir.
- Sonlu elemanlar metodunu avantajlarından biri de farklı problemlerin çözümünde izlenecek adımların büyük bir kısmının aynı olmasıdır. Bu gerçekten hareketle çok farklı mühendislik problemlerinin çözümüne imkan sağlayan genel amaçlı ve özel amaçlı bir çok bilgisayar programı geliştirilmiştir (Canbak, 2007).

5.4.2. Sonlu elemanlar metodunun dezavantajları

- Eleman seçiminin ve giriş bilgilerinin doğru olarak belirlenmesi ve hatasız olarak programa girilmesi sonuçların güvenilirliği açısından önemlidir. Ayrıca analiz sonuçlarının da doğru olarak yorumlanabilmesi gerekir. Bu nedenlerden dolayı sonlu elemanlar metodu ile analiz belirli bir deneyim ve bilgi birikimini gerekli kılmaktadır.
- Sonlu elemanlar metodunda hesaplamalar, çok küçük bir problem için dahi çok fazladır. Bu nedenle yöntem el ile çözüm için uygun değildir.

- Büyük ve karmaşık sistemlerin analizi için genellikle büyük bilgisayar belleğine ve çözüm zamanına ihtiyaç vardır. Geçmişte bilgisayar kapasitelerinin düşük, fiyatlarının ise yüksek olması gibi sorunlar sonlu elemanlar: yönteminin kullanım alanını" sınırlayan en büyük etkenler iken günümüzde bu sorunlar hızla ortadan kalkmaktadır.
- Analiz sonuçlarının yüzde yüz doğru olduğu zannedilmemelidir. En iyi şartlarda elde edilen sonuçlarda dahi belirli bir hata payının bulunduğu daima göz önünde tutulmalıdır. Sonlu elemanlarla yapılan analizler gerçek değerine yakın sonuçlar verse de kimi zaman hatalar meydana gelebilmektedir. Sonlu elemanlar yönteminin hata kaynaklarını söyle sıralayabiliriz:

i. Prensip Hataları

a) Sonlu eleman tipinin yanlış seçilmesinden kaynaklanan hatalar:

Modelin geometrisine uygun, düzgün ve simetrik elemanlar kullanılmaması nedeniyle ortaya çıkar.

b) Sonlu eleman büyüklüğünün yanlış seçilmesinden kaynaklanan hatalar:

Ağ örmede kullanılan elemanın en-boy oranı haricinde eleman boyutunun kullanıcı tarafından yanlış seçilmesi ile olur. Prensip olarak, modele ait bazı bölgelerde büyük gerilme yığılmaları söz konusuysa bu bölgelerde sonlu elemanların boyutları küçültülmelidir. Bu hususta modelde oluşacak sapmalar sonuçları da küçümsenmeyecek derecede etkiler.

Teoride sistemi küçük elemanlara bölmek daha doğru sonuçlar verir, buna karsın çözüm süresi uzar. Pratikte ise eleman boyutlarının küçülmesine devam edildiğinde modelin gittikçe daha çok elamanlara, ayrılması ile sonuçların gerçek değere yaklaşması belirli bir noktaya kadar artmakta ve optimum eleman sayısına ulaşıldıktan sonra sonuçlar gerçek değerden uzaklaşmaktadır. Böyle bir etkinin ortaya çıkmasının sebebi bilgisayar programlarının hesaplamalarda yaptığı yuvarlatma vb. hatalardır.

ii. Giriş bilgilerindeki hatalar

Sisteme etki eden fiziksel büyüklüğün malzeme özellikleri üzerindeki etkisinin ihmal edilmesi, yayılı yüklerin noktasal yük olarak sisteme girilmesi, bağlantı noktalarındaki esnekliğin ihmal edilmesi gibi hatalardır.

iii. Malzemeye özgü hatalar

Analiz edilecek sistemin malzeme özelliklerinden kaynaklanan hatalar analiz sonuçlarının gerçek sonuçlardan farklı çıkmasına sebep olabilir. Gerçek malzeme davranışları her zaman Hooke kanununa uymaz. Bu sebeple gerilme-uzama ifadelerine bağlı olarak sonuçlarda hatalar oluşabilir.

Malzemenin kimyasal bileşimindeki sapmalardan dolayı elastiklik modülünün değişmesi, soğuk sekil verme hataları, haddeleme ve çekmeden doğan malzeme bozukluğu, karbon miktarındaki toleranslara uyulmaması ve ısıl işlem hataları sonucu uzama sınırının değişmesi vb. hatalar analiz sonuçlarının deneysel sonuçlardan farklı çıkmasına sebep olabilir.

iv. Geometrik hatalar

Analiz edilecek sistemin gerçek boyutlarının model boyutlarından yapacağı sapmalar sonuçlan azda olsa etkileyebilir. Gerçek yapı ile konstrüksiyon resimleri arasında oluşacak küçük farklar, imalat toleranslarından doğan gövde ve sac aksamına ait kalınlık farkları, sac aksamlı parçalarda' presleme sonucu kıvrım yerlerindeki incelmeler, hafif bükük yüzeylerin modelde düz elemanlarla gösterilmesi vb. hatalardır.

Sonlu elemanlarla hesap için harcanan zaman daha fazla, hata oram ise daha azdır. Sonlu farklarda ise hesap için harcanan zaman daha az, fakat hata oranı daha fazladır. Gerçek değerlere, sonlu elemanlar yöntemi ile bulunan sonuçlar üstten yaklaşmakta, buna karşılık sonlu farklar ile bulunan sonuçlar alttan yaklaşmaktadır (Canbak, 2007).

5.5. Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulama Alanları

Sonlu elemanlar metodu, yapısal mekanik problemlerinin yanı sıra, ısı iletimi, akışkanlar mekaniği, elektrik ve manyetik alanlar ile ilgili mühendislik problemlerinin çözümü için de basan ile kullanılmaktadır. Metodun bu kadar çok uygulama alanı bulmasının nedenlerinden birisi, değişik mühendislik problemlerinin arasındaki benzerliklerdir. Bu benzerlikler aşağıdaki problemler için verilmiş olan diferansiyel denklemlerden de anlaşılabilir.

Sonlu elemanlar metodunun bazı uygulama alanları:

-İnşaat Mühendisliği: Çerçevelerin, levhaların, duvarların, yapıların, köprülerin, kirişlerin ve ön gerilimli beton elemanların statik analizi

-Uçak Mühendisliği: Gövdenin, kanatların, roketlerin, füzelerin statik analizi

-Isı İletimi: Sürekli rejim için katı ve akışkanlarda sıcaklık dağılımı

-Nükleer Mühendislik: Nükleer basınçlı kapların ve yapıların analizi, Reaktör parçalarında sürekli rejim için sıcaklık dağılım.

-Mekanik Tasarım: Basınçlı kapların, pistonların, kompozit malzemenin, dişlilerin, vs. gerilme analizi.

5.6. Sonlu Elemanlar Metodunun Modelleme ve Çözüm Basamakları

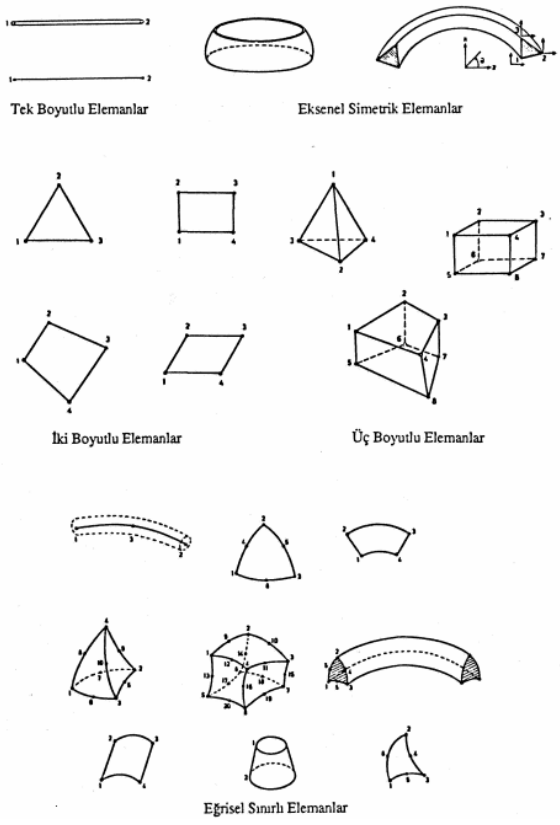
Sonlu elemanlar metodunda katı, sıvı veya gaz gibi gerçek cisimler veya kontinyum, birbirine bağlanmış, sonlu eleman adı verilen alt bölümler ile tarif edilmektedir. Bu elemanlar birbirlerine düğüm noktası adı verilen özel noktalardan bağlanmışlardır. Düğüm noktalan genellikle elemanların birbirine bağlandıkları yerler olan eleman sınırlarında bulunmaktadır. Kontinyumun içerisindeki deplasman, gerilme, sıcaklık, basınç, hız vs. gibi değişkenlerin gerçekte nasıl değiştiği bilinemediğinden, bunların basit fonksiyonlar ile yaklaşık olarak ifade edilebildikleri varsayılmaktadır. Bu yaklaşık fonksiyonlar, değişkenlerin düğüm noktalarındaki değerleri cinsinden ifade edilmektedir. Sistem için denge denklemleri vs. gibi yeni denklemler yazıldığı zaman, bilinmeyenleri değişkenlerin düğüm noktalarındaki değerleri olan ve ortak çözülmeleri gereken yeni denklemler ortaya çıkmaktadır. Genellikle matris denklemleri şeklinde olan bu denklemlerin çözülmesi ile de değişkenlerin düğüm noktalarındaki değerleri elde edilmektedir. Yaklaşık fonksiyonların, değişkenlerin düğüm noktalarındaki değerleri cinsinden ifade edilmiş olmaları nedeni ile de, bu fonksiyonların eleman

içerisindeki ve sonuç olarak ta bütün kontinyum içerisindeki değerleri bulunmakta ve istenilen sonuçlar elde edilmiş olmaktadır.

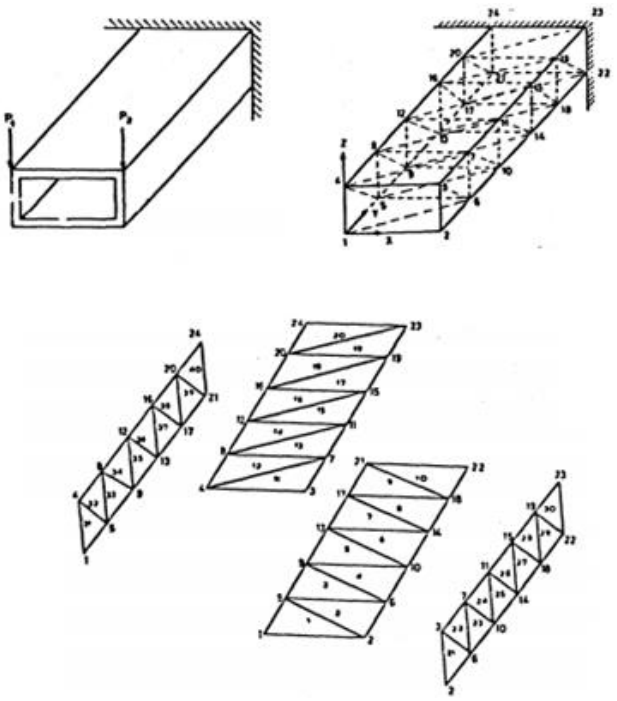
Genel bir kontinyum problerninin sonlu elemanlar metodu ile çözümü daima belirli basamaklardan oluşan bir yöntem ile elde edilmektedir. Bu yöntem bir statik yapı probleminin çözümü için aşağıdaki basamaklardan oluşmaktadır. Bunlardan 1,4 ve 5. basamaklar sonlu elemanlar programının kullanıcısı tarafından, diğerleri ise program tarafından yerine getirilmektedir.

1. Yapının veya çözüm bölgesinin elemanlara ayrılması

Sonlu elemanlar metodunda ilk basamak, yapıyı veya çözüm bölgesini alt bölümlere yani sonlu elemanlara ayırmaktır. Bu ayırımda uygun sonlu elemanlar kullanılmalı, elemanların cinsi, sayısı ve düzeni tespit edilmelidir. Bazı sonlu eleman örnekleri Şekil 5.3.'de, bir ankastre kutu kirişin modelinin sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm için hazırlanması Şekil 5.4.'de verilmiştir.



Şekil 5.3. Sonlu elemanlar



Şekil 5.4. Kutu kirişin modelinin sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm için hazırlanması

2.Her elemanın özelliklerinin formüle edilmesi, Eleman katılık matrislerinin ve yük vektörlerinin bulunması

Karmaşık bir yapının herhangi bir yük altındaki deplasmanının kesin olarak tahmin edilmesi imkansız olduğundan, bir eleman için, bilinmeyen çözümü yaklaşık olarak ifade edilebilecek uygun bir deplasman modeli seçilmelidir. Bu model hesaplamalar açısından basit olmalı, ancak bazı yakınsama gereklerini de yerine getirmelidir. Çoğunlukla bu model bir poîinom şeklinde olmaktadır. Denge denklemleri veya varyasyonel prensipler ve yaklaşık deplasman modeli kullanılarak eleman katılık matrisleri ve yük vektörleri bulunmalıdır.

3.Yapının veya çözüm bölgesinin sonlu elemanlar modeli'inin elde edilebilmesi için elemanların birleştirilmesi

Yapının çok sayıda elemandan oluşmuş olması nedeni ile, her bir eleman için bulunmuş olan katılık matrisleri, yük vektörleri ve denge denklemleri uygun bir şekilde birleştirilmeli ve genel denge denklemleri elde edilmelidir.

4.Bilinen yüklerin (kuvvet ve/veya moment) uygulanması

5. Yapının nasıl desteklendiğinin belirtilmesi

Düğüm noktalan için bilinen deplasman değerleri (genellikle sıfır) belirtilmelidir.

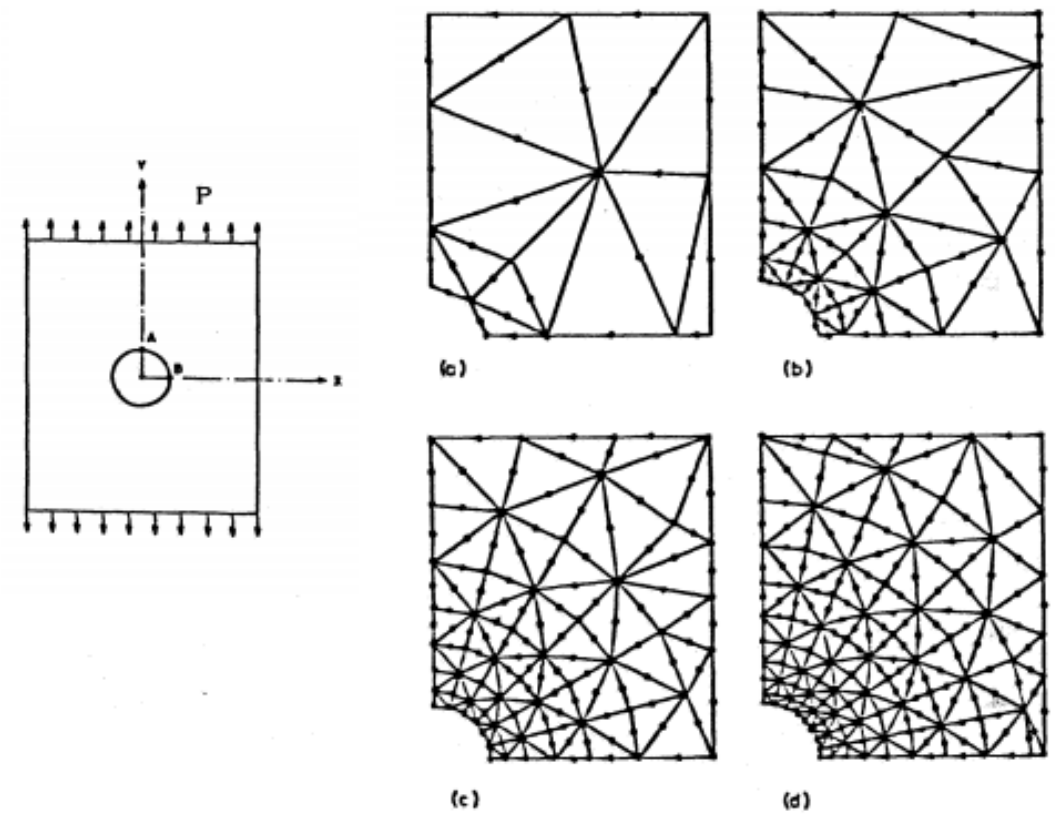
6.Bilinmeyen düğüm noktası deplasmanlarının bulunması

Genel denge denklemleri problemin sınır şartlan uygulanarak düzeltilmeli ve daha sonra düğüm noktalannın deplasmanlan çözülmelidir.

7.Eleman gerilme ve birim uzamalarının hesaplanması

Düğüm noktalannın deplasmanlan ile katı hal mekaniği ve yapısal mekaniğin gerekli denklemleri kullanılarak eleman birim uzamalan ve gerilmeleri hesaplanmalıdır.

Ortasında delik bulunan levha için değişik elemanlar modelleri ve elde edilen sonuçlar Şekil 5.3.'te verilmiştir.



Model	A noktası için σ_{xx}/p	B noktası için σ_{xx}/p
a	-0.229	1.902
b	-0.610	2.585
c	-0.892	2.903
d	-1.050	3.049
Kesin (Teorik)	-1.250	3.181

Şekil 5.5. Ortasında delik bulunan levha için sonlu elemanlar çözümleri

5.7. Sonlu Elemanlar Metoduyla Dinamik Analiz Varyasyonu

MSC Simxpert programı ile gerçekleştirilecek analizlerde çeşitli model varyasyonları kullanılacaktır. Bu varyasyonlar ile daha geniş kriterlerin incelendiği analizleri gerçekleştirmek mümkün olacaktır. Rijit yapılı parçalar yerine esnek yapılı parçaların kullanımı ile çalışma esnasında oluşan gerilme değerleri ve lokasyonları saptanılabilecektir. Sonrasında, ideal simulasyonlar elde edebilmek adına gerçekleştirilen kontrol eklentileri ile kontrol uygulamalarının model üzerindeki efektifliği incelenecektir.

5.8. MSC SimXpert Programında Dinamik Model Hazırlama

MSC SimXpert programında sırasıyla uygulanan aşağıdaki prosesler ile analiz varyasyonları çözülmüştür.

- SolidWorks programında oluşturulan montaj, **.stp* formatında kaydedilmiştir.
- **.stp* formatında alınan çıktı, MSC SimXpert ortamına çağırılmıştır.
- MSC SimXpert ortamında geometri olarak bulunan model üzerinden, çalışma esnasında birlikte hareket edecek olan geometriler gruplandırılarak, üzerine yoğunluk değeri atanmış, belirli kütle ve atalete sahip olan parçalar (Part) oluşturulmuştur. Dinamik analizlerde geometri herhangi bir önem taşımayıp, denklemler ve matrisler bu parçaların fiziksel özellikleri ve sınır şartı tanımlamaları üzerinden oluşturulmaktadır. Parçaların ağırlık merkezleri, geometri üzerinden hesaplanmaktadır.
- Parçalar arasında uygun mafsal bağlantıları oluşturularak, parçalar arasında istenilen bağıl hareket elde edilmektedir.
- Oluşturulan sınır şartları ile modelin serbestlik derecesi hesaplanmaktadır. MSC Adams serbestlik derecesini Gruebler Yasası'na (Denklem 5.1) göre hesaplamaktadır.

$$\mathrm{F} = F = \lambda(l - j - 1) + \sum_{i=1}^{j} f_i \qquad (5.1)$$

- Serbestlik dereceleri, karşılanması istenen zamana bağlı deplasman fonksiyonu ile kaldırılmış, istenilen senaryo modellenmiştir.

- Sınır şartlarının yanı sıra sisteme etkiyen dış etkenler (kuvvet, moment vs.) model üzerine uygulanmıştır.
- Modelin serbestlik derecesine göre kinematik yahut dinamik çözücü kullanılır, gerektiğinde çözücüye girilen çözüm kodları ile simulasyon gerçekleştirilmiştir.
- Elde edilen simulasyon sonuçları grafik çıktısı ve animasyon olarak incelenmiştir.

5.9. MSC SimXpert Programında Esnek Yapılı Model Hazırlama

Esnek yapılı çalışmalar, dinamik analiz sırasında ilgili parça üzerinde doğan kuvvetler nedeniyle oluşan gerilmelerin lokasyonlarının ve değerlerinin tespiti için yapılmaktadır. Bu çalışmayı yapabilmek için öncelikle simulasyonu yapılabilen bir rijit yapılı model gerekmektedir. Esnek yapılı hale getirilecek olan parça için aşağıdaki prosesler uygulanır;

- İlgili parça üzerine herhangi bir yapısal analiz programında (SimXpert, Ansys, Patran, HyperMesh vs.) eleman ağı örülür. Katı yahut kabuk eleman ağı tercih edilebilir. (Projede MSC SimXpert programının Structure modülü tercih edilmiştir.)
- Eleman ağı üzerine, parçanın imal edildiği malzemenin parametreleri (yoğunluk, elastisite modülü, poisson oranı vs.) tanımlanır. Böylece eleman ağı atalate ve kütleye sahip olur.
- Parçanın çalışma pozisyonuna göre yataklanacağı yahut diğer parçalara yataklık edeceği lokasyonlarında rijit eleman *(RBE2)* bağlantısı oluşturulup, global eksende 6 serbestliği sınırlandırılır. Dinamik analiz sürecinde esnek yapılı parça üzerine yük girdileri bu rijit elemanlar üzerinden gerçekleşir. MSC Adams programında, tanımlanan bağlantı türüne göre harekete izin verilen serbestlikler rijit eleman üzerinde kaldırılır ve diğer serbestliklerdeki yükler doğrultusunda oluşan gerilmeler hesaplanır.
- Hazırlanan SEM modeli ile modal analiz gerçekleştirilir. Burada çözücü parametreleri değiştirilerek **.mnf* çıktısı alınır. Burada modelin rijit 6 moduna ilaveten istenilen mod sayısı tanımlanır. Teoride, esnek yapılı parçanın dinamik analizdeki yük tekrarına cevap verebilmesi için mod sayısının doğru tespit edilmesi önemlidir. Pratikte gereken mod sayısını hesaplamak için aşağıdaki eşitlik kullanılır.

$$\text{Gereken Mod} = 6 \times \text{Rijit Eleman Sayı} + 6 \qquad (5.2)$$

- Elde edilen **.mnf* çıktısı MSC SimXpert ortamına alınır ve rijit elemanlar ilgili mafsallara entegre edilerek esnek yapılı parça dinamik analiz modeli içinde oluşturulmuş olur.
- Hazırlanan model ile yapılan her simulasyonda esnek yapılı parça üzerine gelen yükler nedeniyle oluşan gerilmeler ve lokasyonları saptanabilecektir.

5.9.1. MSC SimXpert programında statik model hazırlama

- Analizi gerçekleştirilecek olan parça SolidWorks veya MSC SimXpert programında kabuk teorisine göre simetri düzleminde orta yüzeylerinden oluşacak şekilde modellenir. Sadece yüzey içeren model elde edilir. Gerekli uzatma, birleştirme, kesme işlemi vs. uygulanır.
- Elde edilen yüzey model, dörtgen veya üçgen eleman tipinde elemanlar ile örülür. Eleman ağı kontrol edilir, oldukça büyük iç açıya sahip olan veya eleman boyutuna göre oldukça küçük kenar uzunluğuna sahip kenarlar barındıran elemanlar düzeltilir. Aksi taktirde analiz hata verecektir.
- Modelde kullanılacak olan malzemeler programa tanıtılır.
- Parçanın model üzerinde sabitlendiği, yüke maruz kaldığı lokasyonlar üzerinde sınır şartı tanımlama işlemleri gerçekleştirilir. Dinamik analizlerden elde edilen, ataletlerden doğan yatak kuvvetleri yük girdisi olarak modele uygulanır. Varsa ilaveten dış yük girdisi, yer çekimi vs. bu aşamada yapılır.
- Modelin birden fazla parça içerdiği durumlarda gerektiğinde parçalar arası kontak (lineer - lineer olmayan) tanımı yapılır. Analiz sırasında deformasyon veya yük etkisi nedeniyle ilgili parçalar birbiri ile temas haline (kontak) geçer ve birlikte hareket ederler.
- Kabuk teorisi uygulamalarında kalınlığa sahip olmayan yüzey elemanlara, kalınlık tanımı yapılarak, malzeme bilgisi ile birlikte eleman özellikleri içeren kartlar oluşturulur. Çözücü bu bilgiler ile kütle ve katılık matrisini oluşturarak analizi gerçekleştirir.
- Çözücü belirlenerek analiz parametreleri ayarlanır ve analiz için model çözücüye gönderilir.
- Çözücünün analizi bitirmesinin ardından sonuçlar yine MSC SimXpert ortamında incelenir.
- Sonuçlar incelenirken aşağıdaki kriterler dikkate alınır;

- ❖ Oluşan maksimum gerilme değerinin belirli bir oranda malzeme akma değerinin altında olması,
- ❖ Oluşan deformasyonların modelin çalışmasına mani olmaması,
- ❖ Varsa kontak tanımlamalarında, temas alanlarının incelenmesi gerekmektedir.

• Kontrol açısından, modelin modal analizi de yapılmalıdır. Böylece sistemin tabii frekansları saptanarak zorlayıcı etkiler kontrollü bir şekilde sisteme entegre edilebilir. Belirlenen rezonans bölgesinden uzak aralıkta çalışılır (Yurt, 2012).

5.9.2. Eleman rijitlik matrisi

Sonlu elemanlar yönteminde, incelenen yapı birbirlerine düğüm noktalarından bağlanan elemanlar topluluğu (eleman ağı) ile modellenir. Çözüm, temel gerilme- birim şekil değiştirme (strain) ifadelerini ve komşu elemanlardan düğüm noktaları üzerinden aktarılan kuvvetler sistemini kullanarak her bir elemandaki çökmelerin hesaplanmasıyla elde edilir. Birim şekil değiştirme, düğüm noktalarının çökmelerinden elde edilir. Gerilmeler birim şekil değiştirmelerinden elde edilir. Her düğüm noktasındaki kuvvet diğer düğüm noktalarındaki kuvvetlere bağlıdır. Elemanlar yay sistemine benzer davranır ve tüm kuvvetler dengede olana kadar şekil değiştirirler. Bu da aynı zamanda çözülmesi gereken lineer denklemler sistemini ifade eder.

Rijitlik matrisi tatbik edilen kuvvetler nedeniyle düğüm noktalarının ne kadar yer değiştirdiğini tanımlayan bir yay sabiti olarak düşünebilir. Matris formunda aşağıda ifade edilmiştir.

$$\{f\}= [k\ ]\ \{u\} \tag{5.3}$$

Burada {f} elemana etki eden kuvvetler vektörü, [k] elemanının rijitlik matrisi ve { u } elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörüdür. Rijitlik matrisi düğüm noktalarının koordinatları ve malzemenin elastik sabitlerinden oluşur.

Sistemi oluşturan bütün elemanlar için aşağıdaki matris ifade elde edilir.

$$\{F\}=[K]\{U\} \tag{5.4}$$

{F} = Her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler;

$$\{F\} = \sum_{e} \{f\} \tag{5.5}$$

[K] = Tüm elemanlardaki rijitlik matrislerinin birleştirilmesi ile oluşan sistemin rijitlik matrisi;

$$[K] = \sum_{e} \{k\} \tag{5.6}$$

{U}= Yer değiştirme vektörü

Bu ifadede bilinmeyenler, yer değiştirmelerdir. Uygun matris işleminin tatbiki ile yer değiştirme vektörü eşitliğin bir tarafında yalnız bırakılır. Gauss eliminasyon yöntemi ile her bir düğüm noktasındaki yer değiştirmeler hesaplanır.

Yer değiştirmeler vektörü, [B] gradyen matrisi ve [D_e] elastik sabitler matrisi ile çarpıldığında her bir düğüm noktasındaki gerilmeler hesaplanır.

$$[U] = [K]^{-1} \{F\} \tag{5.7}$$

$$[\sigma] = [B][D_e]\{u\}^e \tag{5.8}$$

Eleman rijitlik matrisini elde etmek için virtüel işler prensibinden faydalanılabilir. Bu prensibe göre, tatbik edilen kuvvetler ile dengede olan bir yapının virtüel yer değiştirmesi halinde dış kuvvetlerin virtüel işi, yapıdaki iç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisine eşittir.

$$\delta U_e = \delta W_e \tag{5.9}$$

δU_e: iç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisi

δW_e: dış kuvvetlerin virtüel işi

Yapıdaki gerilme ve birim şekil değiştirme dağılımlarını hesaplamak için öncelikle birim şekil değiştirmeler ile yer değiştirmeler arasındaki bağıntıyı tesis etmek gerekmektedir. Eleman içindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi o noktanın koordinatlarının bir fonksiyonudur. Bu fonksiyon düğüm noktalarının koordinatları cinsinden ifade edilebilir. Bu polinom ifadesi ile, düğüm noktalarındaki değerlerden eleman içindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi tayin edilebilmektedir. Bu fonksiyon interpolasyon fonksiyonu olarak adlandırılır.

$$\{u\} = [N]\{u\}^e \tag{5.10}$$

{u} : yer değiştirme bileşenleri u(x,y) ve v(x,y)

[N] : interpolasyon fonksiyonu

$\{u\}^e$: düğüm noktasındaki yer değiştirme bileşenleri

Birim şekil değiştirme yer değiştirme bağıntısı bu durumda aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\{\varepsilon\} = [\partial]\{u\} = [\partial][N]\{u\}^{e} = [B]\,]\{u\}^{e} \quad (5.11)$$

[B]: Gradyen matrisi

$\{\varepsilon\}$: birim şekil değiştirme sütun matrisi

$[\partial]$: diferansiyel operatör matrisi

Birim şekil değiştirme yer değiştirme bağıntısı bu durumda

Gradyen matrisi birim şekil değiştirme bileşenleri ile düğüm noktası yer değiştirme bileşenlerini birbirine bağlamaktadır.

Gerilme matrisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[\sigma] = [E][B]\{u\}^{e} \quad (5.12)$$

Virtüel düğüm noktası yer değiştirmeleri $\{\delta u^{e}\}$ için virtüel birim şekil değiştirme enerjisi,

$$\delta U_e = \int_v \{\delta\varepsilon\}^T\{\sigma\}dV \quad (5.13)$$

dir. Dış kuvvetlerin virtüel işi,

$$\delta W_e = \{SU^e\}^T\{f\} \quad (5.14)$$

Virtüel düğüm noktası yer değiştirmeleri $\{\delta u^{e}\}$ için virtüel birim şekil değiştirme enerjisi,

$$\int_v \{\delta\varepsilon\}^T\{\sigma\}dV = \{\delta u^e\}^T\{f\} \quad (5.15)$$

Gerilme ve birim şekil değiştirme ifadeleri yerine eşitlikleri konursa,

$$\int_v \{\delta\varepsilon\}^T[B]^T[E][B]\{u^e\}dV = \{\delta u^e\}^T\{f\} \quad (5.16)$$

Eşitliğin her iki tarafından $\{\delta u^e\}^T$ silinirse düğüm noktalarındaki yer değiştirmeleri tatbik edilen kuvvetlere bağlayan aşağıdaki ifade elde edilir.

$$[k]\{u\}^{\mathrm{e}} = \{f\} \tag{5.17}$$

Bu ifade de eleman rijitlik matrisi

$$[k] = \int_v [B]^T[E][B]dV \tag{5.18}$$

İki boyutlu problemde,

$$[k] = \int_v [B]^T[E][B]tdA \tag{5.19}$$

t eleman kalınlığı, A ise elaman alanıdır.

Bu şekilde kabul edilen yer değiştirme fonksiyonunu esas alan herhangi bir elemanın genel matematik ifadesi elde edilmiş oldu. Eleman rijitlik matrisi interpolasyon fonksiyonlarının formuna ve gradyen matrisini oluşturan türevlerine bağlıdır (Koçer, 2009).

5.10. Sonlu Elemanlar Metoduyla Analiz Sonuçları

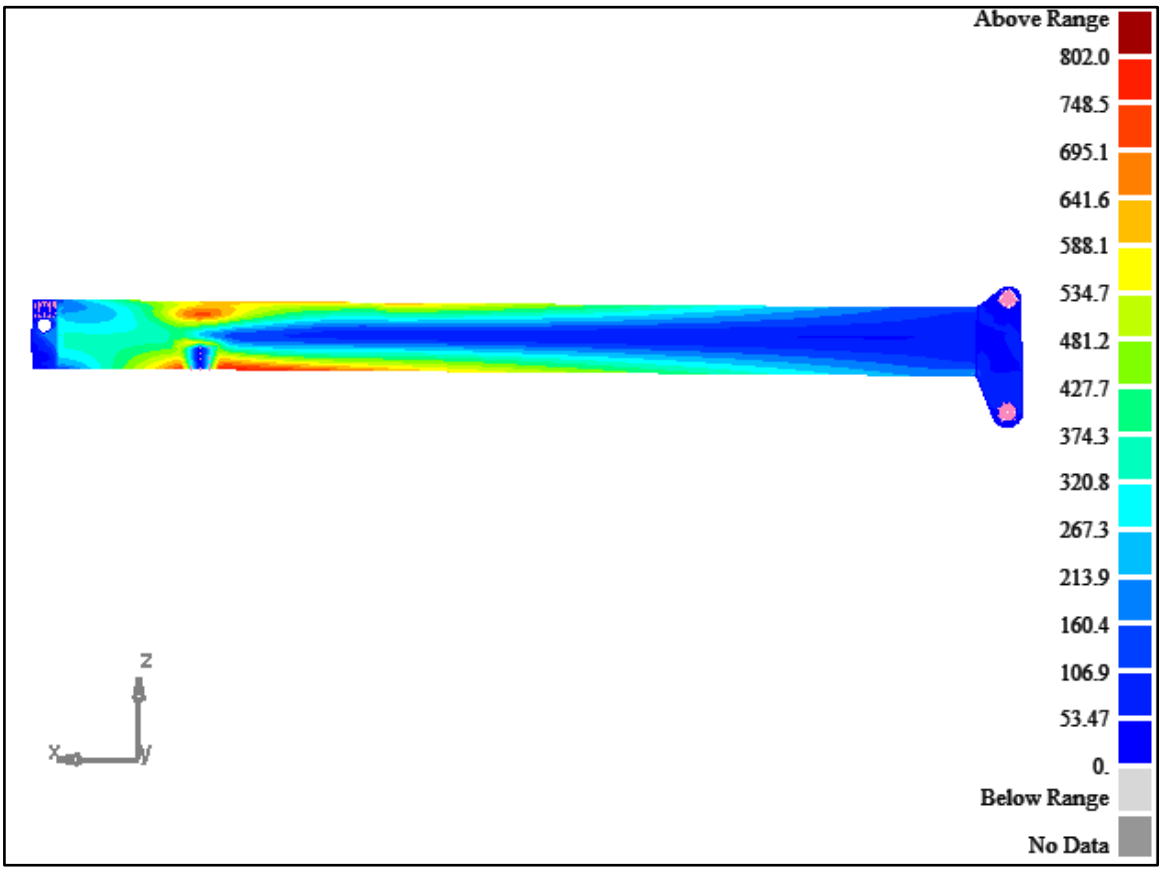
SolidWorks ortamında 3 boyut tasarımı yapılan modeller sonlu elemanlar paket programı olan SimXpert'te analizi yapılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanarak statik ve dinamik çözüm yapılmış ve elde edilen sonuçlar incelenmiştir. Teleskobik mobil vinçlerde genelde çalışma açıları 45° - 75° arasında olup yük diyagramında elde edilen ağırlıklar göz önüne alınarak TB'lar 60° konumunda bomlara gelen kuvvet daha yüksek olduğundan gerilmelerde en fazla bu konumda elde edilmiştir. Bundan dolayı statik ve dinamik analiz 60° konumunda yapılmıştır. TB'lar 45°,60° ve 75° konumunda statik analiz de yapılmıştır.

5.10.1. Statik analiz sonuçları

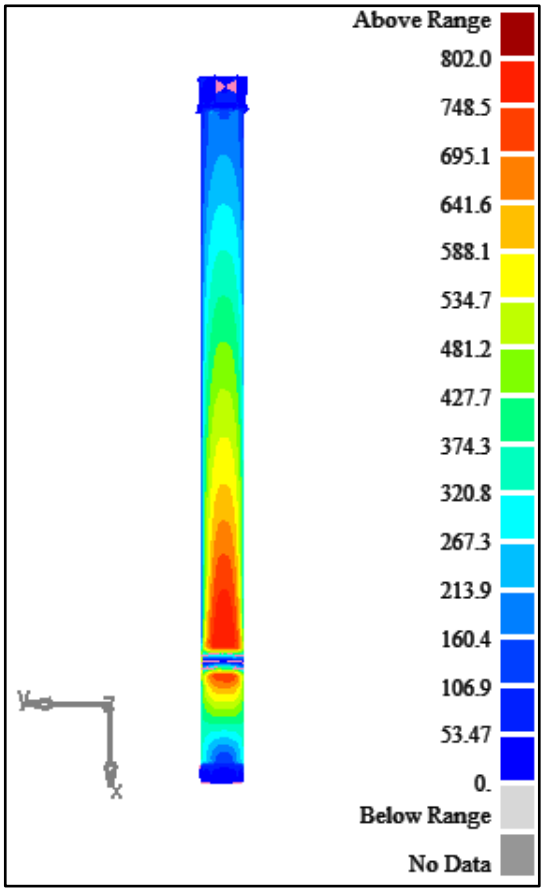
Teleskobik bom ve jib bom statik analizleri belirlenen sınır şartlarında ve hesaplanan kuvvet altında yapılmıştır. Statik mukavemet hesaplarında olduğu gibi 5. TB'den başlayarak analiz yapılmıştır.

5.10.1.1. 5.TB statik analiz sonuçları

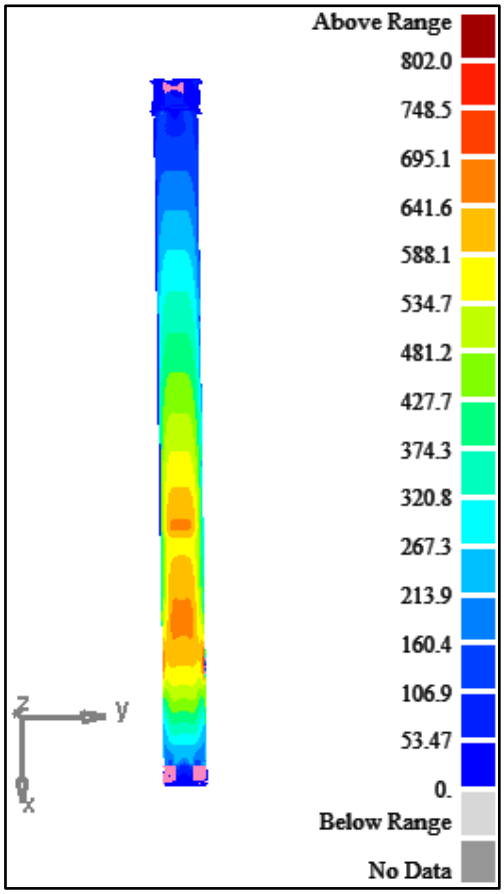
5.TB'deki statik mukavemet hesaplarındaki sınır şartlar ve kuvvet değerleri analiz programına girerek sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.6. 5.TB'nin gerilme analiz yandan görünümü



Şekil 5.7. 5.TB'nin gerilme analiz alttan görünümü



Şekil 5.8. 5.TB'nin gerilme analiz üstten görünümü

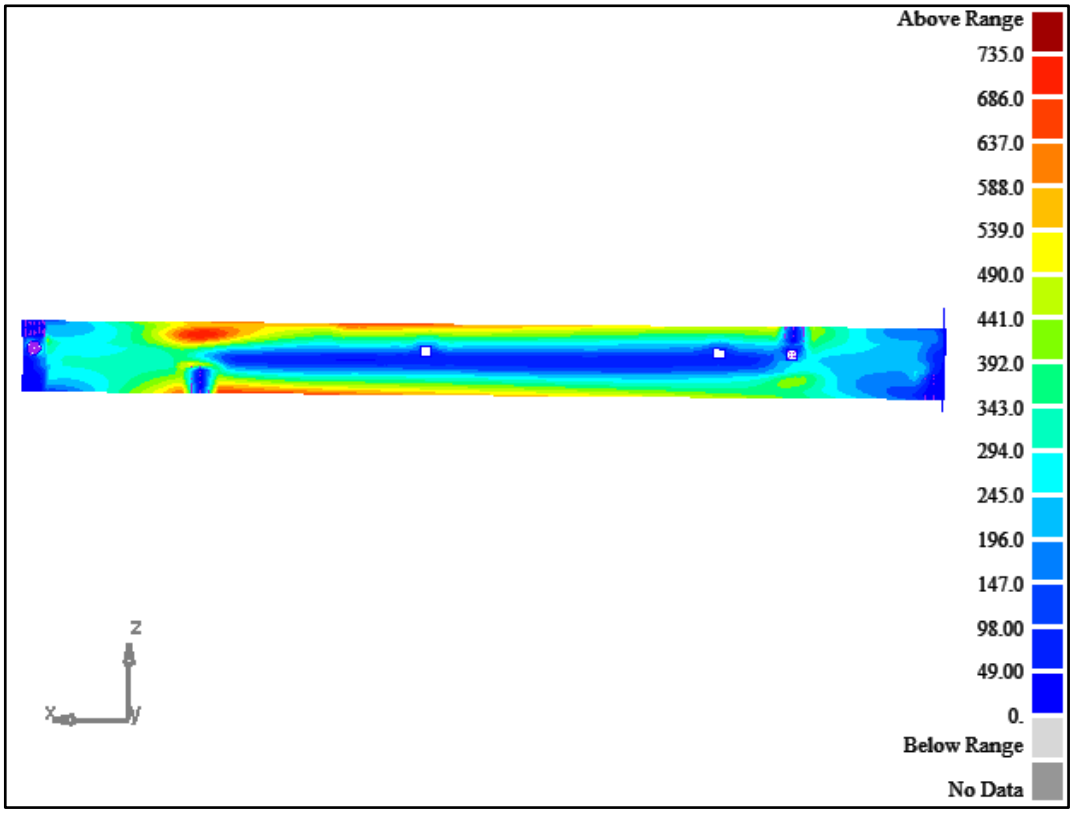
Statik analiz sonucunda 5.TB'deki maksimum gerilme 802 MPa olarak bulunmuştur. Bomların malzemesi S960 QL için, bu malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 960 MPa'dir. 5.TB üzerinde oluşan statik analiz emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{802MPa} = 1,2$$

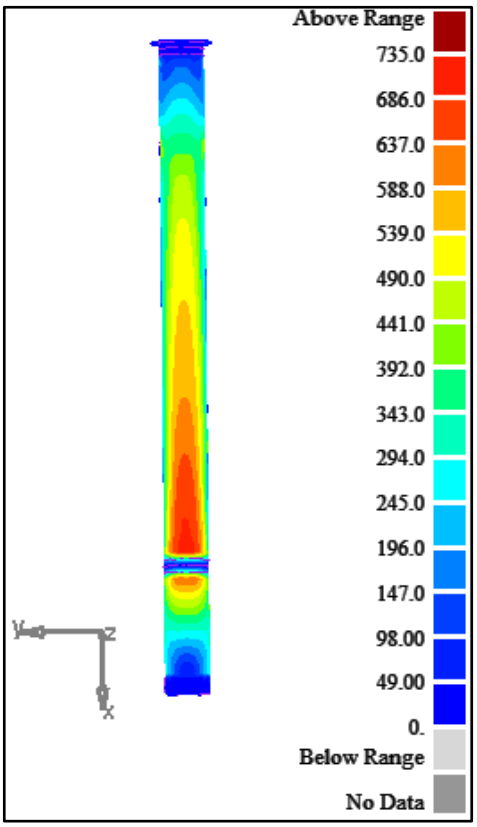
Statik mukavemet hesapları, statik analiz sonuçları ve dinamik analiz sonuçları göz önüne alınarak SimXpert programında özel yazılan makro ile optimizasyon yapılacaktır.

5.10.1.2. 4.TB statik analiz sonuçları

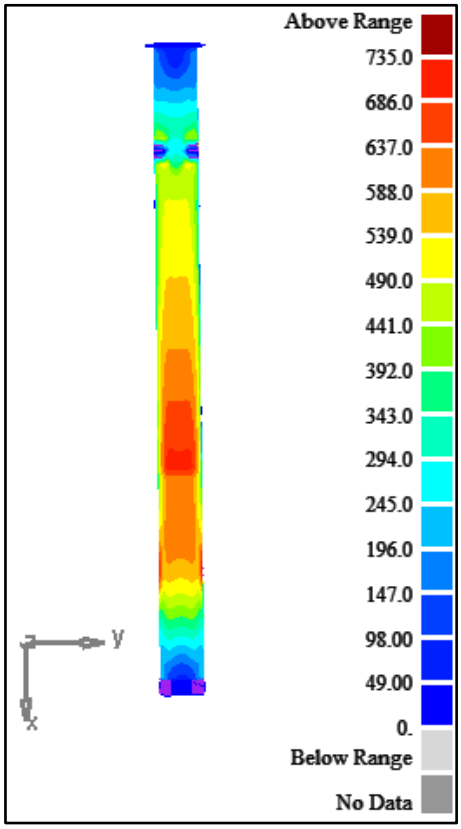
4.TB'deki statik mukavemet hesaplarındaki sınır şartlar ve kuvvet değerleri analiz programına girerek sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.9. 4.TB'nin gerilme analiz yandan görünümü



Şekil 5.10. 4.TB'nin gerilme analiz alttan görünümü



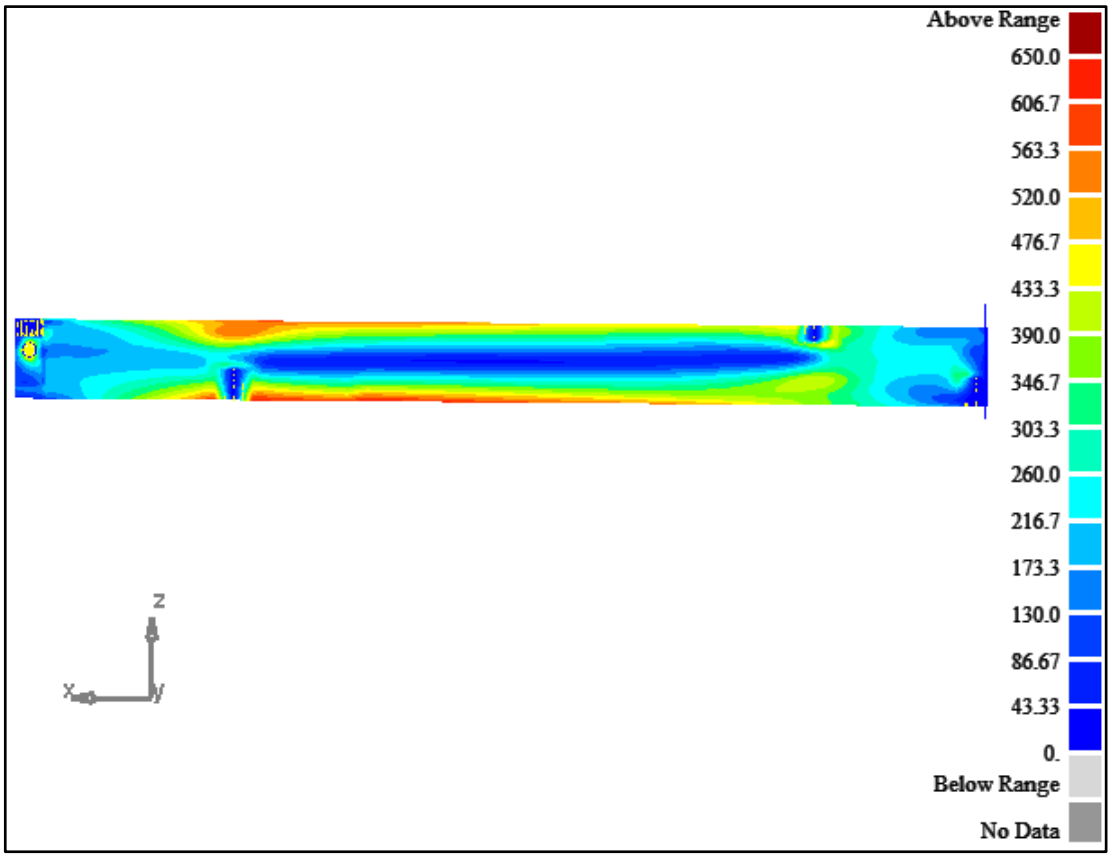
Şekil 5.11. 4.TB'nin gerilme analiz üstten görünümü

Statik analiz sonucunda 4.TB'deki maksimum gerilme 735 MPa olarak bulunmuştur. 4.TB üzerinde oluşan statik analiz emniyet katsayısı;

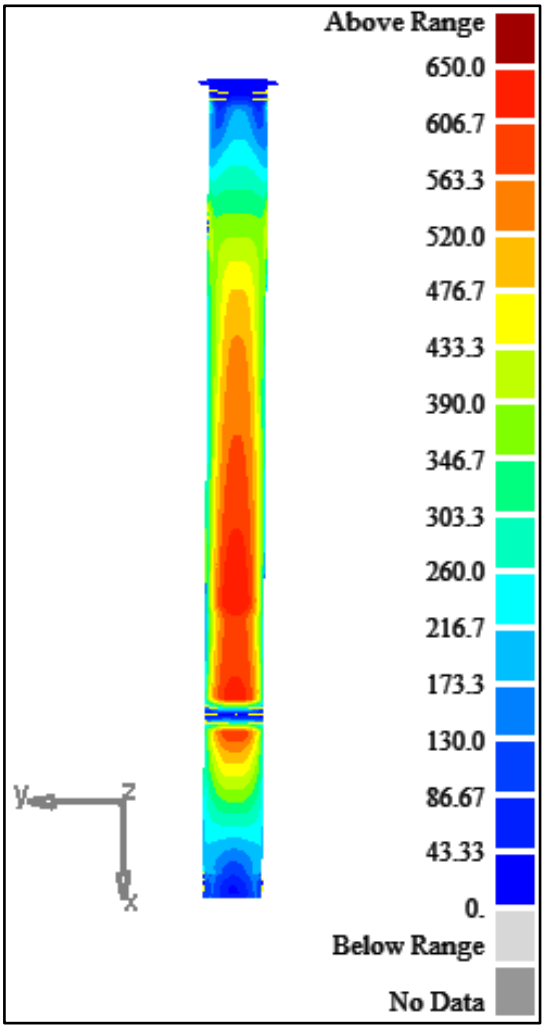
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{735MPa} = 1{,}3$$

5.10.1.3. 3.TB statik analiz sonuçları

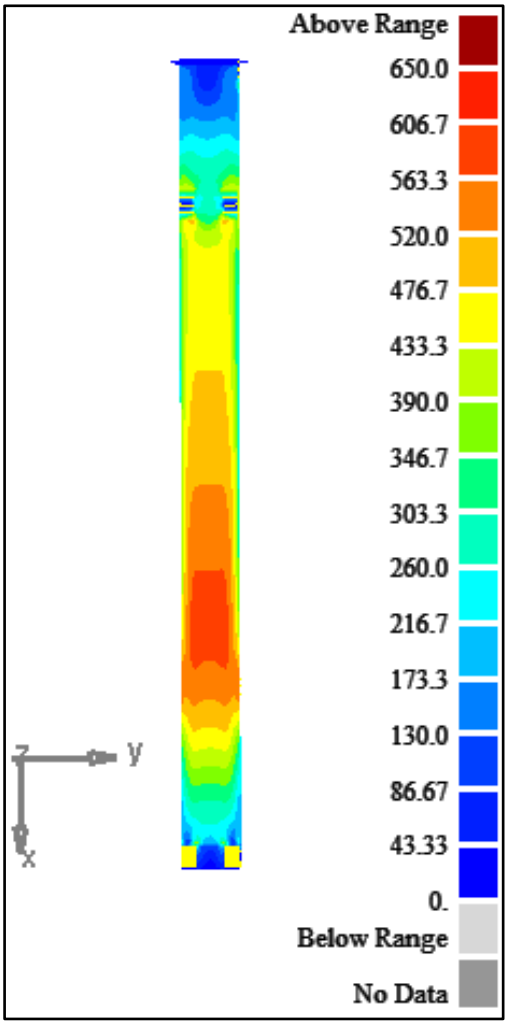
3.TB'deki statik mukavemet hesaplarındaki sınır şartlar ve kuvvet değerleri analiz programına girerek sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.12. 3.TB'nin gerilme analiz yandan görünümü



Şekil 5.13. 3.TB'nin gerilme analiz alttan görünümü



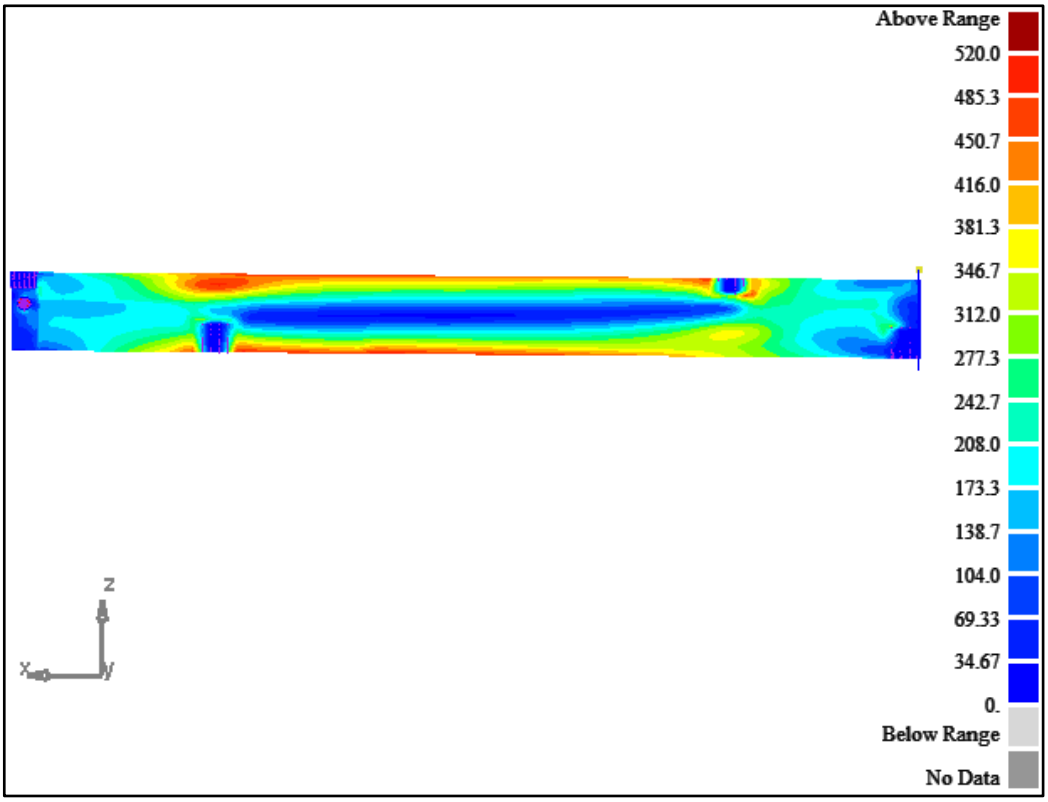
Şekil 5.14. 3.TB'nin gerilme analiz üstten görünümü

Statik analiz sonucunda 3.TB'deki maksimum gerilme 650 MPa olarak bulunmuştur. 3.TB üzerinde oluşan statik analiz emniyet katsayısı;

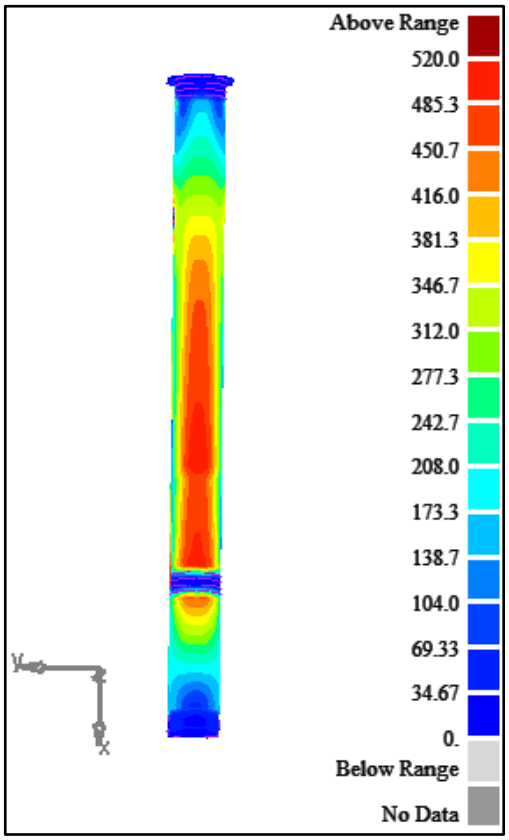
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{650MPa} = 1{,}47$$

5.10.1.4. 2.TB statik analiz sonuçları

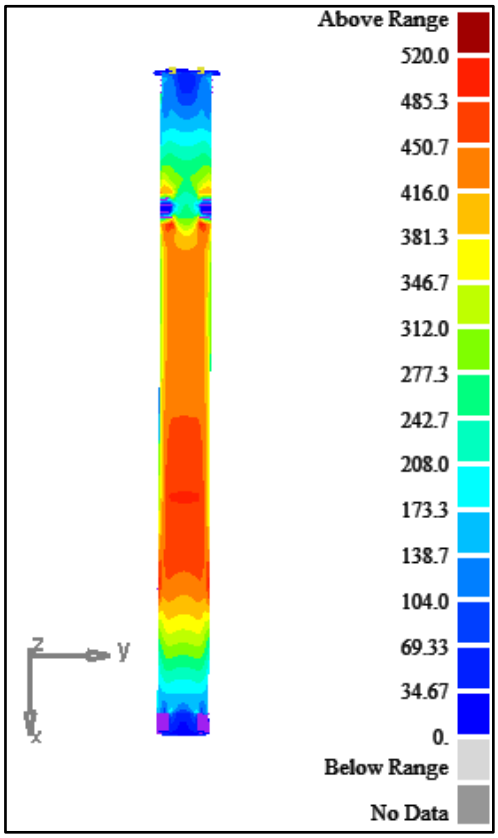
2.TB'deki statik mukavemet hesaplarındaki sınır şartlar ve kuvvet değerleri analiz programına girerek sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.15. 2.TB'nin gerilme analiz yandan görünümü



Şekil 5.16. 2.TB'nin gerilme analiz alttan görünümü



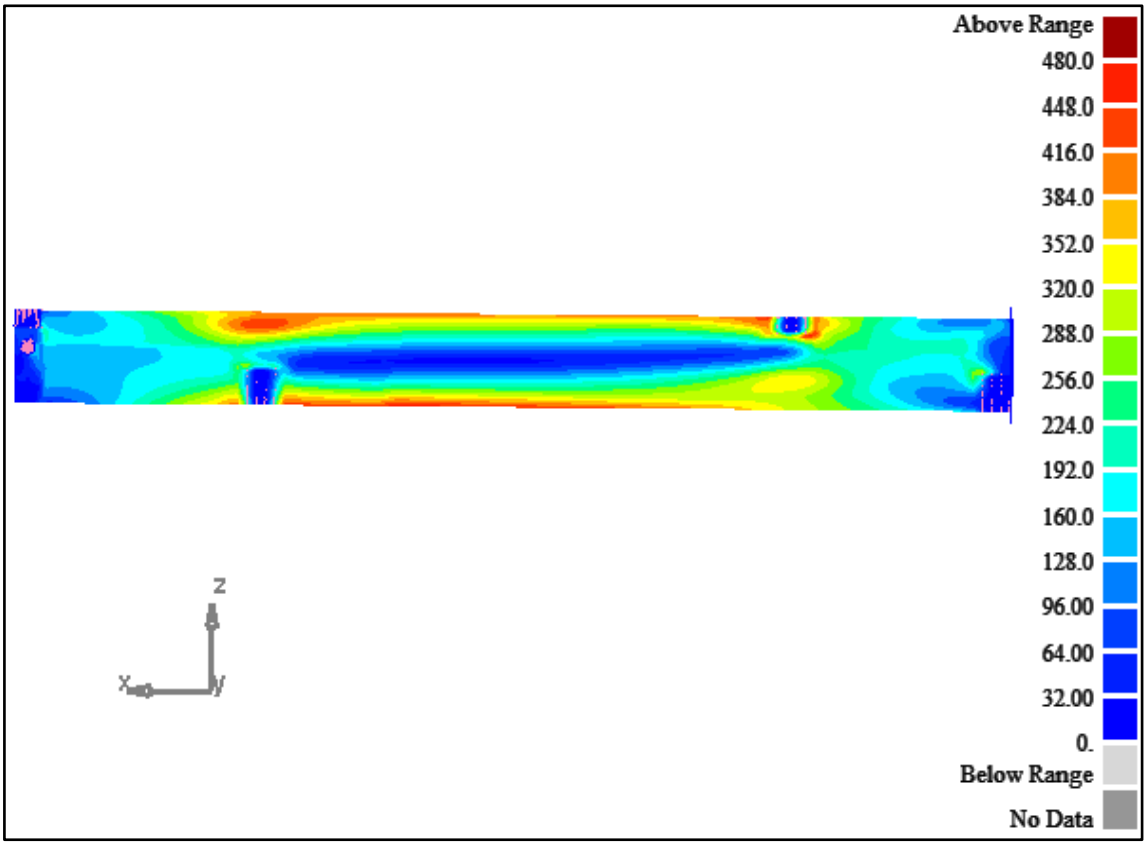
Şekil 5.17. 2.TB'nin gerilme analiz üstten görünümü

Statik analiz sonucunda 2.TB'deki maksimum gerilme 520 MPa olarak bulunmuştur. 2.TB üzerinde oluşan statik analiz emniyet katsayısı;

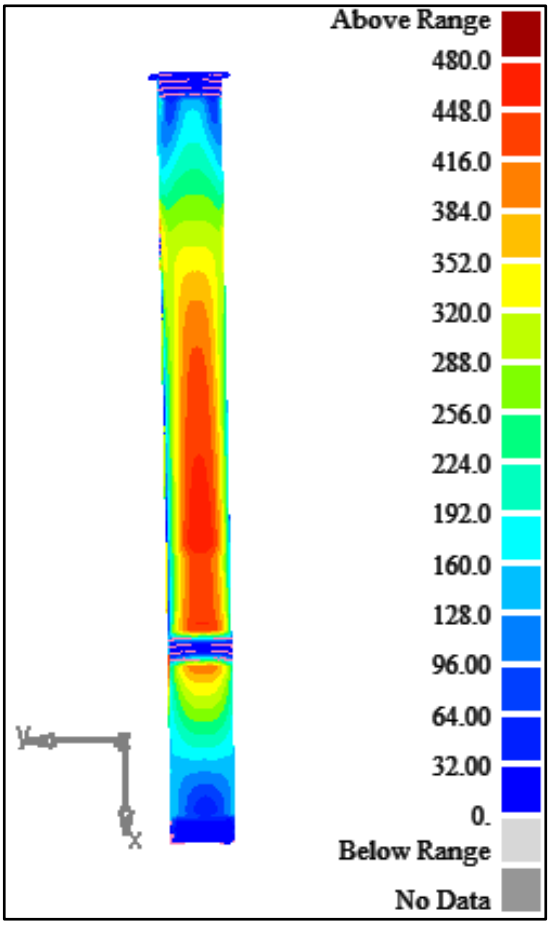
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{520MPa} = 1{,}85$$

5.10.1.5. 1.TB statik analiz sonuçları

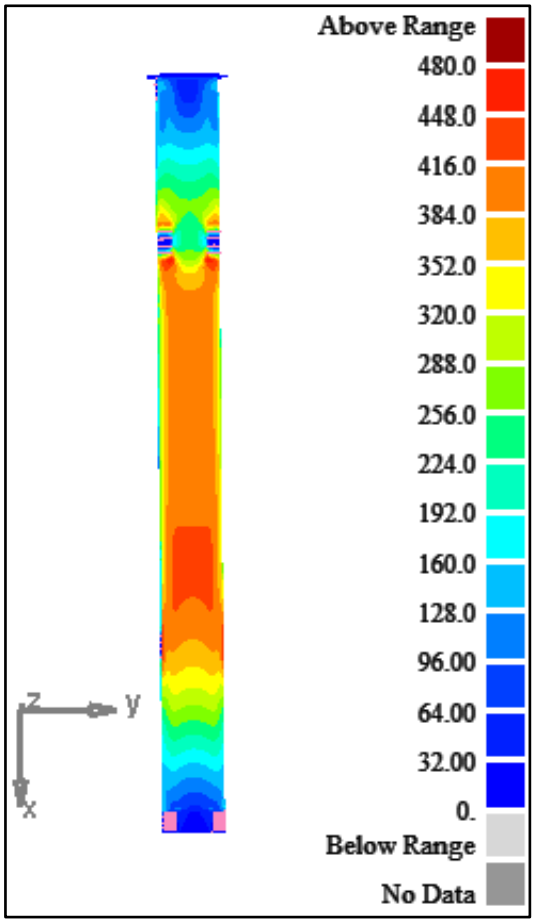
1.TB'deki statik mukavemet hesaplarındaki sınır şartlar ve kuvvet değerleri analiz programına girerek sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.18. 1.TB'nin gerilme analiz yandan görünümü



Şekil 5.19. 1.TB'nin gerilme analiz alttan görünümü



Şekil 5.20. 1.TB'nin gerilme analiz üstten görünümü

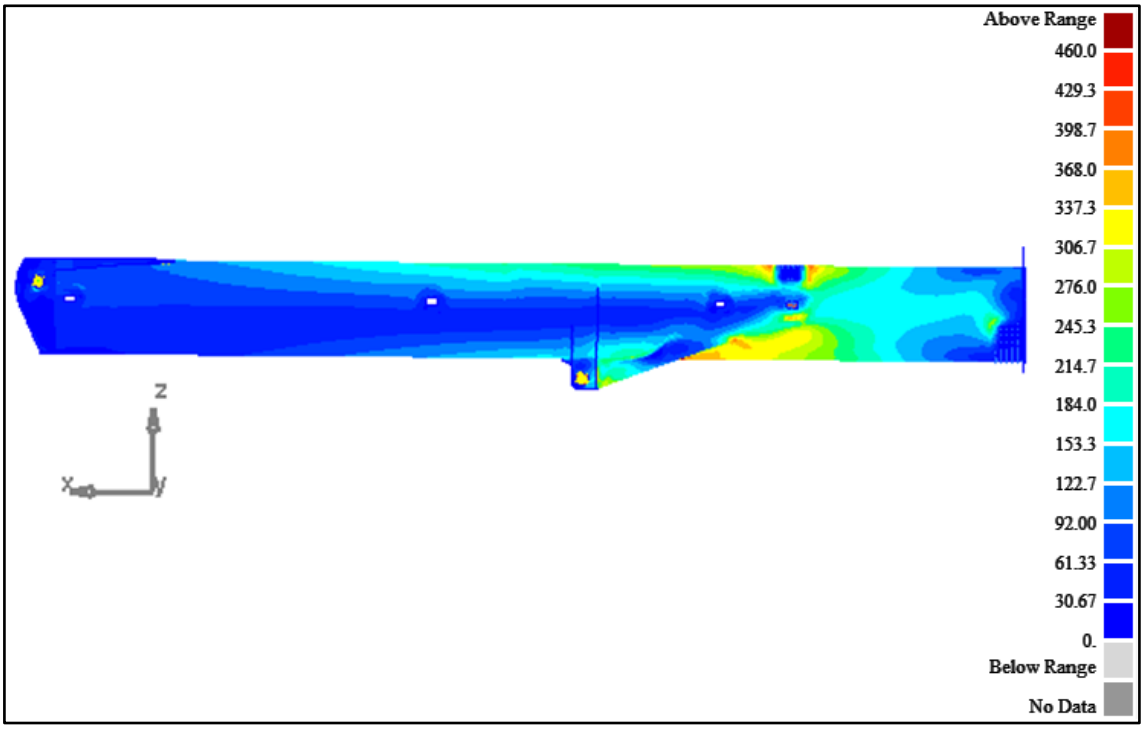
Statik analiz sonucunda 1.TB'deki maksimum gerilme 480 MPa olarak bulunmuştur. 1.TB üzerinde oluşan statik analiz emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{480MPa} = 2$$

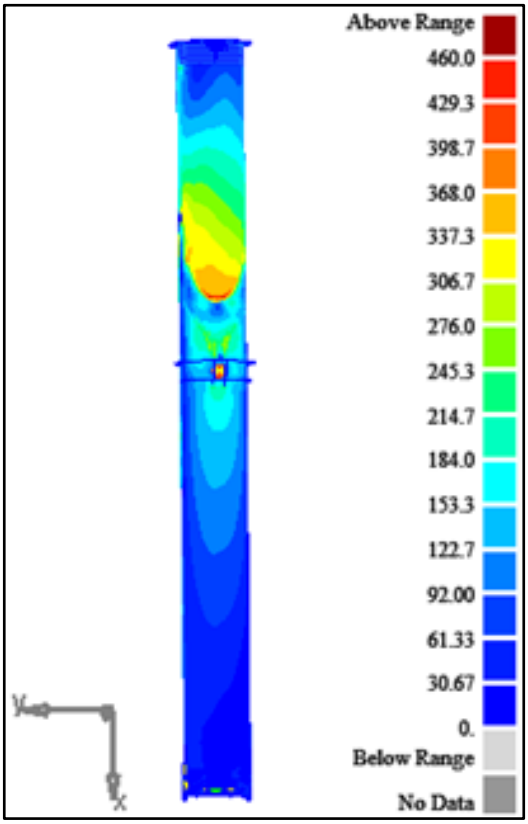
5.10.1.6. Teleskobik anabom statik analiz sonuçları

5.10.1.6.1. TB'ler açıkken teleskobik anabom statik analiz sonuçları

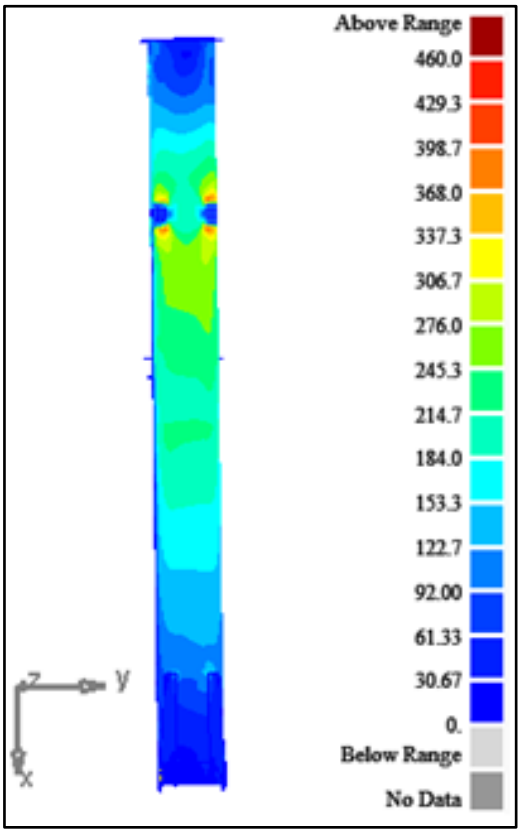
Bütün bomlar açıkken teleskobik anabomdaki statik mukavemet hesaplarındaki sınır şartlar ve kuvvet değerleri analiz programına girerek sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.21. TB'ler açıkken teleskobik anabomdaki gerilme analiz yandan görünümü



Şekil 5.22. TB'ler açıkken teleskobik anabomdaki gerilme analiz alttan görünümü



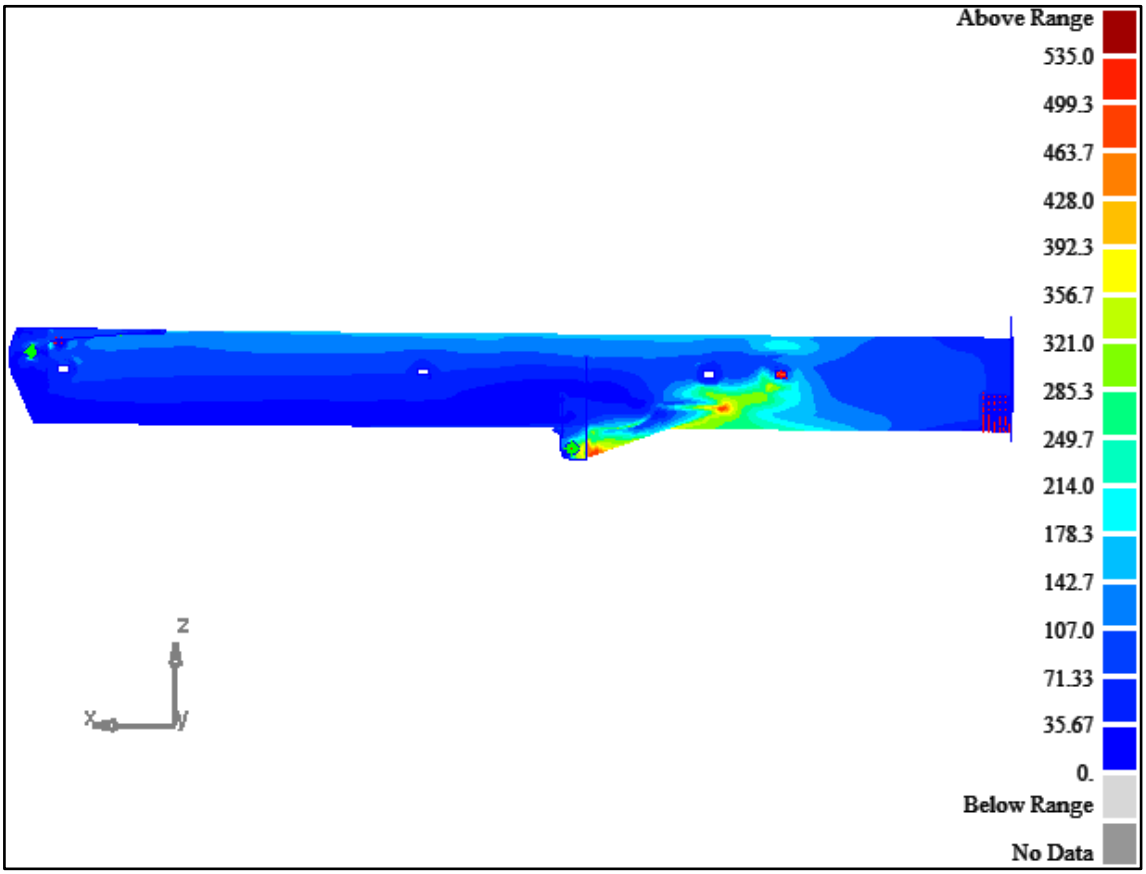
Şekil 5.23. TB'ler açıkken teleskobik anabomdaki gerilme analiz üstten görünümü

Statik analiz sonucunda bütün bomlar açıkken teleskobik anabomdaki maksimum gerilme 460 MPa olarak bulunmuştur. Teleskobik anabom üzerinde oluşan statik analiz emniyet katsayısı;

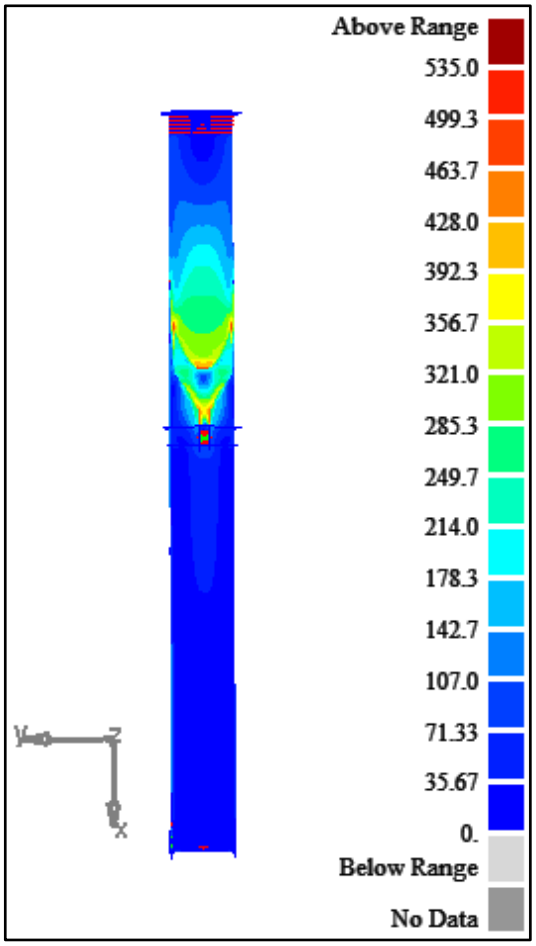
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{460MPa} = 2{,}08$$

5.10.1.6.2. TB'ler kapalıyken teleskobik anabom statik analiz sonuçları

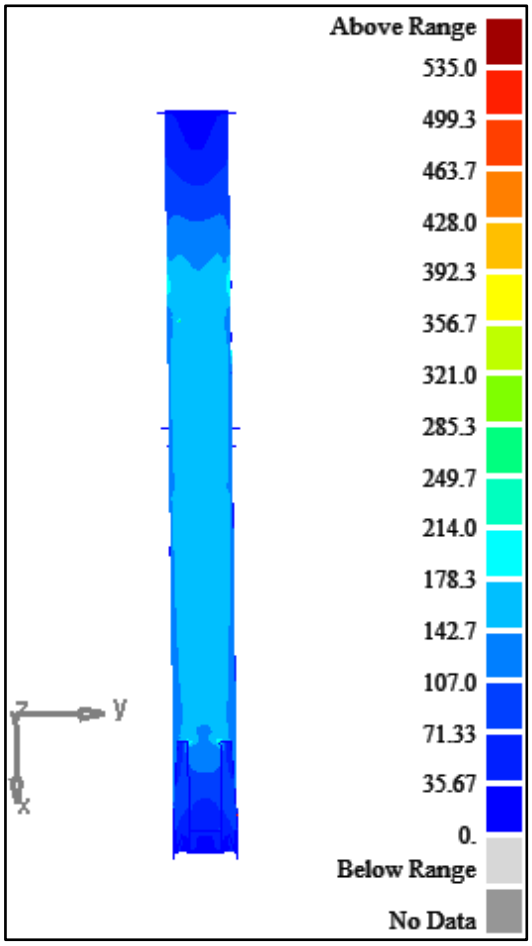
Bütün bomlar kapalıyken teleskobik anabomdaki statik mukavemet hesaplarındaki sınır şartlar ve kuvvet değerleri analiz programına girerek sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.24. TB'ler kapalıyken teleskobik anabomdaki gerilme analiz yandan görünümü



Şekil 5.25. TB'ler kapalıyken teleskobik anabomdaki gerilme analiz alttan görünümü



Şekil 5.26. TB'ler kapalıyken teleskobik anabomdaki gerilme analiz üstten görünümü

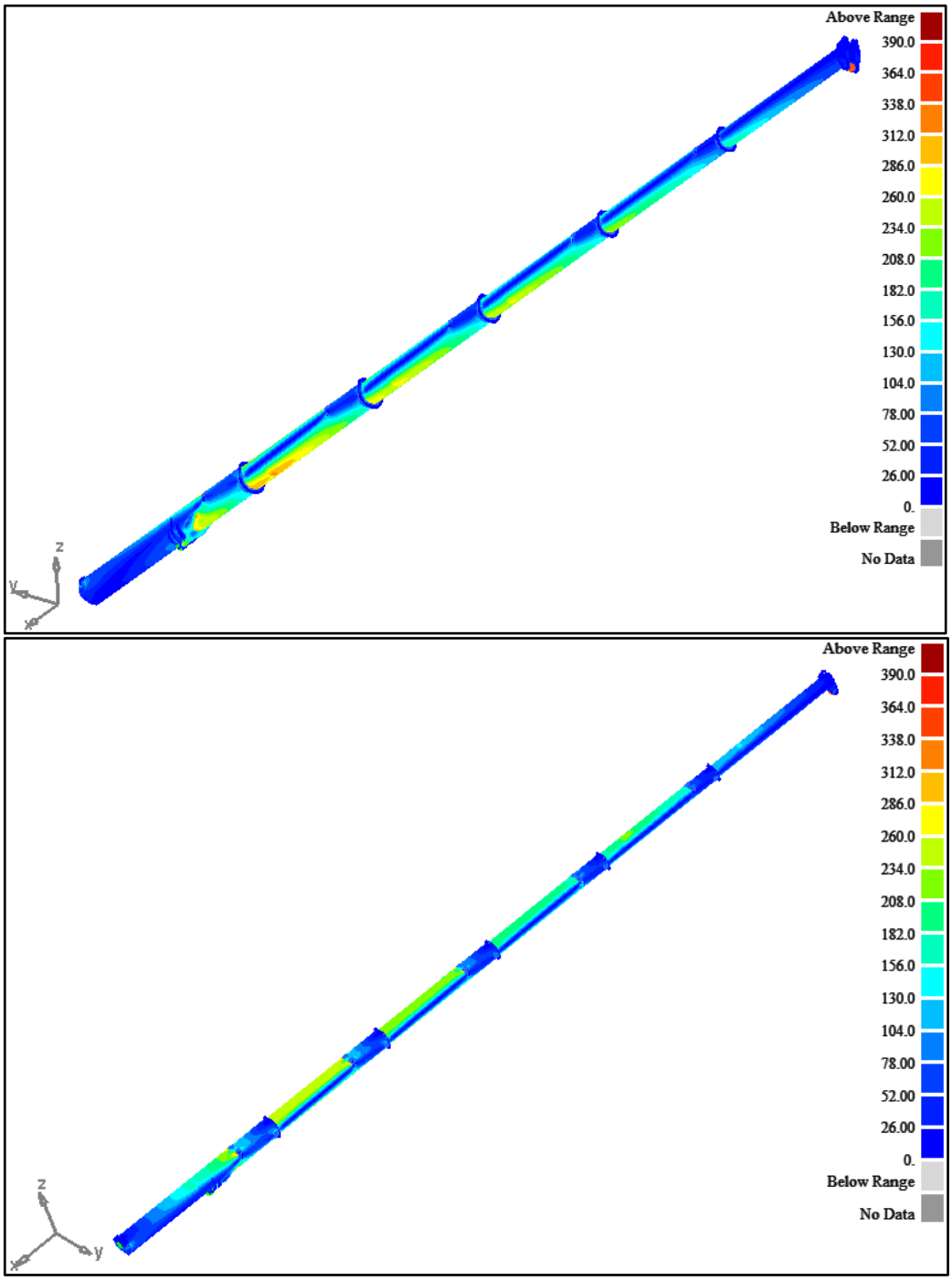
Statik analiz sonucunda bütün bomlar kapalıyken teleskobik anabomdaki maksimum gerilme 535 MPa olarak bulunmuştur. Teleskobik anabom üzerinde oluşan statik analiz emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{535MPa} = 1{,}8$$

5.10.1.7. Bütün bomlar açıkken komple statik analiz sonuçları

Teleskobik mobil vinçlerin çalışma açıları genelde 45° - 75°'dir. Maksimum gerilme değerini elde etmek için 45°,60° ve 75° konumlarında taşıyabileceği yüklere göre statik analiz yapılmıştır.

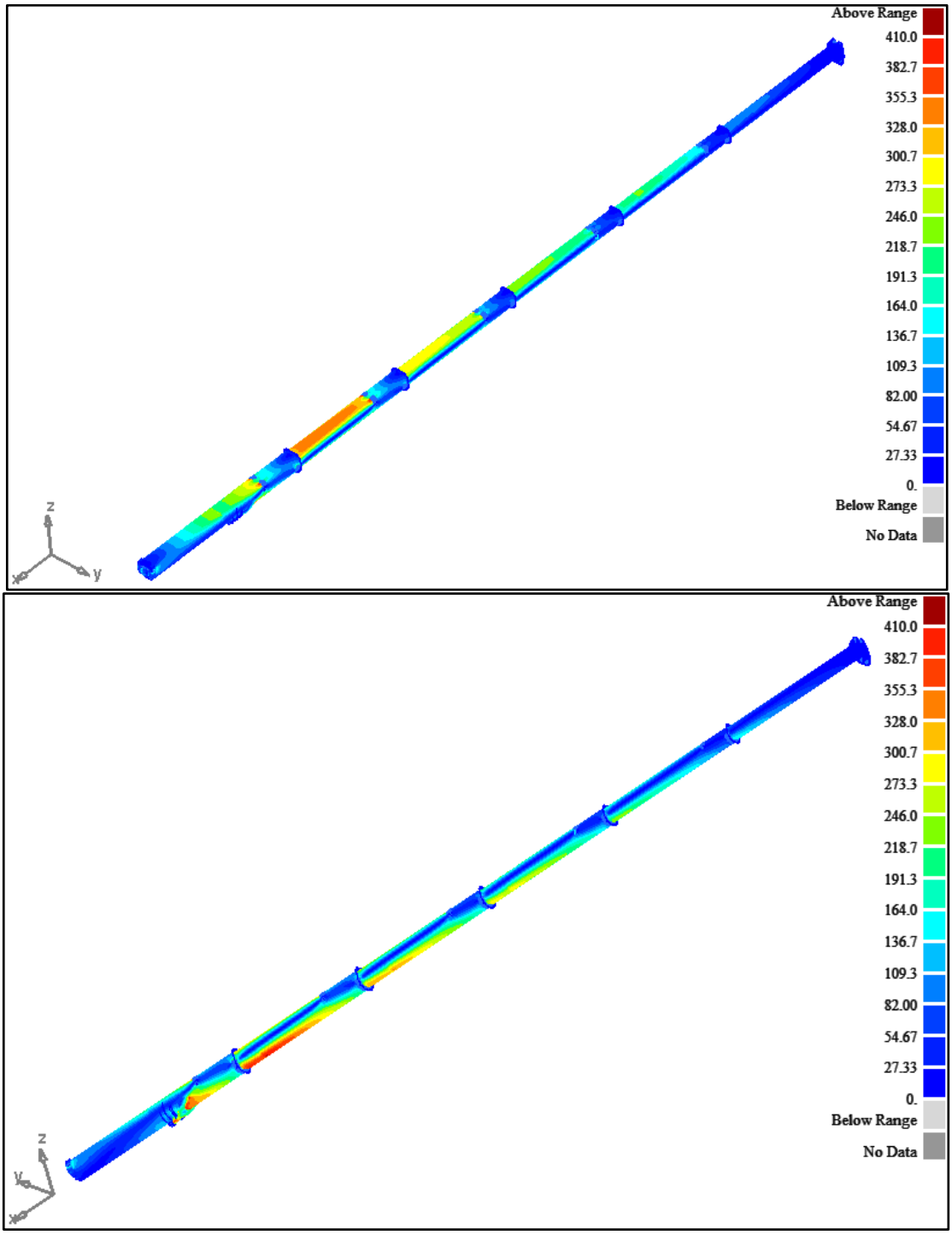
TB'ler 75° konumunda statik analiz sonuçları;



Şekil 5.27. TB'ler komple açık ve 75° konumundaki gerilme analizi

TB'ler komple açık ve 75° konumunda statik analiz sonucunda maksimum gerilme 390 MPa olarak bulunmuştur.

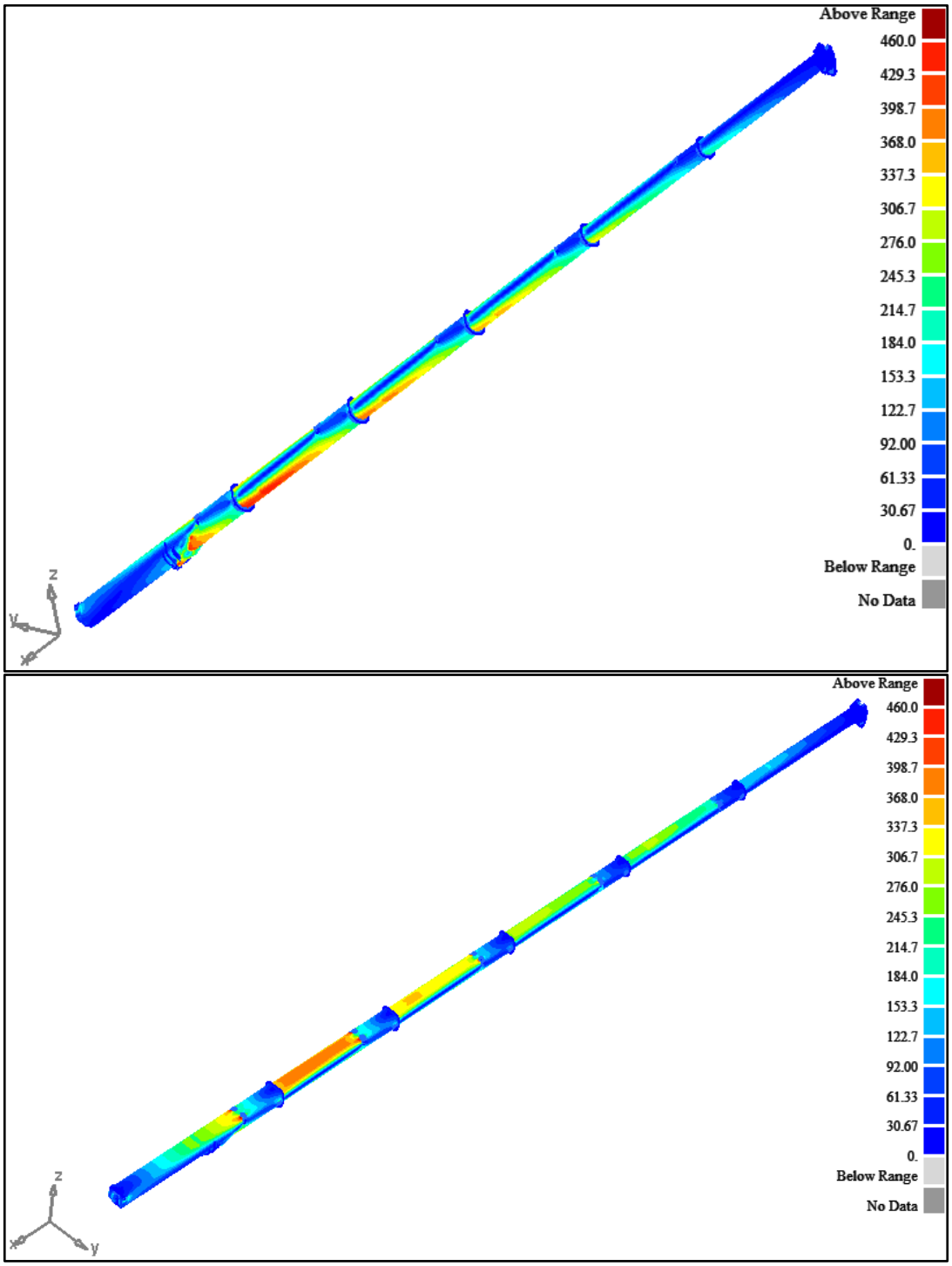
TB'ler 45° konumunda statik analiz sonuçları;



Şekil 5.28. TB'ler komple açık ve 45° konumundaki gerilme analizi

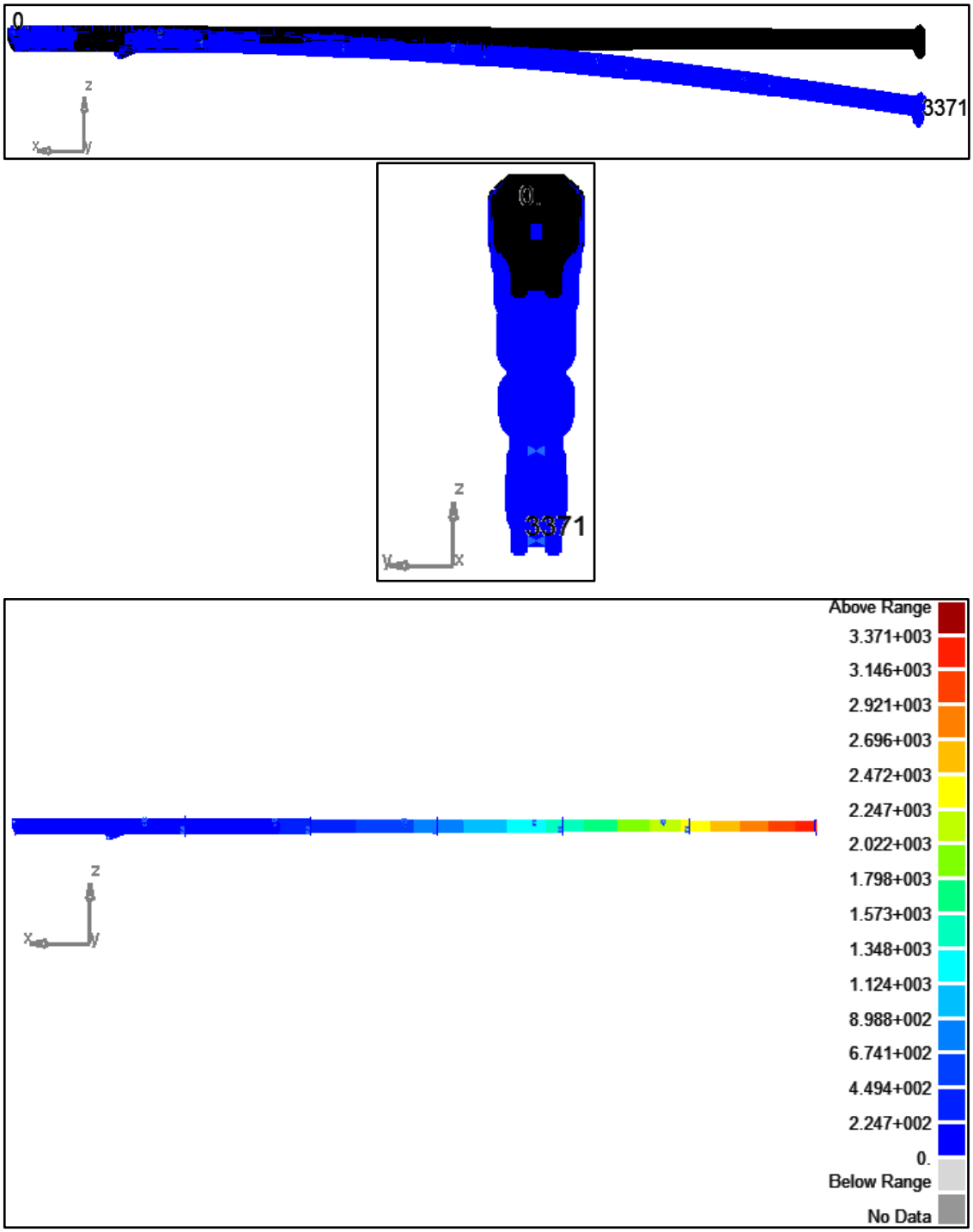
TB'ler komple açık ve 45° konumunda statik analiz sonucunda maksimum gerilme 410 MPa olarak bulunmuştur.

TB’ler 60° konumunda statik analiz sonuçları;



Şekil 5.29. TB’ler komple açık ve 60° konumundaki gerilme analizi

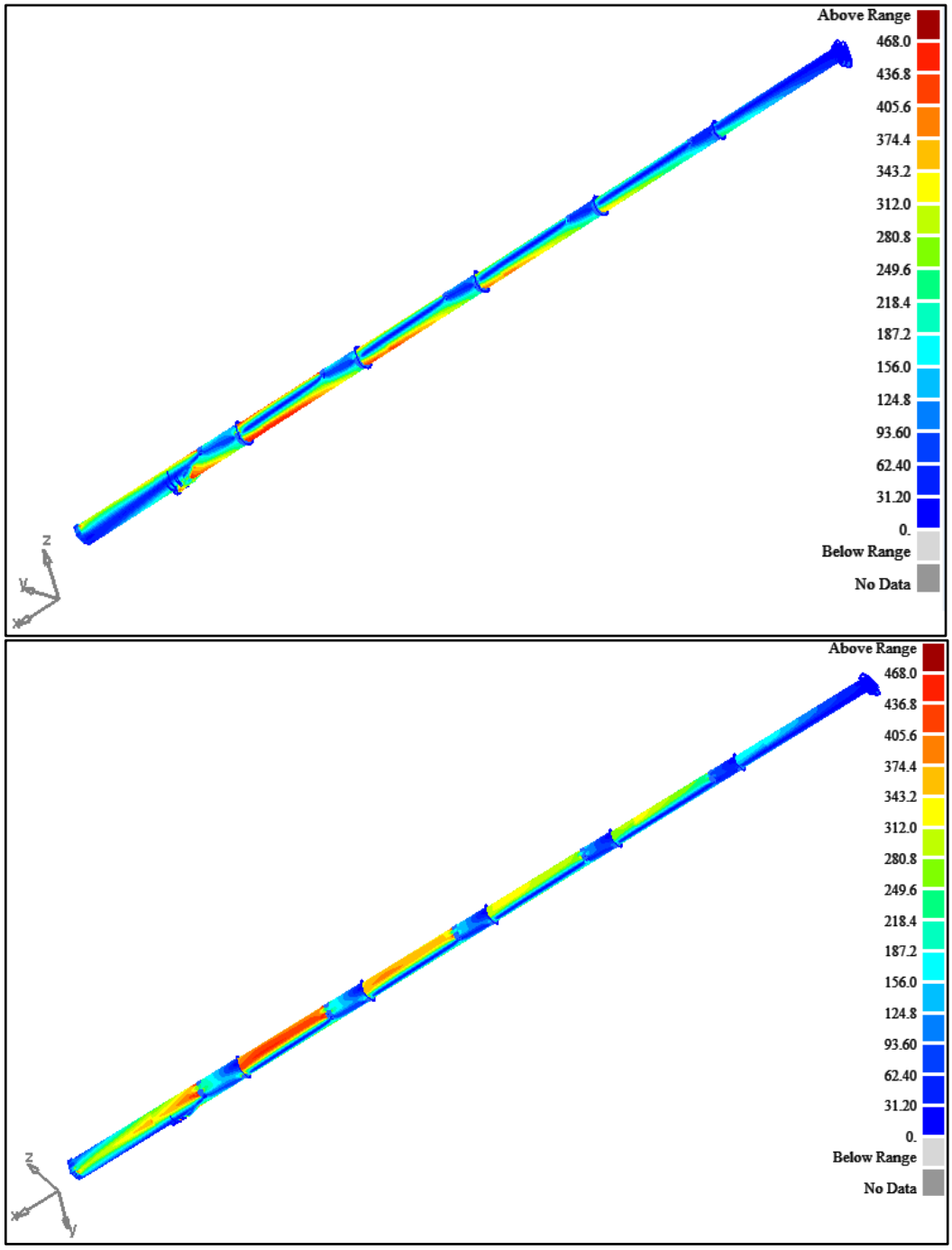
TB’ler komple açık ve 60° konumunda statik analiz sonucunda maksimum gerilme 460 MPa olarak bulunmuştur. Elde edilen sonuçlara göre maksimum gerilme 60° konumunda olduğundan dolayı hesaplar bu doğrultuda yapılmıştır.



Şekil 5.30. TB'ler 60° konumundaki deformasyon

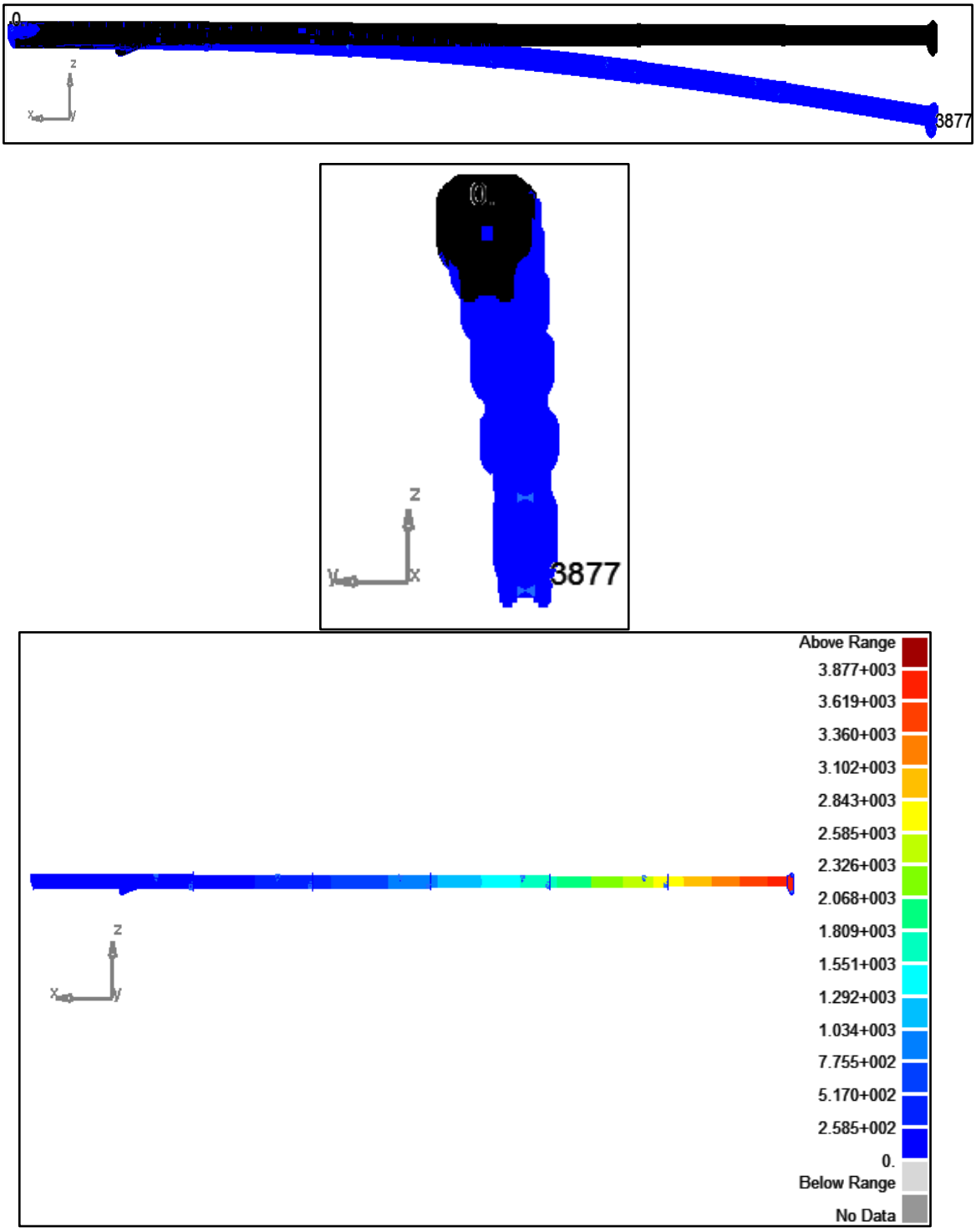
TB'ler 60° konumunda statik analiz sonucunda deformasyon 3371 mm olarak bulunmuştur.

TB'ler 60° konumunda rüzgar etkisi altındaki statik analiz sonuçları;



Şekil 5.31. Rüzgar etkisindeki TB'ler komple açık ve 60° konumundaki gerilme analizi

TB'ler komple açık ve 60° konumunda rüzgar etkisi altındaki statik analiz sonucunda maksimum gerilme 468 MPa olarak bulunmuştur. Elde edilen sonuçlara göre rüzgarın gerilmeye etkisinin az olduğu görülmüştür.



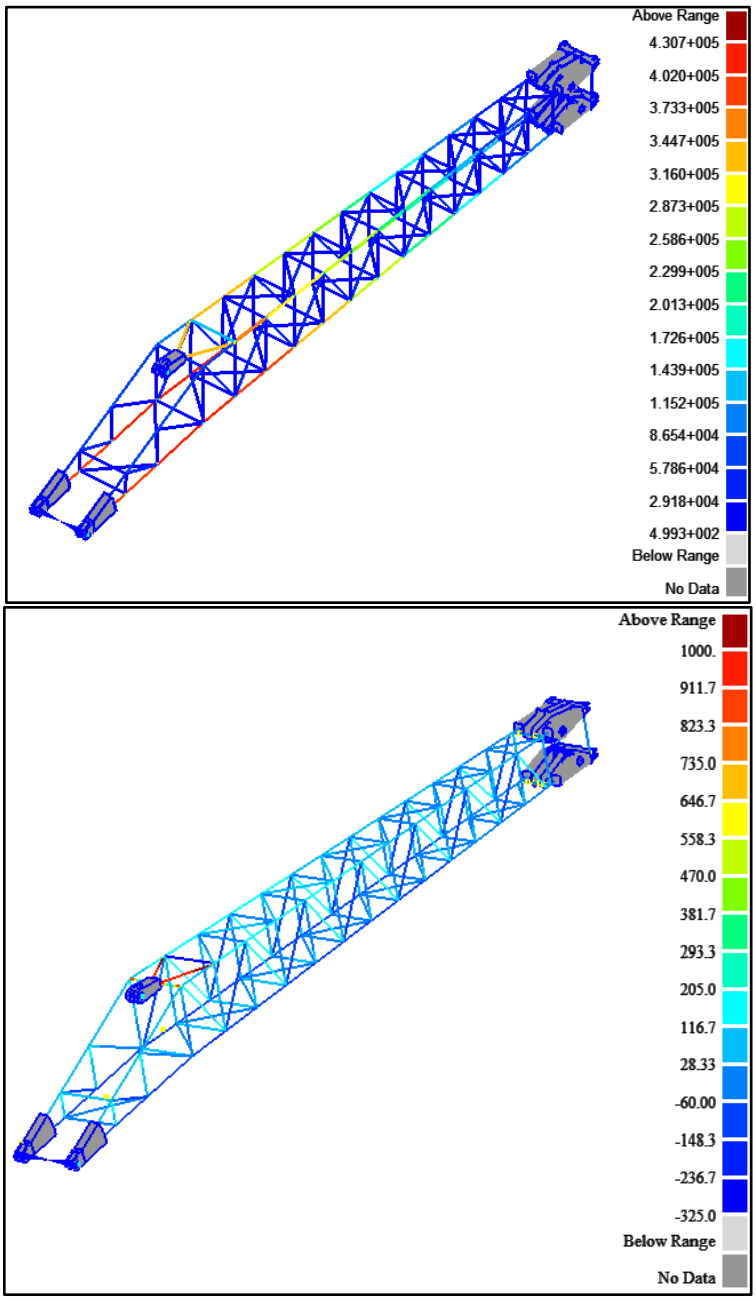
Şekil 5.32. Rüzgar etkisindeki TB'ler komple açık ve 60° konumundaki deformasyon

TB'ler 60° konumunda rüzgar etkisi altında statik analiz sonucunda deformasyon 3877 mm olarak bulunmuştur.

5.10.1.8. Jib bom statik analiz sonuçları

5.10.1.8.1 1.Jib bom statik analiz sonuçları

1.Jib bomdaki statik mukavemet hesaplarındaki sınır şartlar ve kuvvet değerleri analiz programına girerek sonuçlar elde edilmiştir.

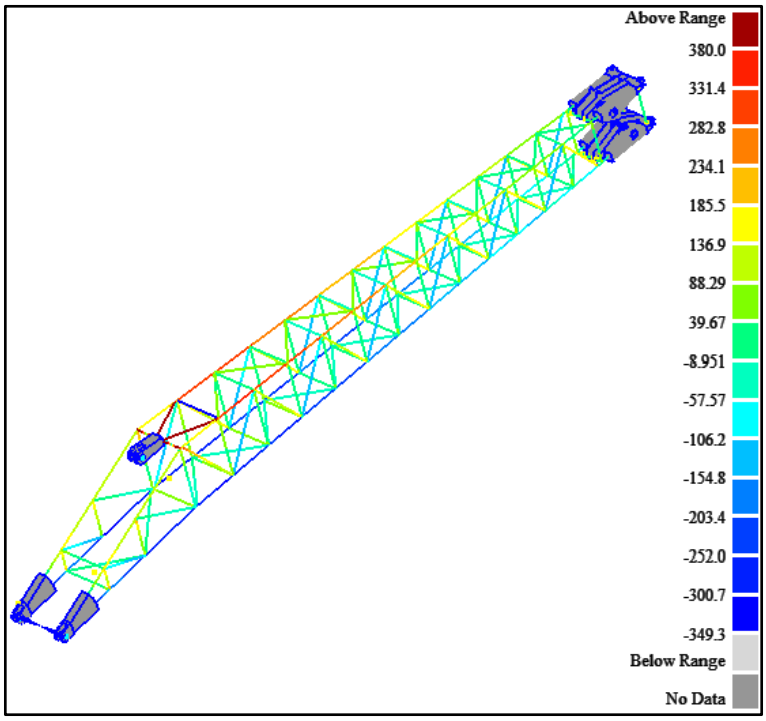


Şekil 5.33. 1.Jib bomda beam elemandaki kuvvet ve gerilme analizi

Statik analiz sonucunda 1.jib bomda beam (boru çubuk) eleman üzerindeki maksimum kuvvet 430700 N ve gerilme 1000 MPa olarak bulunmuştur. Şekil 5.31

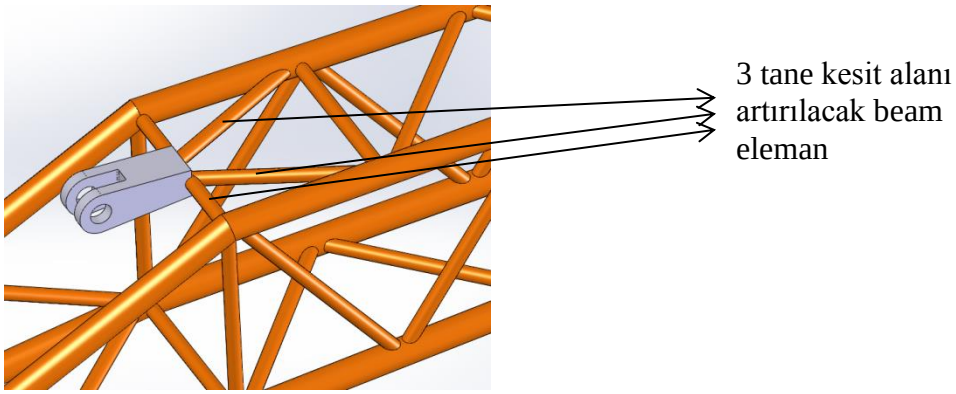
görülen 3 beam elemanda gerilme yığılması oluşmuş ve bu gerilme 1000 MPa çıkmasına neden olmuştur. Beam elemanların malzemesi Optim HS 900 QH için, malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 900 MPa'dır. Statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{900MPa}{1000MPa} = 0,9$$



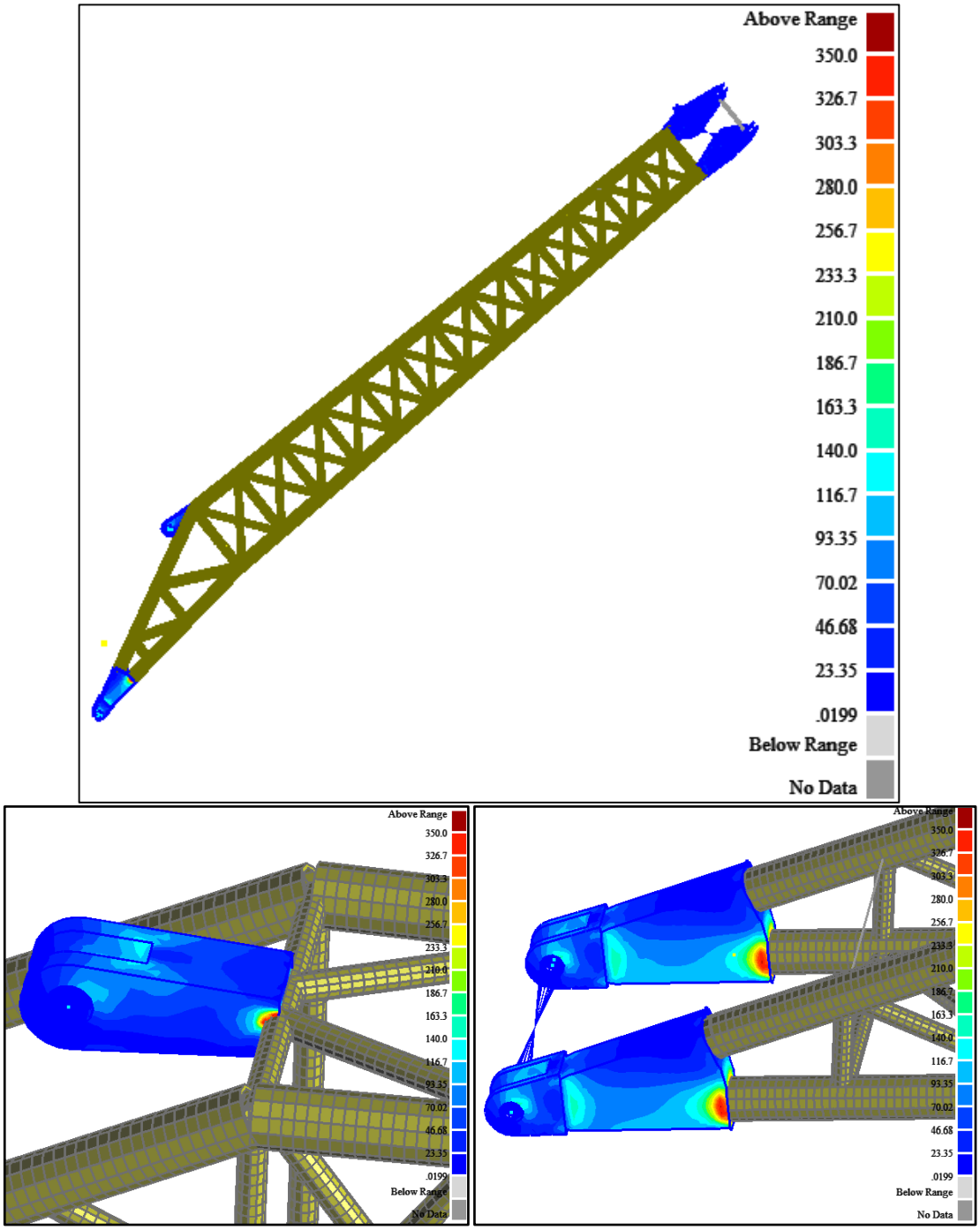
Şekil 5.34. 1.Jib bomdaki skala düşürülmüş gerilme analizi

Şekil 5.32'de görüldüğü gibi skalayı düşürdüğümüzde gerilme yığılma bölgeleri belirginleşmiştir. Bu 3 beam eleman dışındaki diğer elemanlarda maksimum gerilme 380 MPa olarak görülmektedir.



Şekil 5.35. 1.Jib bomdaki gerilme yığılması neden olan 3 beam eleman görünümü

Bu gerilme yığılma bölgelerindeki küçük görülen çaplar optimizasyon çalışmalarında uygun değişiklikler yapılacaktır.

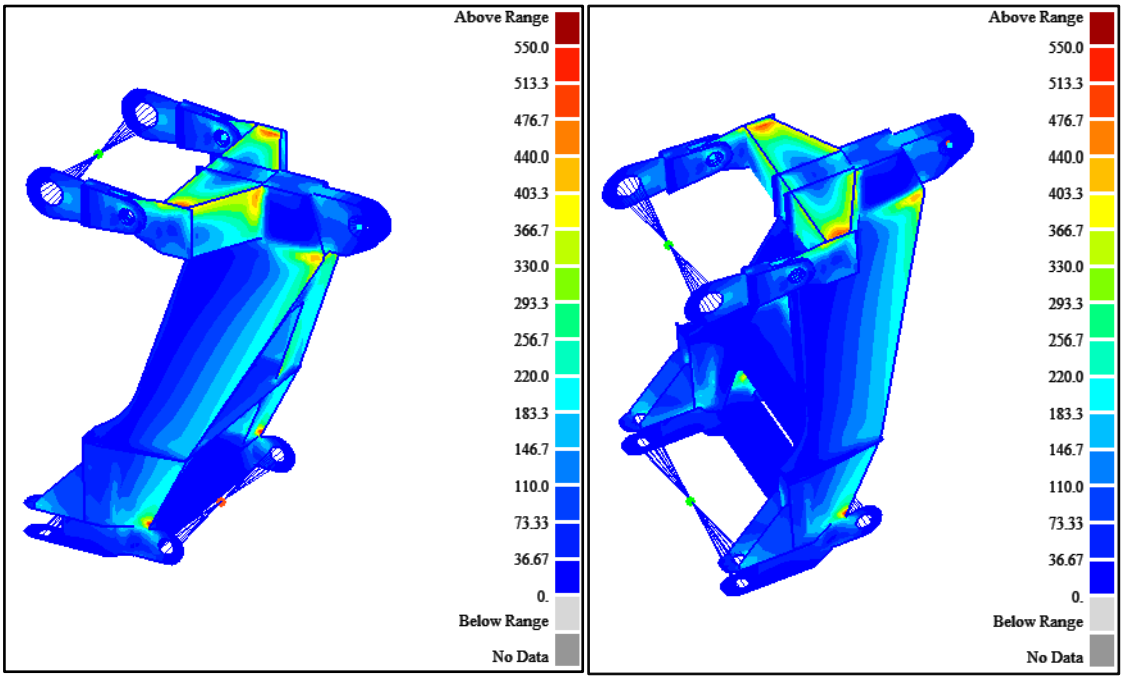


Şekil 5.36. 1.Jib bomdaki solid ve shell elemanların gerilme analizi

Statik analiz 1.jib bomdaki solid ve shell elemandaki maksimum gerilme 350 MPa olarak bulunmuştur. Solid parça ve shell elemanların malzemesi S690 QL için, bu malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 690 MPa'dir. Statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{690MPa}{350MPa} = 1{,}97$$

Statik mukavemet hesaplarında bulunan kuvvetler statik analizde uygulanarak gerilme değerleri elde edilmiştir.



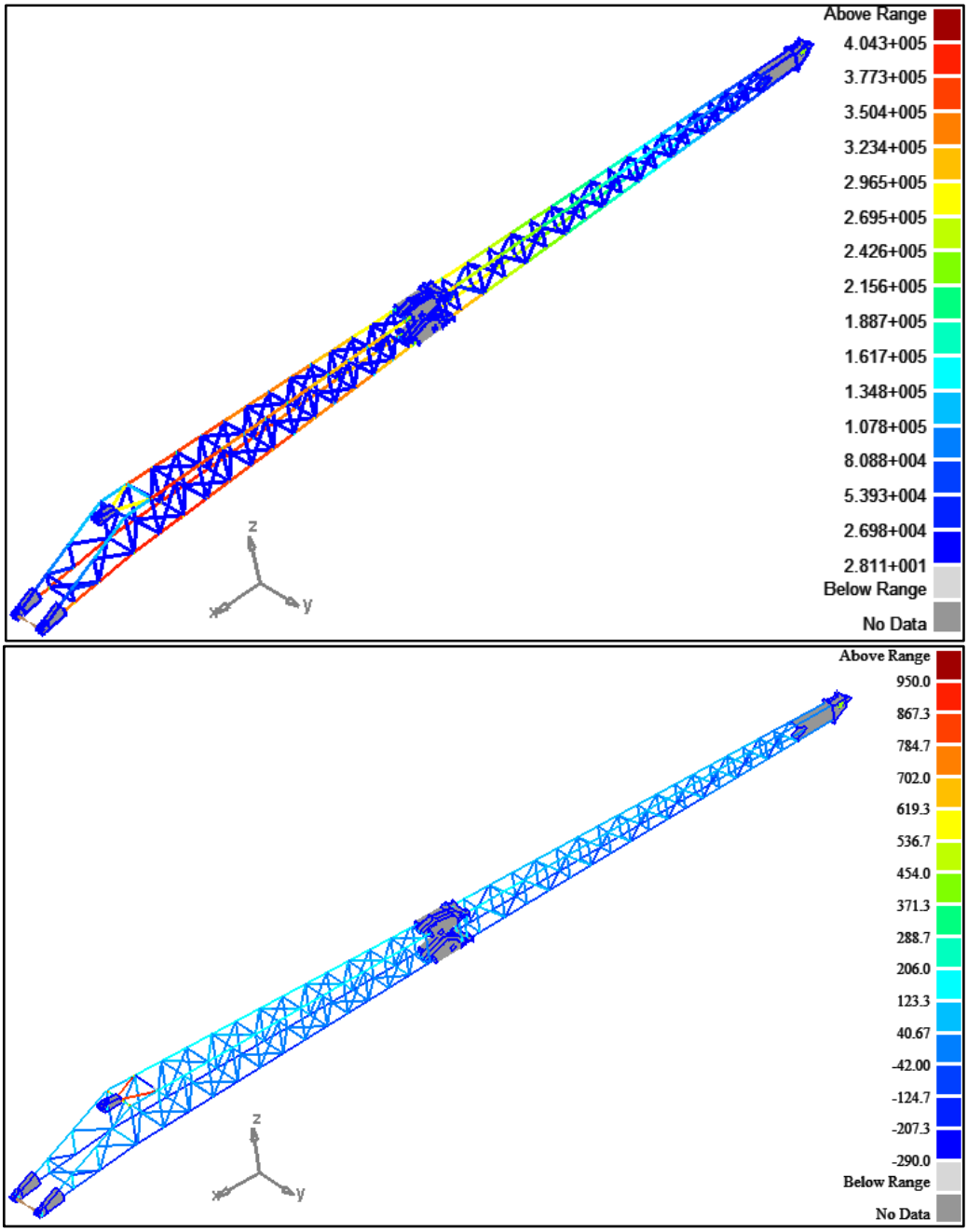
Şekil 5.37. Jib bomun teleskobik anaboma bağlantı aparatındaki gerilme analizi

Yapılan statik analiz sonucunda maksimum gerilme 550 MPa olarak bulunmuştur. Malzemenin akma gerilmesi 960 MPa'dır. Statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{550MPa} = 1{,}75$$

5.10.1.8.2 1.Jib ve 2.jib bom komple statik analiz sonuçları

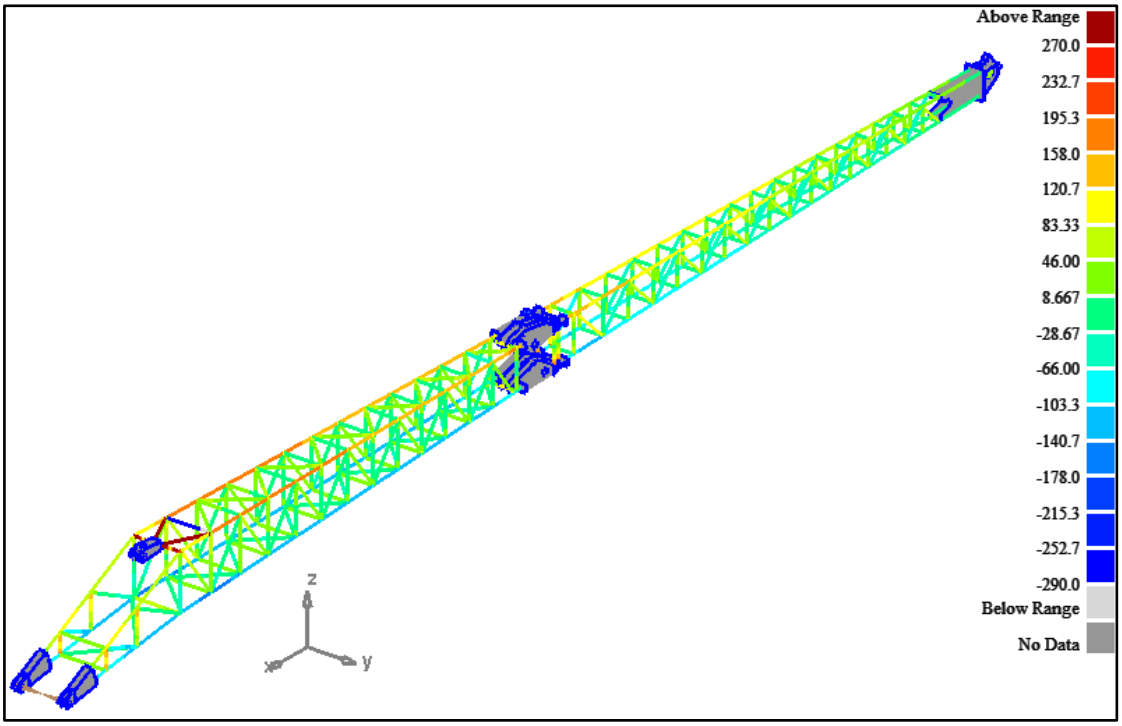
1.Jib ve 2. Jib bomlardaki statik mukavemet hesaplarındaki sınır şartlar ve kuvvet değerleri analiz programına girerek sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.38. Komple jib bom beam elemandaki kuvvet dağılımı ve gerilme analizi

Statik analiz sonucunda 1.jib ve 2.jib bomdaki beam eleman üzerindeki maksimum kuvvet 404300 N ve gerilme 950 MPa olarak bulunmuştur. Gerilmenin bu kadar yüksek çıkması 1.jib bom analiz sonucunda görüldüğü gibi 3 beam elemandan dolayıdır. Beam elemanların malzemesi Optim HS 900 QH için, malzemenin akma gerilmesi σ_{Ak}= 900 MPa'dır. Statik emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{900MPa}{950MPa} = 0{,}95$$



Şekil 5.39. 1.Jib bomdaki skala düşürülmüş gerilme analizi

Şekil 5.38'de görüldüğü gibi skalayı düşürdüğümüzde gerilme yığılma bölgeleri belirginleşmiştir. Bu 3 beam eleman dışındaki diğer elemanlarda maksimum gerilme 270 MPa olarak görülmektedir.

5.10.2. Dinamik analiz sonuçları

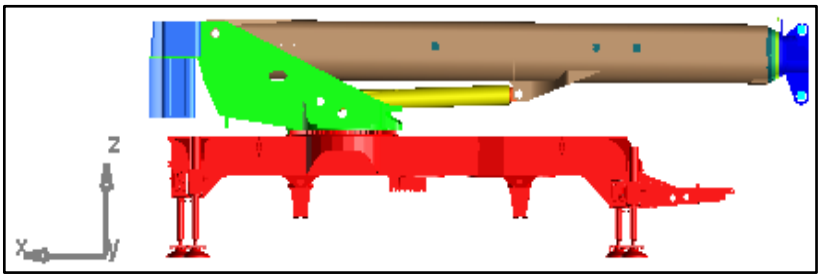
Teleskobik mobil vinç komple modeli SimXpert programında motion bölümünde kurulmuştur. Bu model üzerinde gerilme değeri ve kuvvet değişimi gibi değerler zamana bağlı olarak okunmuştur. Dinamik analiz bütün yapıyı çözememektedir. Değer okunması istenilen parça öncelikle sctructure bölümünde .mnf çıktısı alınmıştır. Bu .mnf çıktısını motiondaki modelde esnek yapılı olarak kullanılmış olup değerler okunmuştur. Dinamik mukavemet hesaplarındaki yük değerleri kullanılmıştır. Statik analizde olduğu gibi 5. TB'den başlayarak analiz yapılmıştır.

5.10.2.1. 5.TB dinamik analiz sonuçları

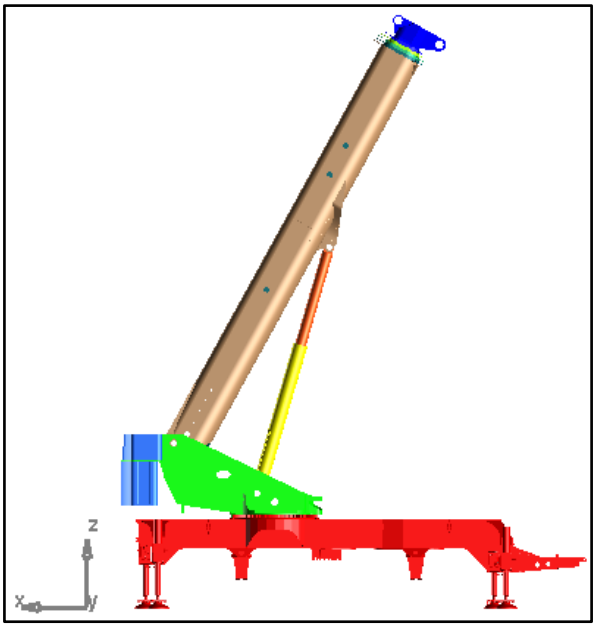
5.TB Simxpert programının structure bölümünde flexible body olarak .mnf şeklinde çözüm elde edilir. Bu .mnf dosyası motion bölümünde 5.TB'nin içine

eklenerek bomdan gerilme değerlerine ulaşılmıştır. Motionda modeli kurarken bir senaryo şeklinde çözmemiz gerekmektedir. Bu senaryo;

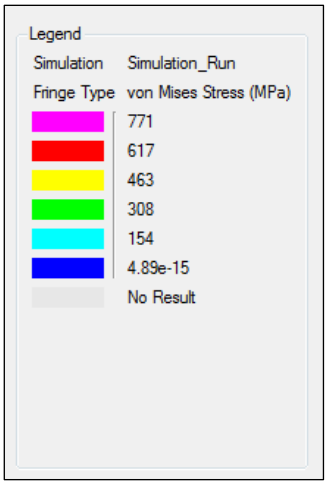
- 0-10 sn arasında kaldırma silindir açılarak TB'leri 60° konuma getirmiştir.
- 10-20 sn arasında 5.TB komple açılmıştır.
- 20-22 sn arasında beyan kapasitesi 32 ton olan yük, dinamik katsayılarla birlikte toplam 35,2 ton asılmıştır.
- 22-35 sn arasında TB'ler 90° döndürülmüştür.
- 35-40 sn arasında kaldırma silindir açılarak yükün kaldırma etkisi görülmüştür.



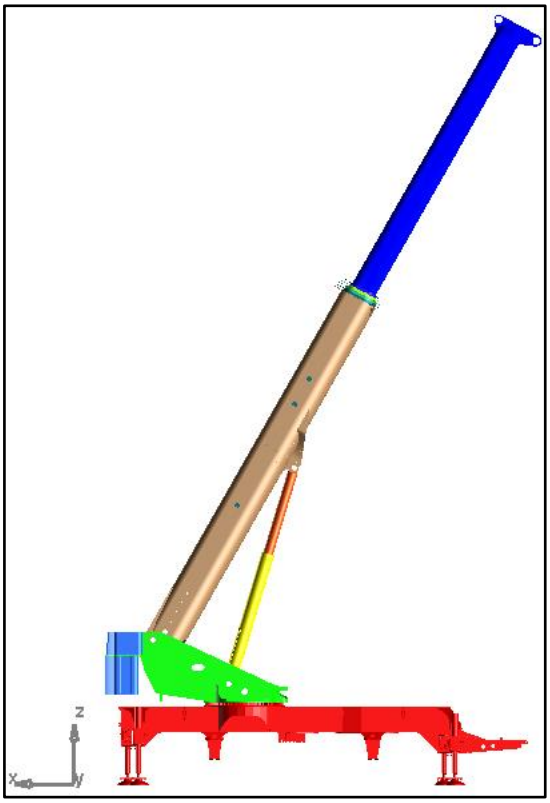
Şekil 5.40. TB'lerin kapalı konumu



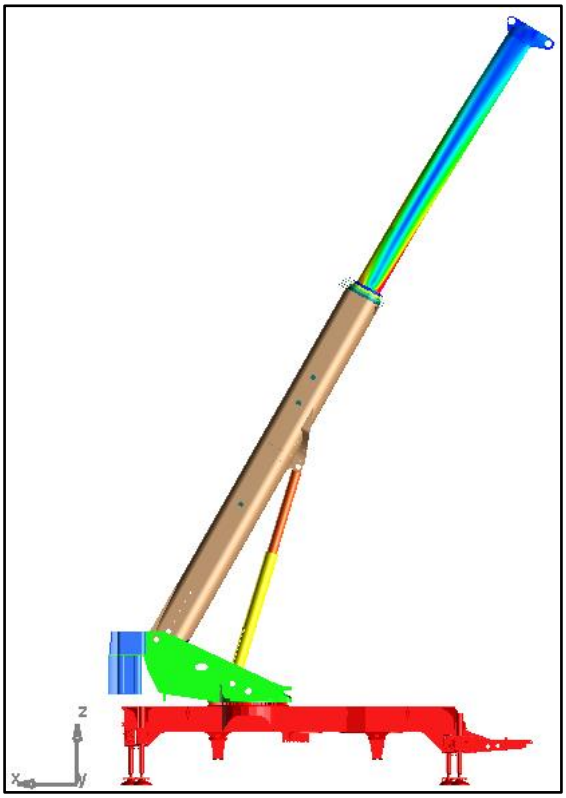
Şekil 5.41. 10. sn'de TB'lerin 60° konumu



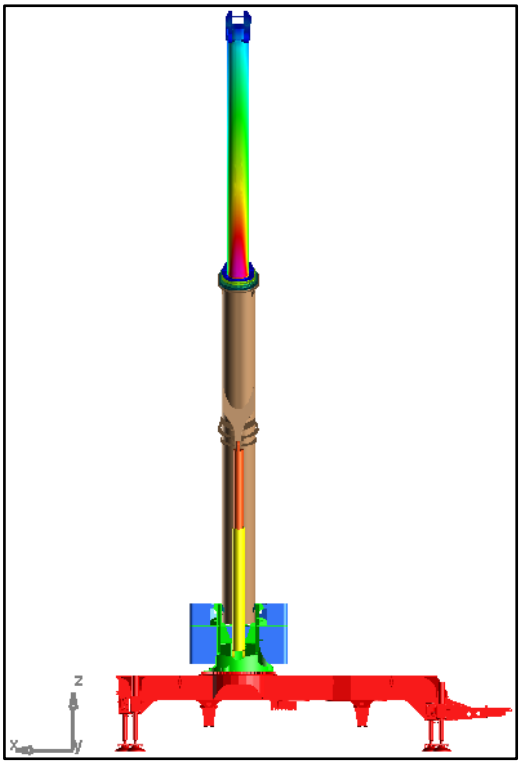
Şekil 5.42. 5.TB renk skala-gerilme değerleri

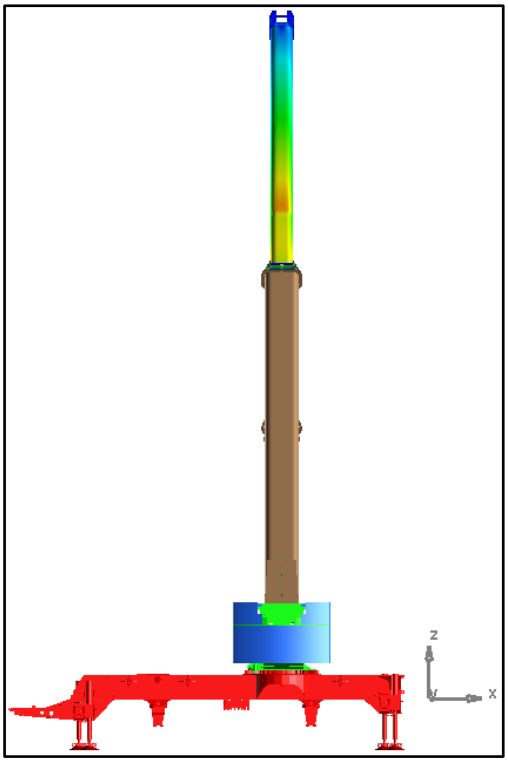


Şekil 5.43. 20.sn'de 5.TB'deki gerilme analizi

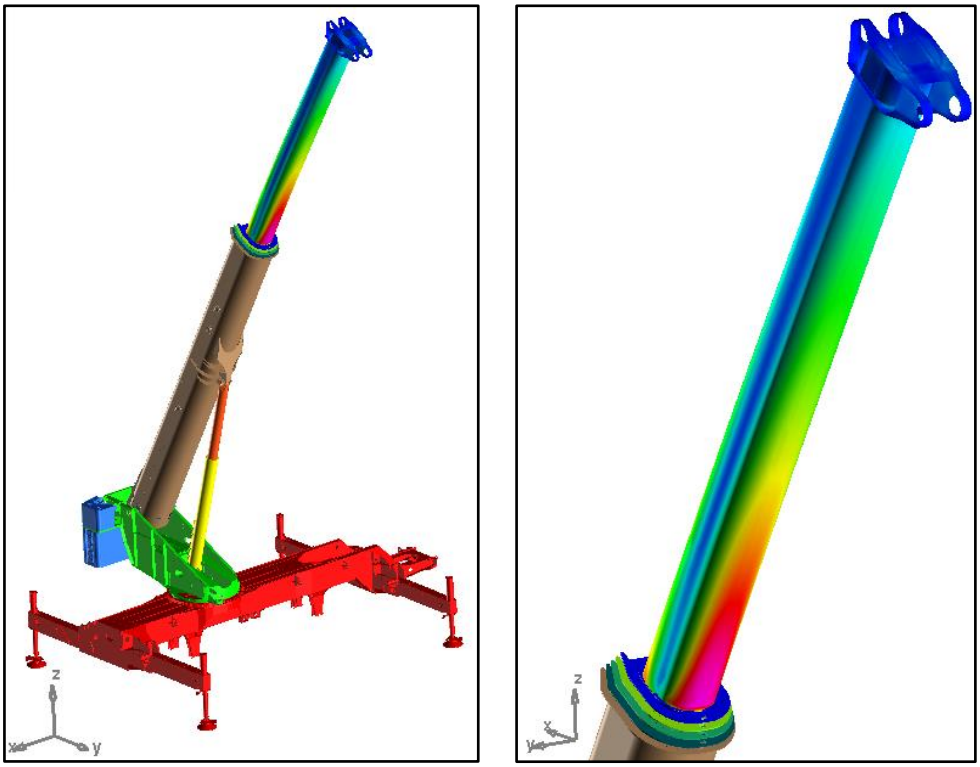


Şekil 5.44. 22.sn'de 5.TB'deki gerilme analizi

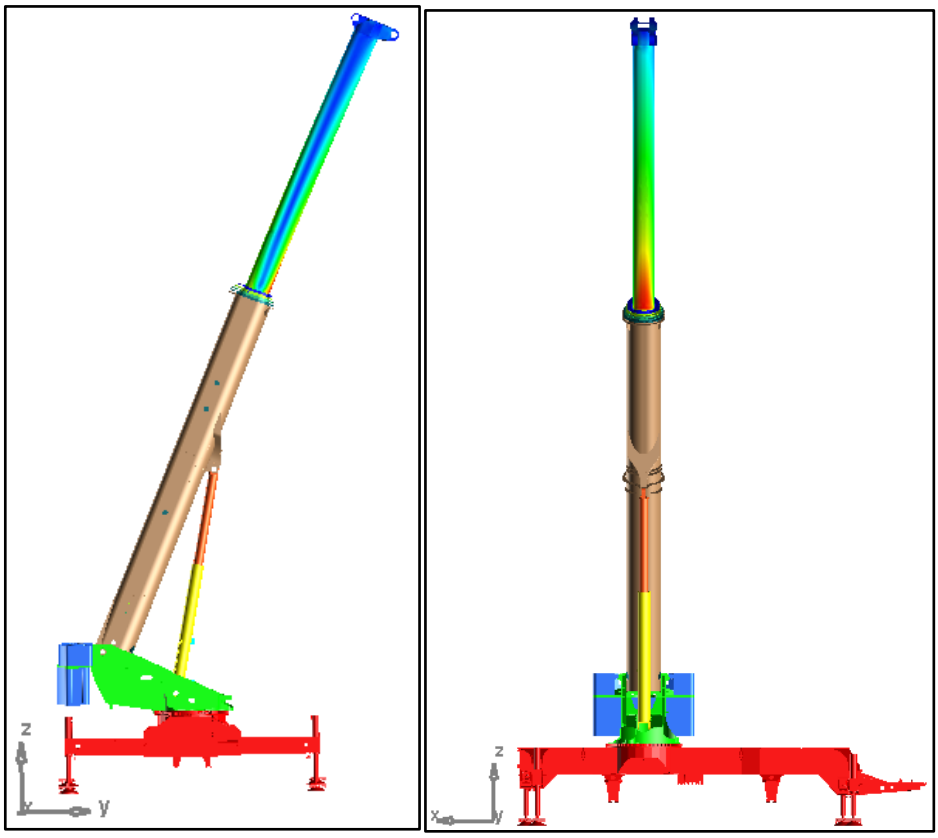




Şekil 5.45. 35. sn'de 5.TB'deki gerilme analizi



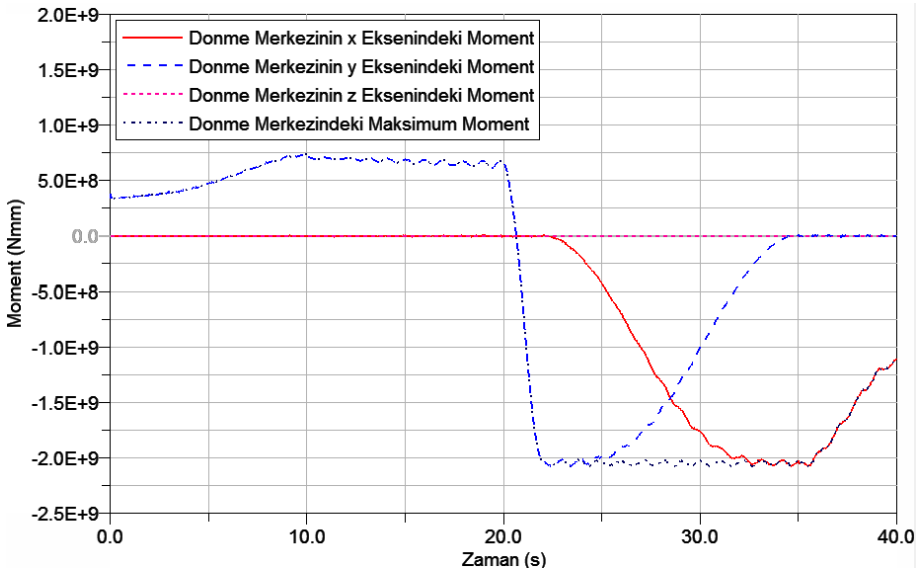
Şekil 5.46. 35. sn'de 5.TB'deki gerilme analizi



Şekil 5.47. 40. sn'de 5.TB'deki gerilme analizi

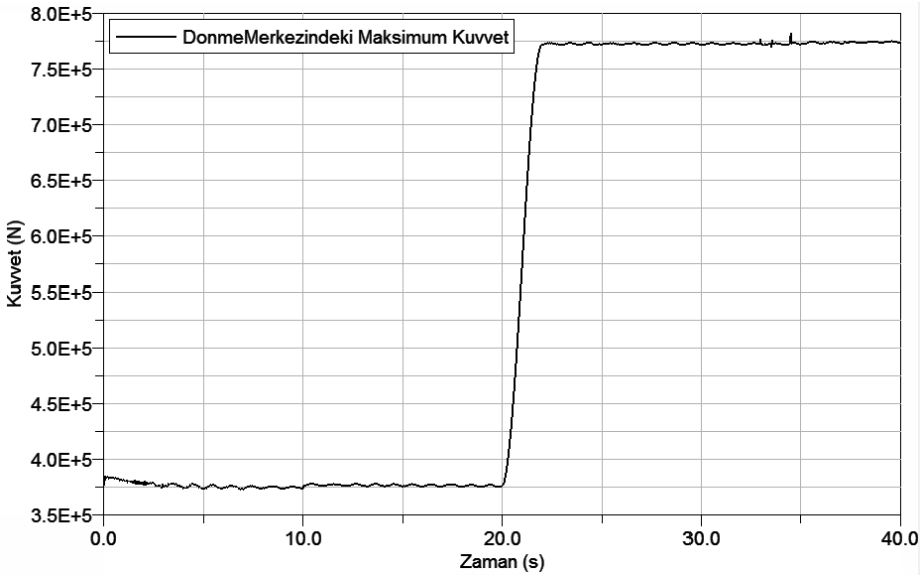
Dinamik analiz sonucunda 5.TB'deki maksimum gerilme 771 MPa olarak bulunmuştur. 5.TB üzerinde oluşan dinamik analiz emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{771MPa} = 1{,}25$$



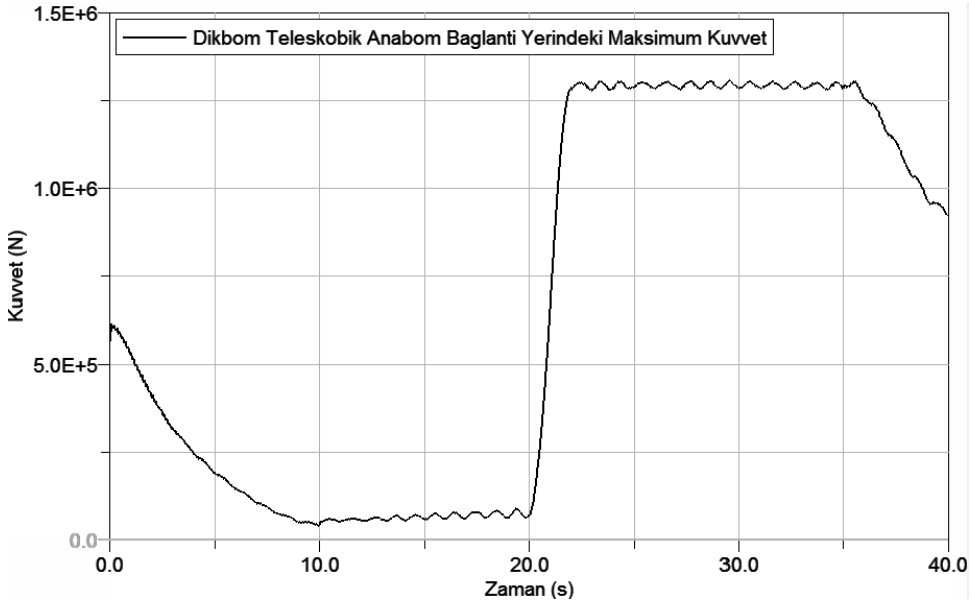
Şekil 5.48. Dönme merkezine gelen moment değerleri

Dinamik analiz sonucunda dönme merkezine gelen x,y,z ve maksimum moment değerleri Çizelge 5.48.'de görülmektedir.



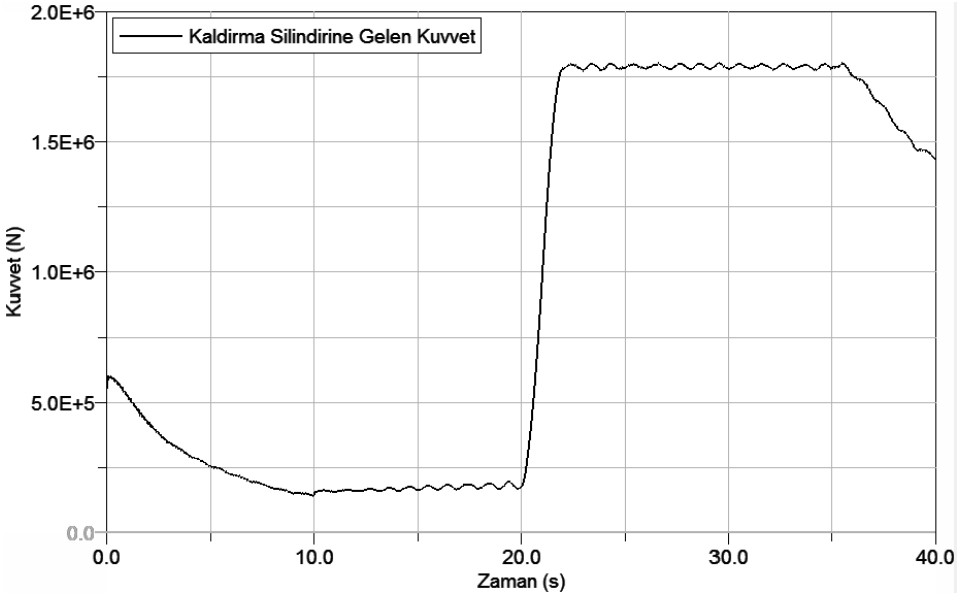
Şekil 5.49. Dönme merkezine gelen maksimum kuvvet değerleri

Dinamik analiz sonucunda dönme merkezine gelen maksimum kuvvet değerleri Şekil 5.49'de görülmektedir.



Şekil 5.50. Dik bom ve Teleskobik anabom bağlantı yerindeki maksimum kuvvet değerleri

Dinamik analiz sonucunda dik bom ve teleskobik bom bağlantı pernosuna gelen kuvvet değerleri Şekil 5.50'de görülmektedir.

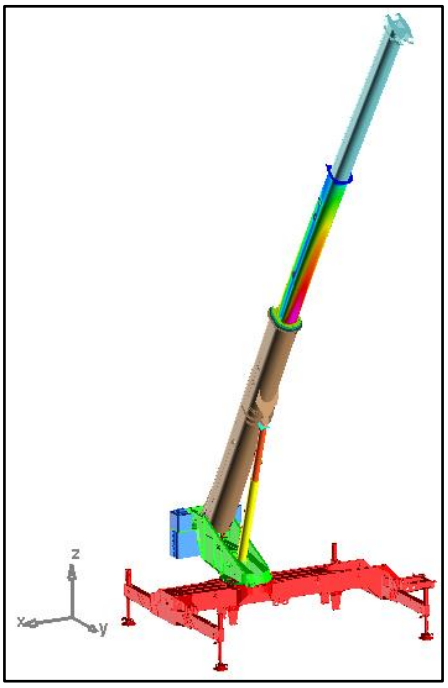


Şekil 5.51. Kaldırma silindirine gelen maksimum kuvvet değerleri

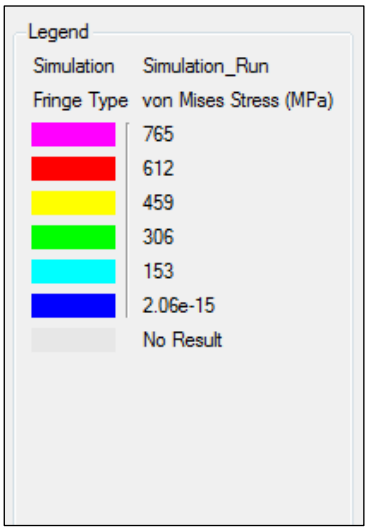
Dinamik analiz sonucunda kaldırma silindirine gelen kuvvet değerleri Şekil.5.51'de görülmektedir.

5.10.2.2. 4.TB dinamik analiz sonuçları

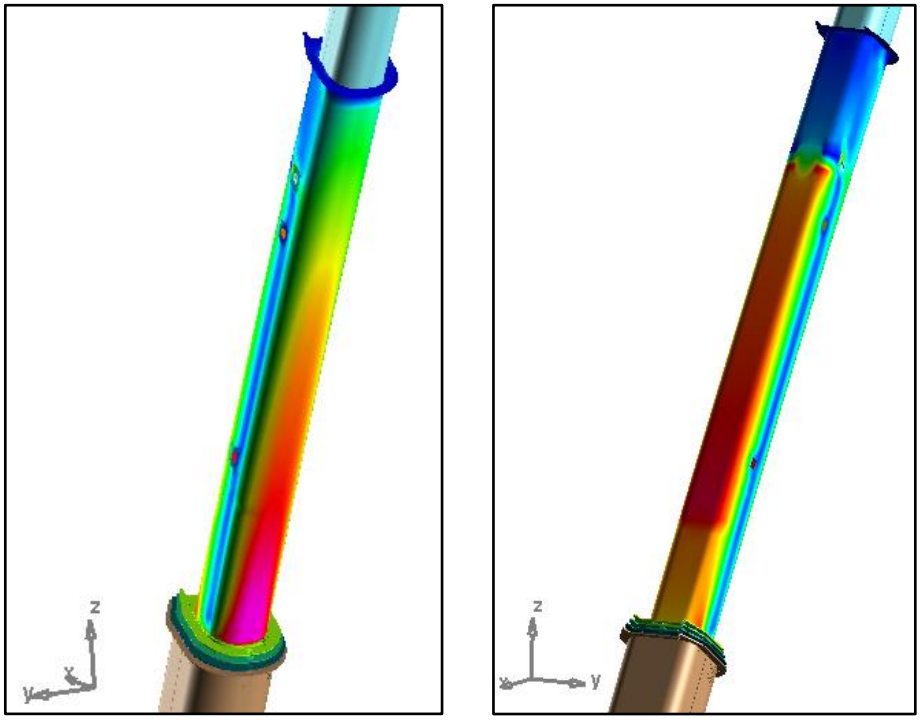
Motion modelde 4.TB .mnf'si eklenerek ve dinamik mukavemet hesaplarındaki yük değerlerini kullanarak dinamik analiz yapılmıştır.



Şekil 5.52. 4.TB'nin gerilme analiz sonucun izometrik görünümü



Şekil 5.53 4.TB renk skala-gerilme değerleri



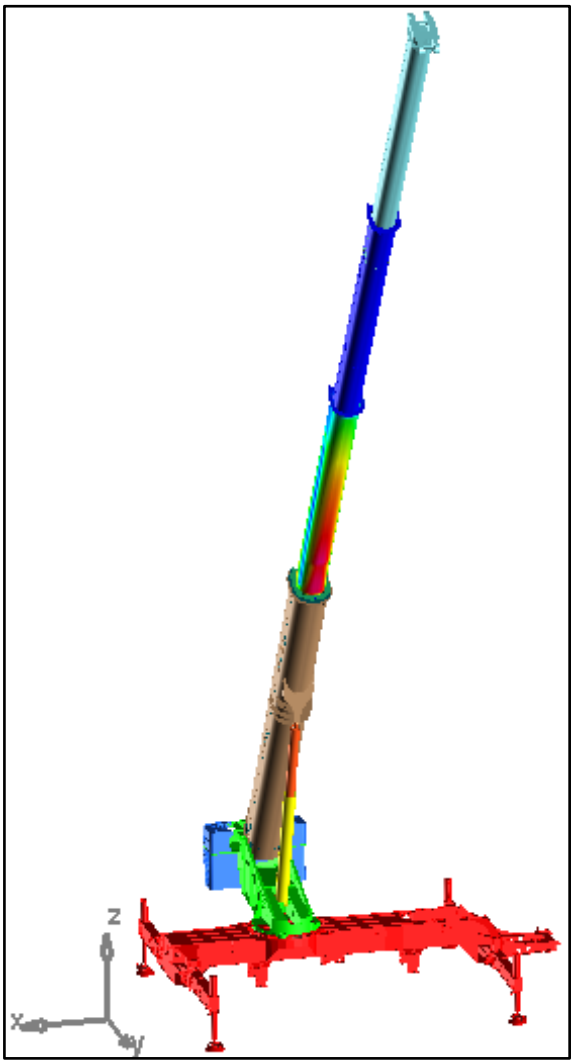
Şekil 5.54 4.TB'deki gerilme analizi

Dinamik analiz sonucunda 4.TB'deki maksimum gerilme 765 MPa olarak bulunmuştur. 4.TB üzerinde oluşan dinamik analiz emniyet katsayısı;

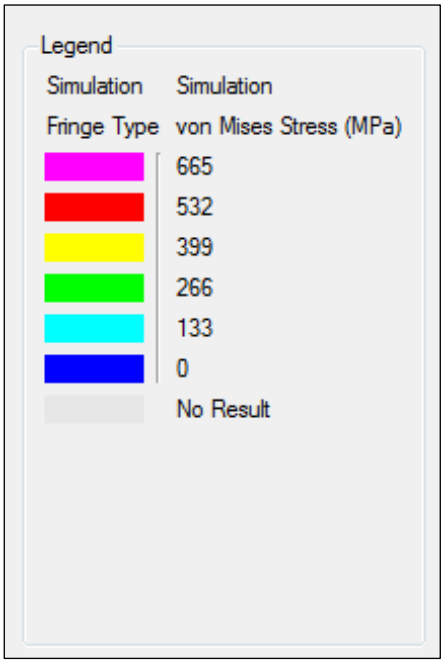
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{765MPa} = 1{,}26$$

5.10.2.3. 3.TB dinamik analiz sonuçları

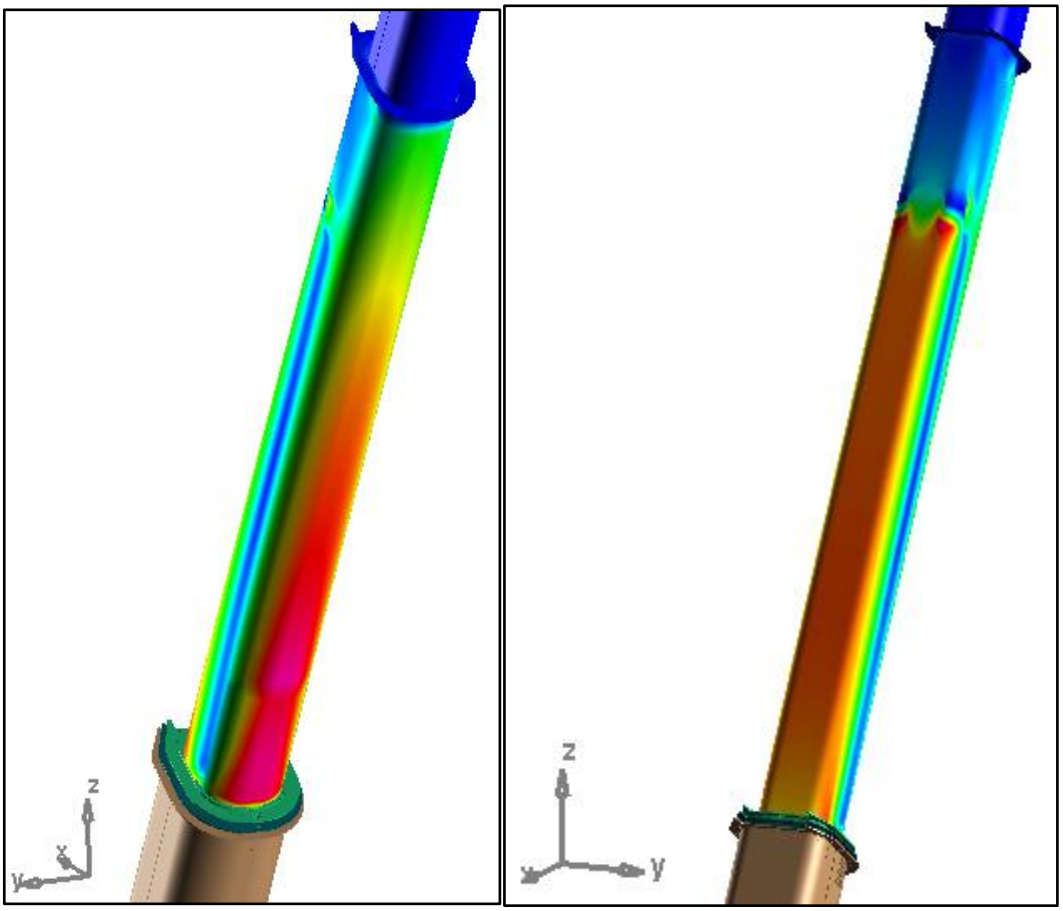
Motion modelde 3.TB .mnf'si eklenerek ve dinamik mukavemet hesaplarındaki yük değerlerini kullanarak dinamik analiz yapılmıştır.



Şekil 5.55. 3.TB'nin gerilme analiz sonucun izometrik görünümü



Şekil 5.56. 3.TB renk skala-gerilme değerleri



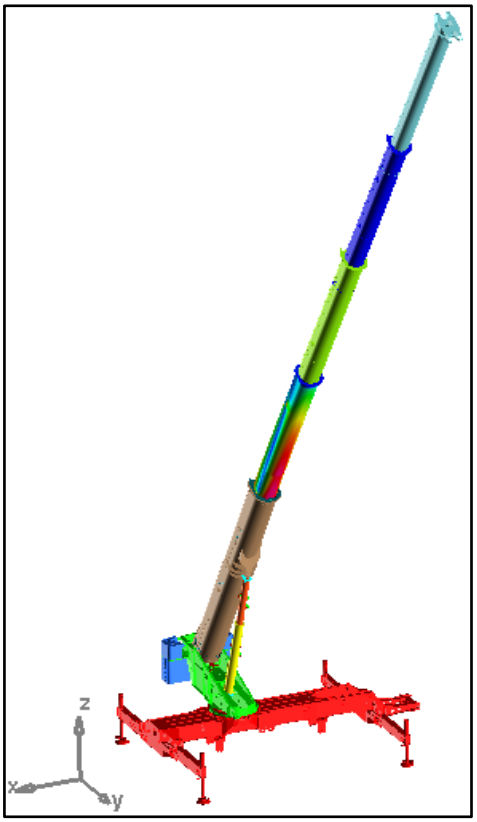
Şekil 5.57 3.TB'deki gerilme analizi

Dinamik analiz sonucunda 3.TB'deki maksimum gerilme 665 MPa olarak bulunmuştur. 3.TB üzerinde oluşan dinamik analiz emniyet katsayısı;

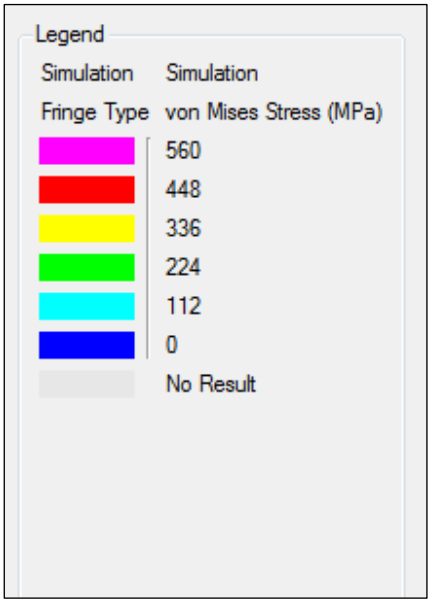
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{665MPa} = 1,44$$

5.10.2.4. 2.TB dinamik analiz sonuçları

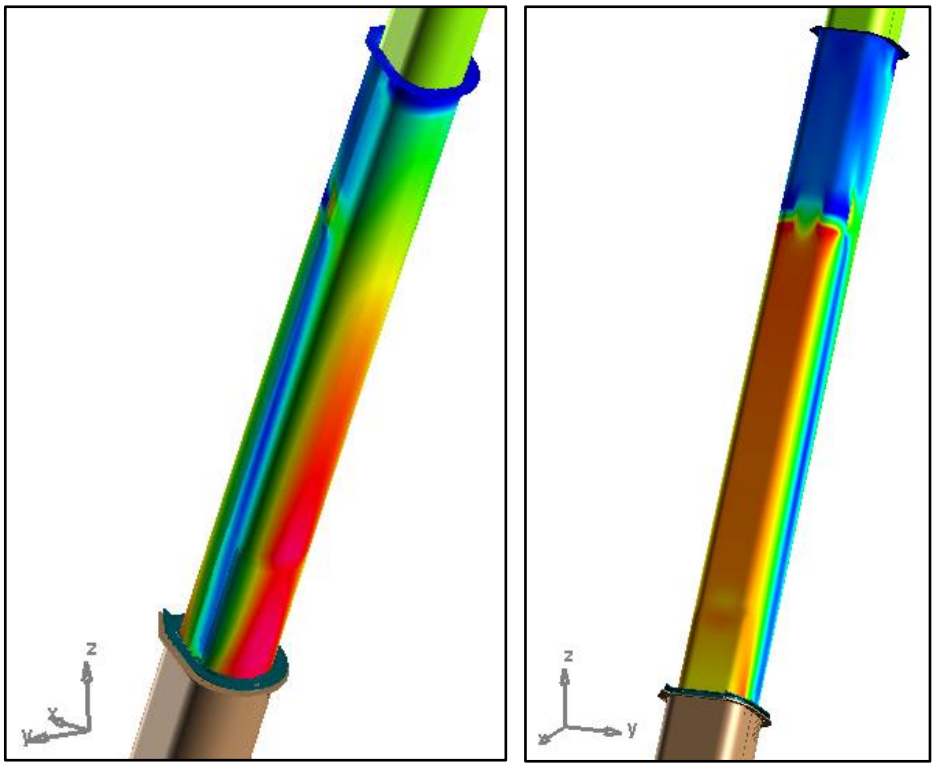
Motion modelde 2.TB .mnf'si eklenerek ve dinamik mukavemet hesaplarındaki yük değerlerini kullanarak dinamik analiz yapılmıştır.



Şekil 5.58. 2.TB'nin gerilme analiz sonucun izometrik görünümü



Şekil 5.59. 2.TB renk skala-gerilme değerleri



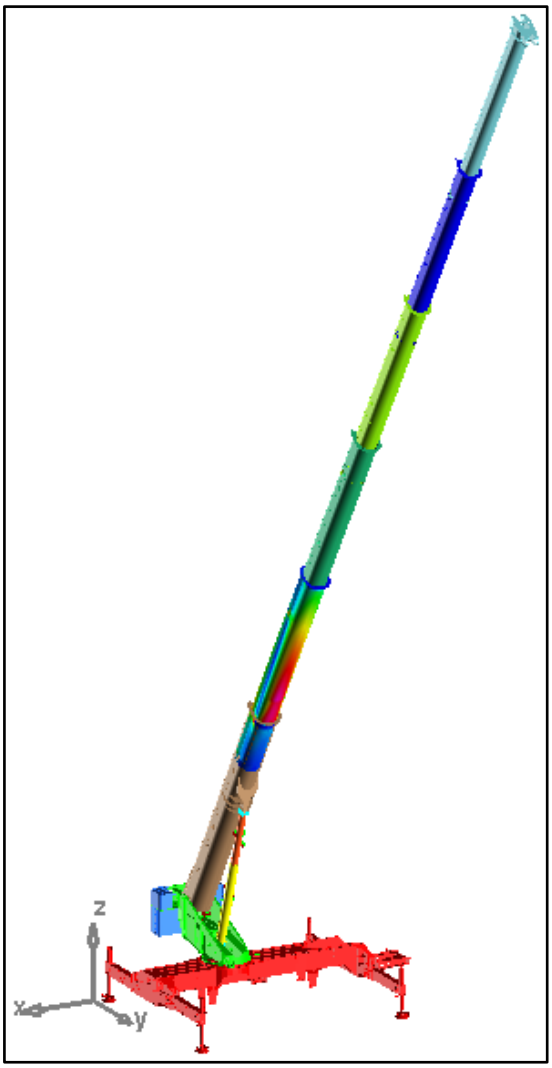
Şekil 5.60. 2.TB'deki gerilme analizi

Dinamik analiz sonucunda 2.TB'deki maksimum gerilme 665 MPa olarak bulunmuştur. 2.TB üzerinde oluşan dinamik analiz emniyet katsayısı;

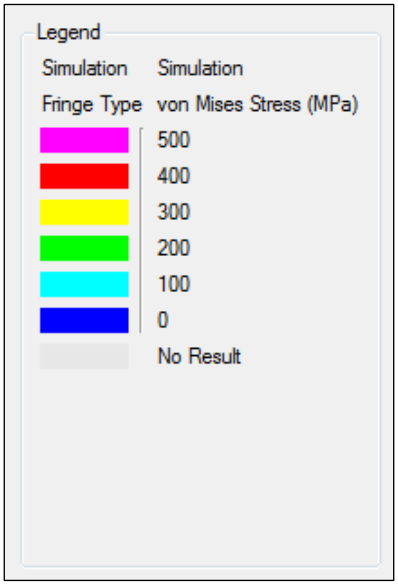
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{560MPa} = 1,71$$

5.10.2.5. 1.TB dinamik analiz sonuçları

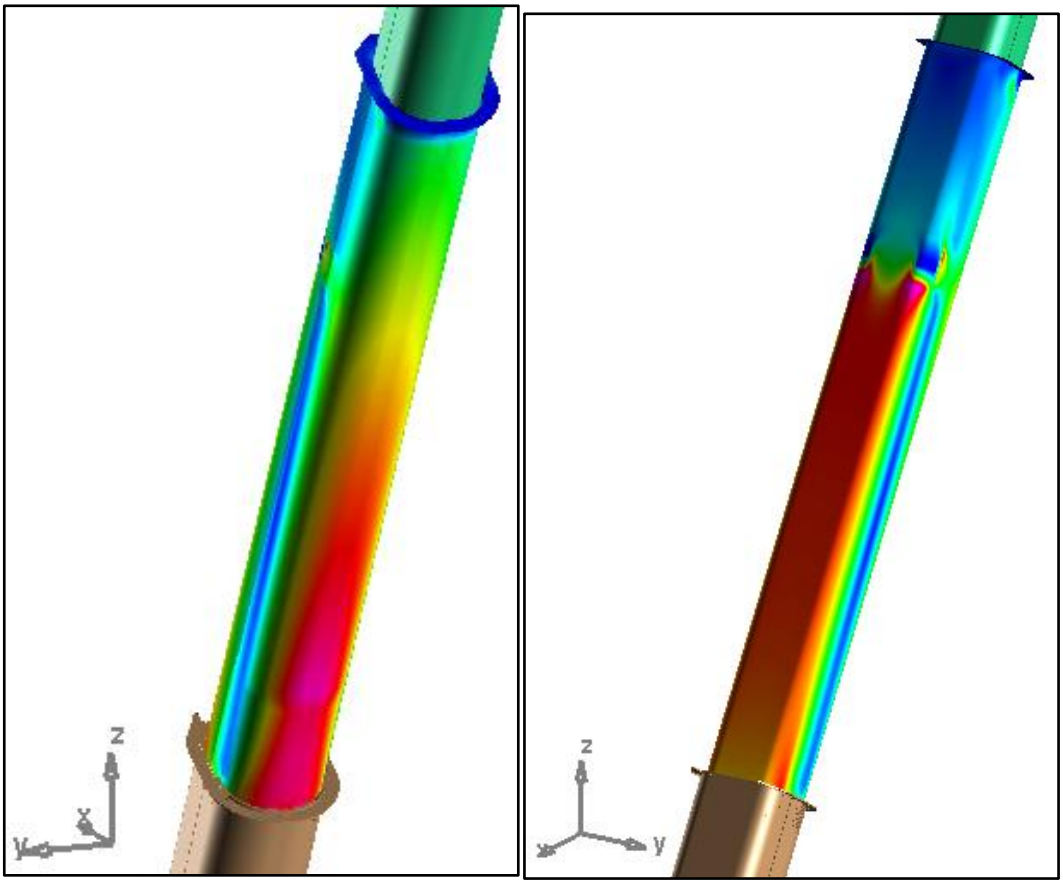
Motion modelde 1.TB .mnf'si eklenerek ve dinamik mukavemet hesaplarındaki yük değerlerini kullanarak dinamik analiz yapılmıştır.



Şekil 5.61. 1.TB'nin gerilme analiz sonucun izometrik görünümü



Şekil 5.62. 1.TB renk skala-gerilme değerleri



Şekil 5.63. 1.TB'deki gerilme analizi

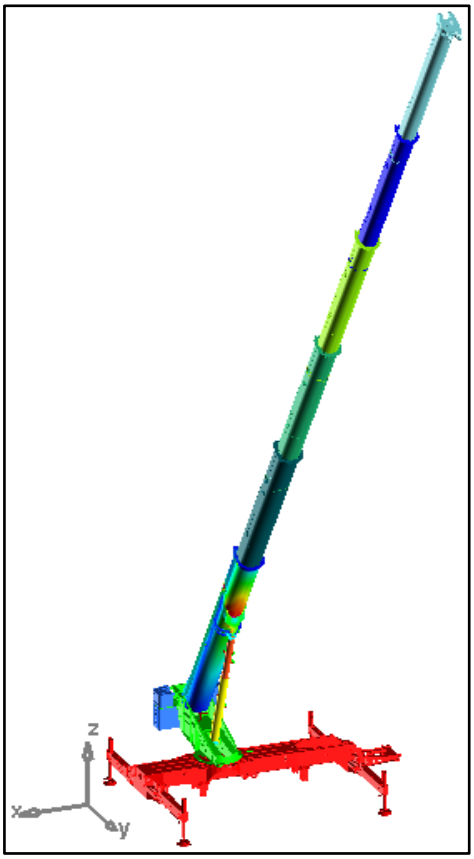
Dinamik analiz sonucunda 1.TB'deki maksimum gerilme 500 MPa olarak bulunmuştur. 1.TB üzerinde oluşan dinamik analiz emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{500MPa} = 1,92$$

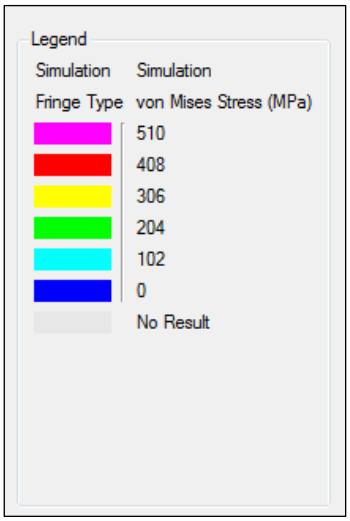
5.10.2.6. Teleskobik anabom dinamik analiz sonuçları

5.10.2.6.1. TB'ler açıkken teleskobik anabom dinamik analiz sonuçları

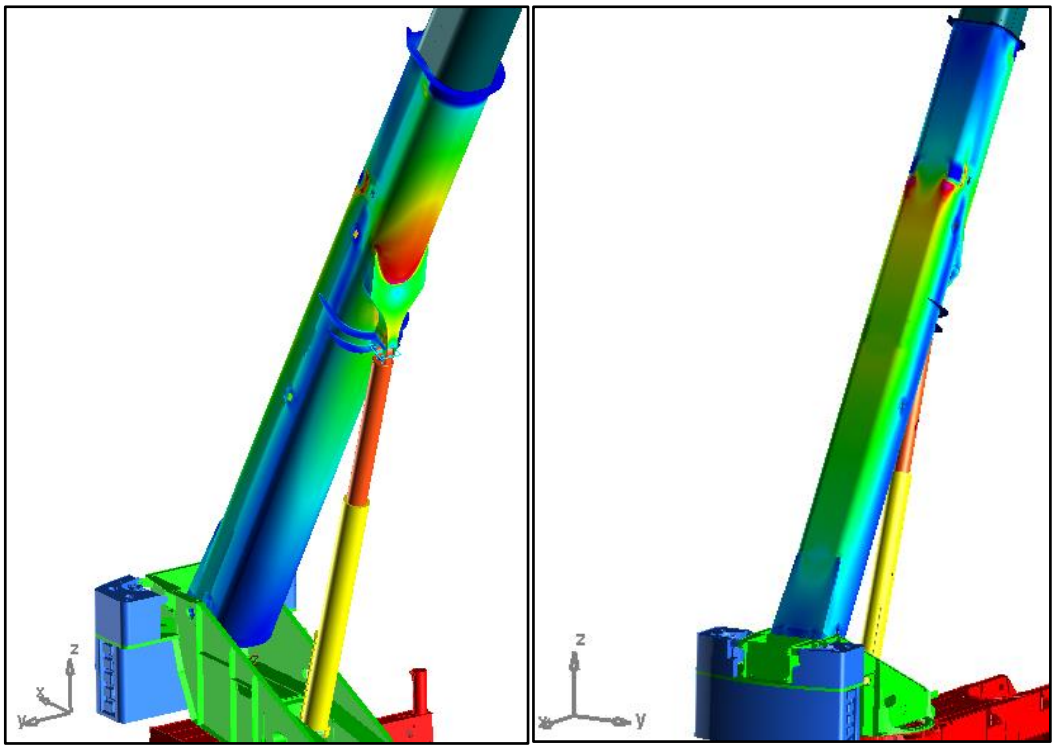
Motion modelde teleskobik anabom .mnf'si eklenerek ve bütün TB'ler açıkken dinamik mukavemet hesaplarındaki yük değerlerini kullanarak dinamik analiz yapılmıştır.



Şekil 5.64. TB'ler açıkken teleskobik anabom gerilme analiz sonucun izometrik görünümü



Şekil 5.65. Teleskobik anabom renk skala-gerilme değerleri



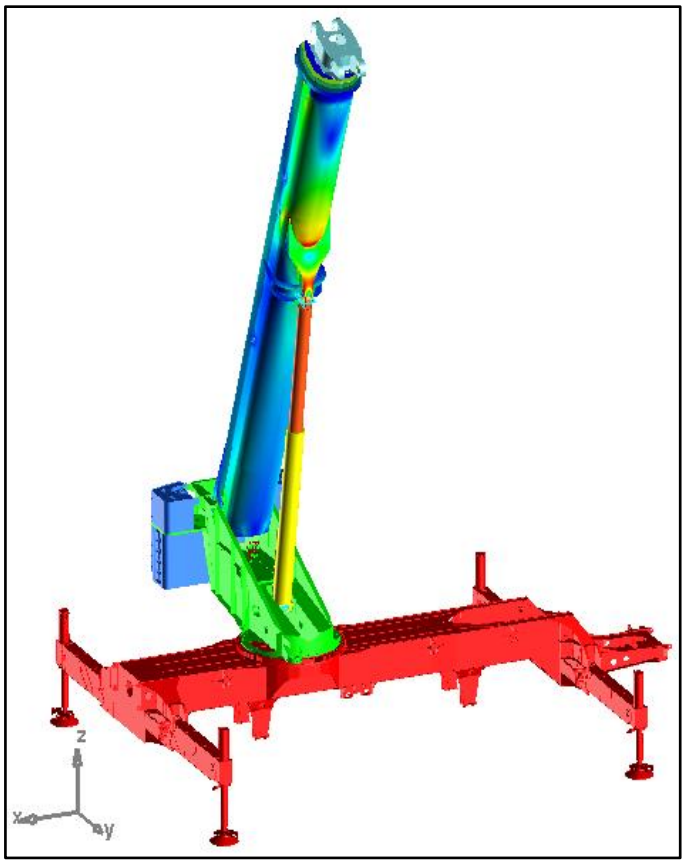
Şekil 5.66. Bütün TB'ler açıkken teleskobik anabom gerilme analizi

Dinamik analiz sonucunda teleskobik anabomdaki maksimum gerilme 510 MPa olarak bulunmuştur. Teleskobik anabom üzerinde oluşan dinamik analiz emniyet katsayısı;

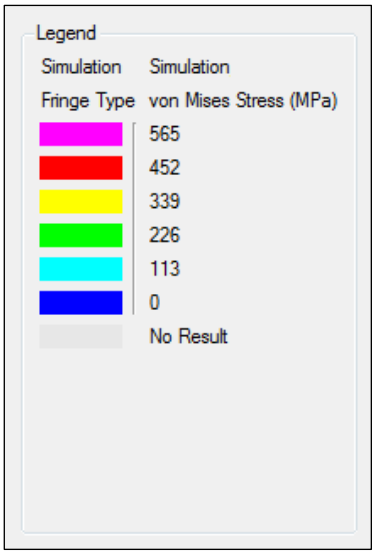
$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{510MPa} = 1{,}88$$

5.10.2.6.2. TB'ler kapalıyken teleskobik anabomdaki dinamik analiz sonuçları

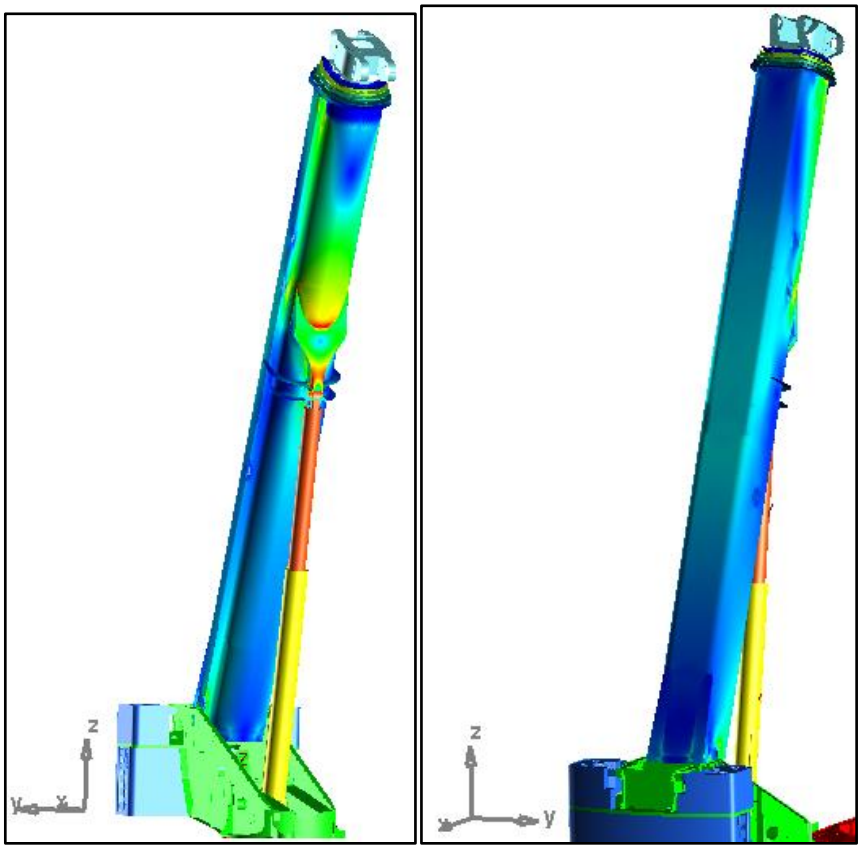
Motion modelde teleskobik anabom .mnf'si eklenerek ve bütün TB'ler kapalıyken dinamik mukavemet hesaplarındaki yük değerlerini kullanarak dinamik analiz yapılmıştır.



Şekil 5.67. TB'ler kapalıyken teleskobik anabom gerilme analiz sonucun izometrik görünümü



Şekil 5.68. Teleskobik anabom renk skala-gerilme değerleri



Şekil 5.69. Bütün TB'ler kapalıyken teleskobik anabom gerilme analizi

Dinamik analiz sonucunda teleskobik anabomdaki maksimum gerilme 565 MPa olarak bulunmuştur. Teleskobik anabom üzerinde oluşan dinamik analiz emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{960MPa}{565MPa} = 1,7$$

6.TASARIM OPTİMİZASYONU

6.1.Optimizasyon

Optimizasyon verilen bir durumda sınır şartlar eşliğinde en iyi sonucu elde etmek için birleştirilmiş işlemlerdir.

Çeşitli yüklere maruz katı cisimlerde oluşan gerilmeler ve bu yüklerden oluşan deformasyonlar, geometride meydana gelen değişimler, mevcut yükler altındaki parçaların güvenli görev yapıp yapmayacağı, meydana gelen deformasyonların kabul edilebilirliği yüzyıllar boyunca mühendis ve fizikçiler tarafından analitik yöntemlerle çözmeye çalışılmıştır.

Bu çeşitli yükler altında model üzerinde oluşan gerilme dağılımı, istenilen sınır değerleri altında kalması sağlandıktan sonra, mevcut yükleri taşıyacak minimum ağırlık ve en uygun tasarımın saptanması mühendislik problemleri acısından çok önemlidir. Bu tip problemler en optimizasyon (iyileme) problemleri olarak adlandırılırlar.

Optimizasyon ile

- En kısa yolla bir satıcının şehirleri dolaşması
- Minimum maliyet ve maksimum gelirde belirtilen özelliklerde sabit miktarda üretim yapacak bir fabrika veya ünitenin tasarımı
- Bir fabrikanın çalışma performansının minimum maliyet ve maksimum gelir sağlayacak şekilde düzenlenmesi
- Geliştirme temelini dayanan denenecek modeller inşa etmek için fabrika verilerinin istatistikî değerlendirilmesi
- İşletmelerde üretim maliyetini azaltmak için planlı bakım ve revizyon
- Yedek parça, hammadde ve mamul ambarları olan bir fabrikada envanterlerin minimum sevide tutulması.
- Toplam verimi artırmak için faaliyetler arasındaki servisler ve kaynakların alakasyonu
- Taşıma maliyetlerini azaltmak için hammadde kaynakları ve marketlerine ilişkili olarak bir fabrikanın üretim miktarının dağılımı
- Maliyetleri azaltmak için üretim hatlarında kuyruk, ölü zaman ve beklemenin kontrol edilmesi.

bulunabilir (Ünüvar, 1996).

6.1.1. Niçin optimizasyon

İşletmelerde maksimum üretim hızı ve maksimum kar elde etmek istenir.

Genel olarak ekonomik ve teknik kriterler kullanılır.

Bazı durumlarda formal optimizasyon yöntemlerinin kullanılması bazen faydasız kalır. Çünkü

- Data yetersizdir.
- Modelin kurulmasındaki kabuller aşırı basitleştirilmiştir.

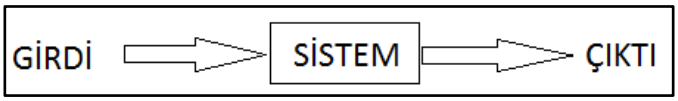
Bu yüzden optimizasyon sonuçlarına körü körüne bağlı kılınmaz.

6.1.2. Optimizasyonda amaç

Sistemin iyileştirilmesi optimizasyon analizinde amacı ifade eder. Endüstriyel yaşamda birçok alanda sürekli iyileşmeler yapmak istenen bir özelliktir.

Örneğin elde bulunan bir hammaddenin en fazla üretim ya da sabit bir yatırımdan fazla kar etmek istenir. Optimizasyonda bu fikirlerin normal bir gösterimidir. İyileştirmeler geniş kapsamda ekonomik boyutta ele alınır. Çünkü problem genel olarak finansal bir yapı içinde değerlendirilir.

Birçok durumda formal optimizasyon yöntemleri kullanılması yarar göstermeyebilir.



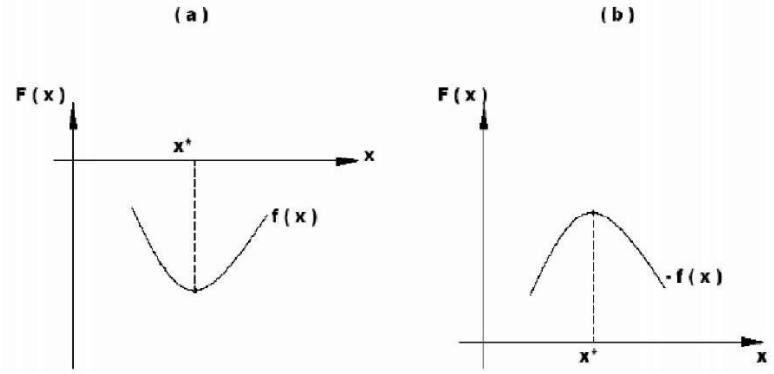
Girdi belli ise çıktı bulunur.

Bu mümkün değil ise sistem tasarım edilemez ve kontrol edilemez.

Girdiler tamamen belli ise çıktı sabit olacaktır. Girdiler kısmından en az biri değişmedikçe en iyileme yapılamaz. Bir problemde mümkün çözümlere kümesinden en iyi çözümü seçmek gerekir. Bunun için amacın belirlenmesi gerekir. Bu işletmelerde ekonomik kriterlere göre belirlenir (Ünüvar 1996).

Maksimum kar ve minimum maliyet olabilir.

Amaç fonksiyonunu doğru seçmek dizayn işleminde çok önemlidir. Minimum maliyet, maksimum kar, minimum ağırlık, minimum enerji gibi birçok amaç fonksiyonu kullanılmaktadır. Eğer amaç fonksiyonu maksimum kar problemindeki gibi bir maksimum bulma problemi ise -f (x) olarak alınır (Şekil 6.1.).



Şekil 6.1. Minimum ve maksimum bulma

Birçok problemde zıt etkiler söz konusudur. En düşük maliyet istenir fakat bu durumda artırılmış yatırım maliyeti ile karşılaşılabilir. Bu iki zıt etkinin dengelenmesi esastır.

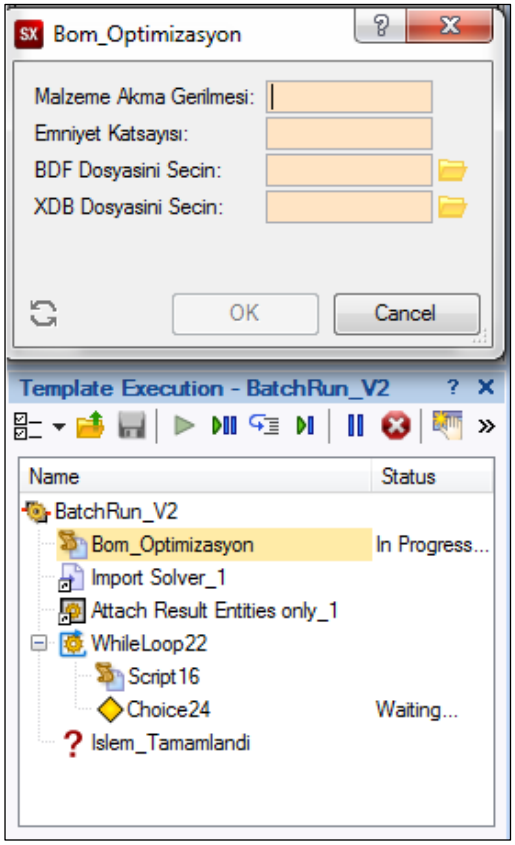
Optimizasyonda mutlak en iyiye kısıtlar nedeniyle ulaşılamaz.

6.1.3. Mühendislik tasarımında optimizasyon

Mühendislik imal edilecek olan ürünlerin tasarımı ile ilgili bir faaliyettir. Tasarım problemlerinde alternatif tasarımlar göz önüne alınır. Örneğin bir hareket iletimi kam veya çubuk mekanizması ile yapılabilir. Bu ve buna benzer tasarımlarda tayin edilmesi gereken boyutlar, oranlar ve ünitenin diğer detaylarını içeren değişkenler vardır. Tasarım aşamalı olarak yapılır. Tasarımda ana problem kısıtların varlığına uygun bir tasarım bulmaktır. Optimal tasarım, boyut vs. bütün kısıtları sağlayacak şekilde seçen ve bazı duyarlılıkla en iyisini bulan tasarımdır (Ünüvar, l996).

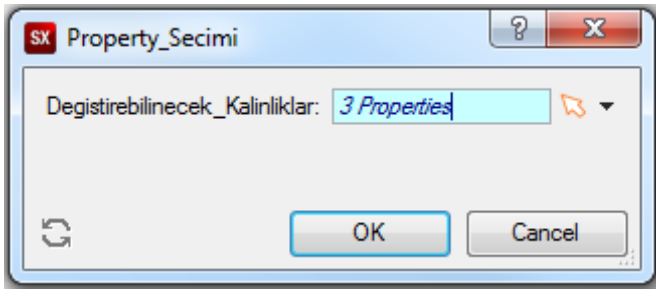
6.2. Tez Kapsamında Optimizasyon İçin Geliştirilen Makro

Çalışma kapsamında; SimXpert Template modülü ile teleskobik bomlar için kalınlık optimizasyonu yapan bir makronun geliştirilmesi amaçlanmıştır. Patran içerisinde benzer uygulamalar için bir optimizasyon aracı mevcuttur. SimXpert ortamında böyle bir çözücü bulunmadığı için farklı gereksinimlere örnek teşkil edebilmesi adına SimXpert Template modülü ile makro geliştirilmiştir. Geliştirilen makro, belirtilen sac kalınlıklarını değiştirerek bomun kütlesini ve üzerindeki gerilmeleri eşzamanlı olarak düşürmeyi hedeflemektedir.



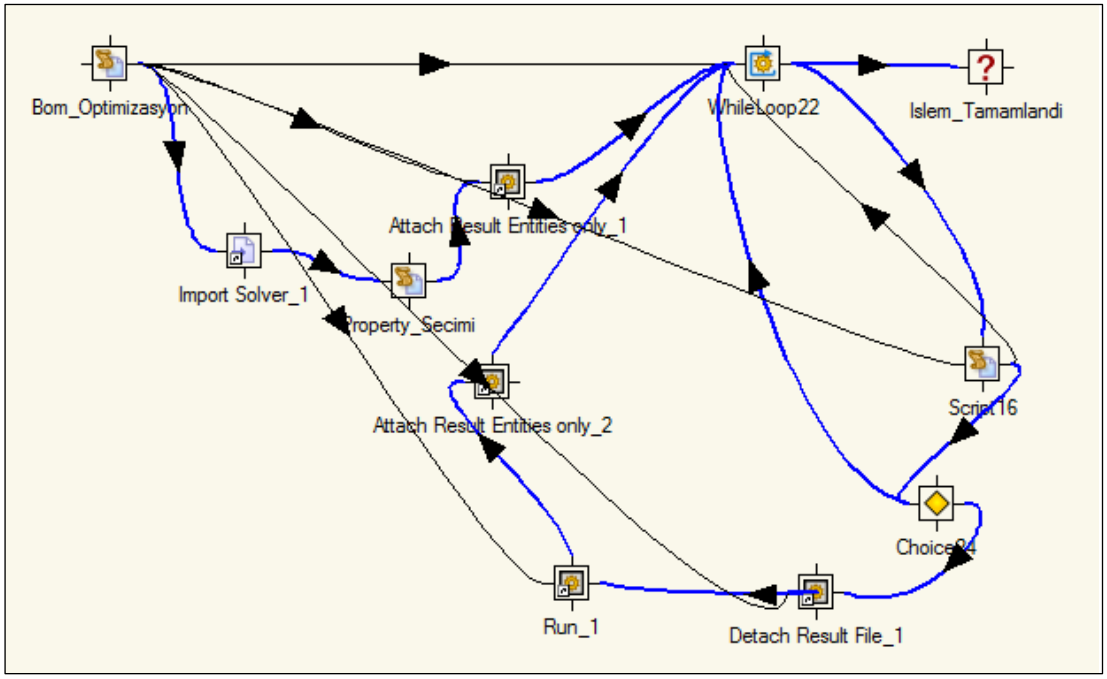
Şekil 6.2. Optimizasyon template arayüzü

Malzeme bilgisi, emniyet katsayısı, .bdf ve .xdb dosya bilgisi açılan ilk pencereye tanımlanır. .bdf ve .xdb nastranda oluşturulan dosya uzantılarıdır. Malzemenin akma mukavemet değeri ve istenilen emniyet katsayısına göre gerekli iterasyonları sistem otomatik olarak yaparak, optimizasyon işlemini sonuçlandırır.



Şekil 6.3. Optimizasyonun uygulanacağı eleman arayüzü

Kalınlık değişimine izin verilecek olan Property'ler seçilir.



Şekil 6.4. Optimizasyon işleminin template builder algoritması

Şartlar;

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{Ak}}{s} \tag{6.1}$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{max} - 100 \tag{6.2}$$

$$\sigma_{min} < \sigma < \sigma_{max} \tag{6.3}$$

Kısıtlar sağlanana kadar iterasyon devam eder ve amaç fonksiyonunu sağlayınca optimizasyon işlemi tamamlanır. Optimizasyon işlemi sonlanmasının ardından geliştirilen makro sayesinde ekranda doğrudan farklı kalınlıklar için elde edilmiş maksimum gerilmeleri içeren bir tablo çıktısı hazırlanır. Belirtilen model istenilen konfigürasyona getirilmiş olur.

Tablo 6.1. Optimizasyon sonuçları

MSC SimXpert Tarafindan Otomatik Olarak Olusturulmustur...

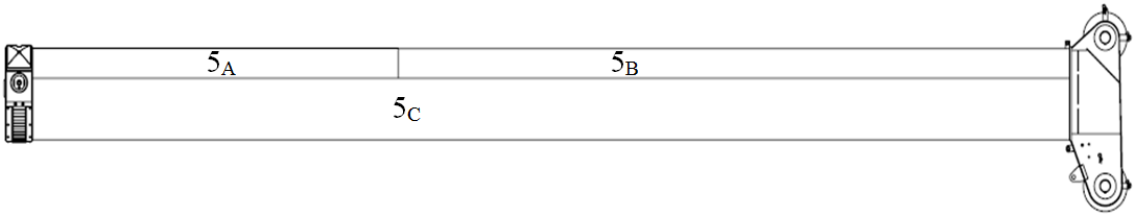
Boom Ust On - t	Boom Ust On - G	Boom Ust Arka - t	Boom Ust Arka - G	Boom Alt - t	Boom Alt - G
10.0	277.488189697	10.0	327.806396484	10.0	443.662597656
9.0	308.730285645	9.0	375.485198975	9.0	491.368774414
8.0	347.873535156	8.0	437.098205566	8.0	550.868164062
7.0	388.649505615	7.0	505.211578369	8.0	564.771911621
6.0	440.773101807	6.0	590.497131348	8.0	582.437866211
5.0	519.58984375	6.0	594.266113281	8.0	581.55657959
4.0	636.42889043	6.0	599.62902832	8.0	581.470336914

6.3. Optimizasyon Sonuçları

Malzemenin akma dayanımına ve istenilen emniyet katsayısı kriterlerini göre emniyet gerilme değeri elde edene kadar kalınlık iterasyonu yapılmıştır. Gerilme değerinin 640 MPa altında çıkan sonuçlar emniyetli olduğundan dolayı iterasyon biter.

6.3.1 5.TB'deki optimizasyon sonuçları

5.TB'deki 3 plaka üzerinde kalınlık optimizasyonu yapılmıştır.



Şekil 6.5. 5.TB'deki optimizasyon işleminin uygulanacağı plakalar

5_A : 5.TB üst arka plaka

5_B : 5.TB üst ön plaka

5_C : 5.TB alt plaka

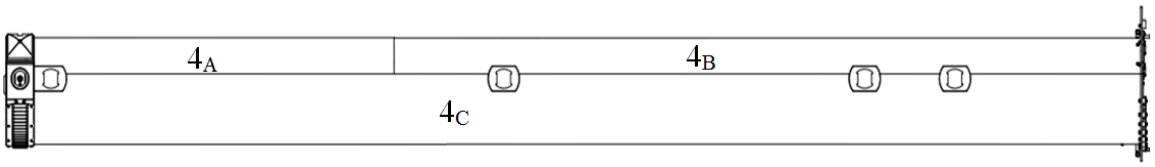
Tablo 6.2. 5.TB'deki optimizasyon sonuçları

5.TELESKOBİK BOM					
5_A		**5_B**		**5_C**	
Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)
4.0	1193	4.0	800	4.0	1261
5.0	908	5.0	640	5.0	970
6.0	726	5.0	628	6.0	802
7.0	600	5.0	618	7.0	715
7.0	583	5.0	602	8.0	653
7.0	566	5.0	587	9.0	595

Her plaka yük altında belli bir gerilmeye maruz kalır. Optimizasyon kısıtları malzeme 960 MPa ve emniyet katsayıları 1,5'dır. Plakalar 4 mm den başlayarak statik gerilme sonuçları elde edilmiştir. Bu gerilme sonuçları yazılan makroda kısıtlar değerlendirilerek kalınlık iterasyonu yapılmış ve optimum sonuç elde edilmiştir.

6.3.2 4.TB'daki optimizasyon sonuçları

4.TB'deki 3 plaka üzerinde kalınlık optimizasyonu yapılmıştır.



Şekil 6.6. 4.TB'deki optimizasyon işleminin uygulanacağı plakalar

4_A : 4.TB üst arka plaka

4_B : 4.TB üst ön plaka

4_C : 4.TB alt plaka

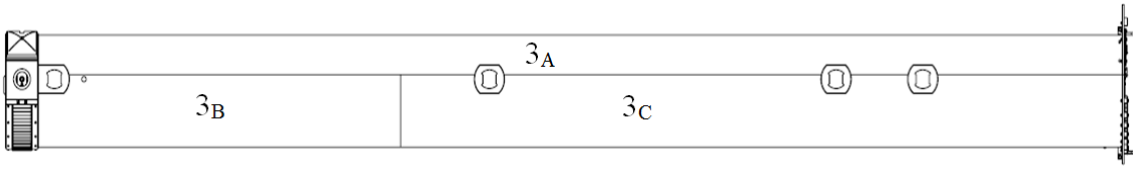
Tablo 6.3. 4.TB'deki optimizasyon sonuçları

4.TELESKOBİK BOM					
4_A		**4_B**		**4_C**	
Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)
3.0	1787	3	1164	3.0	1662
4.0	1272	4	884	4.0	1238
5.0	962	5	710	5.0	986
6.0	732	6	593	6.0	822
7.0	627	6	587	7.0	735
7.0	609	6	573	8.0	630

Plakalar 3 mm den başlayarak statik gerilme sonuçları elde edilmiştir. Bu gerilme sonuçları yazılan makroda kısıtlar değerlendirilerek kalınlık iterasyonu yapılmış ve optimum sonuç elde edilmiştir.

6.3.3. 3.TB'daki optimizasyon sonuçları

3.TB'deki 3 plaka üzerinde kalınlık optimizasyonu yapılmıştır.



Şekil 6.7. 3.TB'deki optimizasyon işleminin uygulanacağı plakalar

3_A : 3.TB üst plaka

3_B : 3.TB alt arka plaka

3_C : 3.TB alt ön plaka

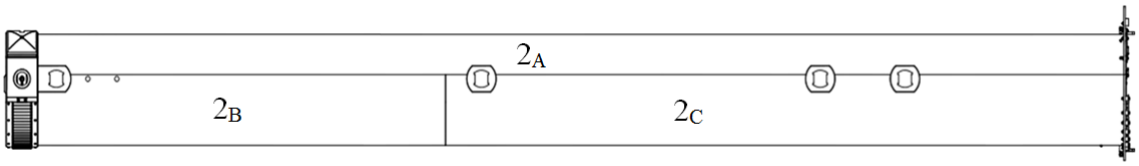
Tablo 6.4. 3.TB'deki optimizasyon sonuçları

3.TELESKOBİK BOM					
3_A		**3_B**		**3_C**	
Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)
3.0	1700	3.0	1746	3.0	1579
4.0	1215	4.0	1280	4.0	1171
5.0	926	5.0	1012	5.0	928
6.0	737	6.0	838	6.0	768
7.0	608	7.0	717	7.0	650
7.0	593	8.0	645	8.0	585
7.0	577	9.0	584	8.0	589

Plakalar 3 mm den başlayarak statik gerilme sonuçları elde edilmiştir. Bu gerilme sonuçları yazılan makroda kısıtlar değerlendirilerek kalınlık iterasyonu yapılmış ve optimum sonuç elde edilmiştir.

6.3.4. 2.TB'daki optimizasyon sonuçları

2.TB'deki 3 plaka üzerinde kalınlık optimizasyonu yapılmıştır.



Şekil 6.8. 2.TB'deki optimizasyon işleminin uygulanacağı plakalar

2_A : 2.TB üst plaka

2_B : 2.TB alt arka plaka

2_C : 2.TB alt ön plaka

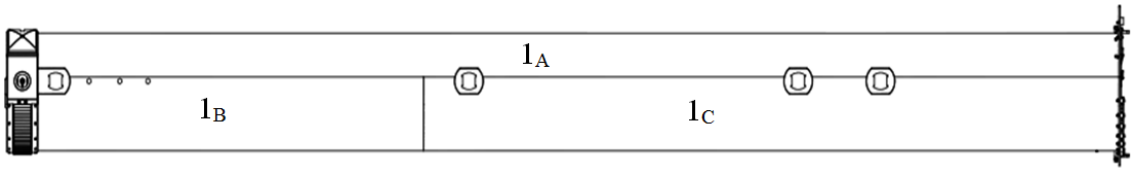
Tablo 6.5. 2.TB'deki optimizasyon sonuçları

2.TELESKOBİK BOM					
2_A		**2_B**		**2_C**	
Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)
3.0	1174	3.0	1522	3.0	1555
4.0	915	4.0	1110	4.0	1146
5.0	797	5.0	870	5.0	897
6.0	678	6.0	776	6.0	731
7.0	565	7.0	695	7.0	632
7.0	540	8.0	622	7.0	615

Plakalar 3 mm den başlayarak statik gerilme sonuçları elde edilmiştir. Bu gerilme sonuçları yazılan makroda kısıtlar değerlendirilerek kalınlık iterasyonu yapılmış ve optimum sonuç elde edilmiştir.

6.3.5. 1.TB'daki optimizasyon sonuçları

1.TB'deki 3 plaka üzerinde kalınlık optimizasyonu yapılmıştır.



Şekil 6.9. 1.TB'deki optimizasyon işleminin uygulanacağı plakalar

1_A : 1.TB üst plaka

1_B : 1.TB alt arka plaka

1_C : 1.TB alt ön plaka

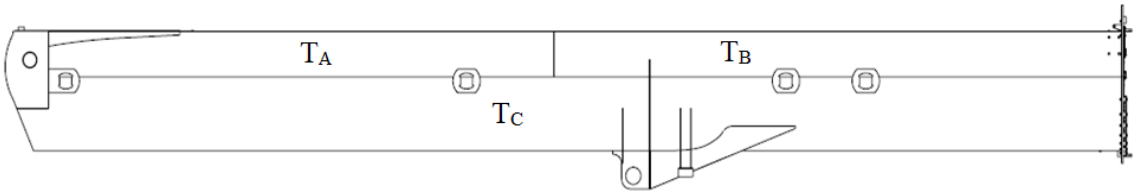
Tablo 6.6. 1.TB'deki optimizasyon sonuçları

1.TELESKOBİK BOM					
1_A		**1_B**		**1_C**	
Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)
3.0	1526	3.0	1461	3.0	1284
4.0	1128	4.0	1059	4.0	948
5.0	886	5.0	825	5.0	788
6.0	668	6.0	742	6.0	697
7.0	514	7.0	683	7.0	611
7.0	495	8.0	598	7.0	595

Plakalar 3 mm den başlayarak statik gerilme sonuçları elde edilmiştir. Bu gerilme sonuçları yazılan makroda kısıtlar değerlendirilerek kalınlık iterasyonu yapılmış ve optimum sonuç elde edilmiştir.

6.3.6. Teleskobik anabom optimizasyon sonuçları

Teleskobik anabomdaki 3 plaka üzerinde kalınlık optimizasyonu yapılmıştır.



Şekil 6.10. Teleskobik anabomdaki optimizasyon işleminin uygulanacağı plakalar

T_A : Teleskobik anabom üst arka plaka

T_B : Teleskobik anabom üst ön plaka

T_C : Teleskobik anabom alt plaka

Tablo 6.7. Teleskobik anabom bütün TB'ler açıkken optimizasyon sonuçları

TELESKOBİK ANABOM(AÇIK)					
T_A		**T_B**		**T_C**	
Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)
3.0	591	3.0	1205	3.0	1169
3.0	554	4.0	912	4.0	839
3.0	527	5.0	763	5.0	644
3.0	505	6.0	667	6.0	684
3.0	492	7.0	535	7.0	544

Tablo 6.8. Teleskobik anabom bütün TB'ler kapalıyken optimizasyon sonuçları

TELESKOBİK ANABOM(KAPALI)					
T_A		**T_B**		**T_C**	
Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)	Kalınlık(mm)	Gerilme (MPa)
3.0	636	3.0	1450	3.0	3067
3.0	628	4.0	1015	4.0	1878
3.0	619	5.0	815	5.0	1315
3.0	610	6.0	623	6.0	978
3.0	602	6.0	608	7.0	674
3.0	594	6.0	587	8.0	535

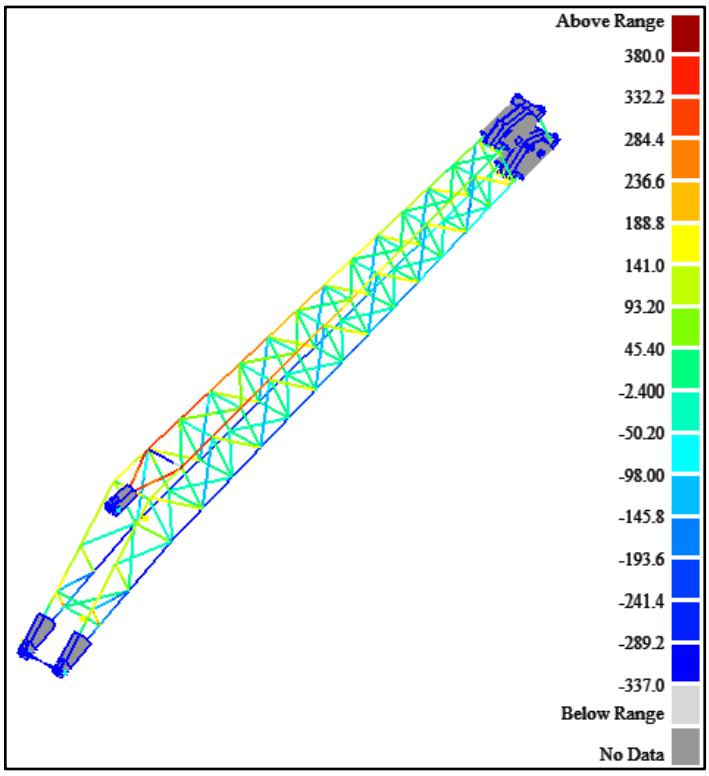
Plakalar 3 mm den başlayarak statik gerilme sonuçları elde edilmiştir. Bu gerilme sonuçları yazılan makroda kısıtlar değerlendirilerek kalınlık iterasyonu yapılmış ve optimum sonuç elde edilmiştir. Teleskobik anabom optimum değerler için TB'ler açık ve kapalı sonuçlara bakılarak uygun kalınlıklar elde edilir.

6.3.7. Jib bom optimizasyon sonuçları

TB'ler için yazılan makro, jib bom malzemesi olan beam eleman üzerinde sonuç alamamaktadır. Makro, malzeme kalınlığı birer artırarak ya da azaltarak yapmaktadır. Beam elemandaki çapı ve kalınlıkları standart şekilde artmamaktadır. Bundan dolayı optimizasyan deneme yöntemiyle bulunmuştur.

6.3.7.1. 1.Jib bom optimizasyon sonuçları

Statik analiz sonucunda 1.jib bomda gerilme yığılmasına neden olan 3 beam eleman kesit boyutları dış çap 48,3 mm'den 101,6 mm,iç çap 43,3 mm'den 93,6 mm yapılmıştır. Bu boyutlarda statik analiz yapılarak sonuçlar şekilde görülmektedir.

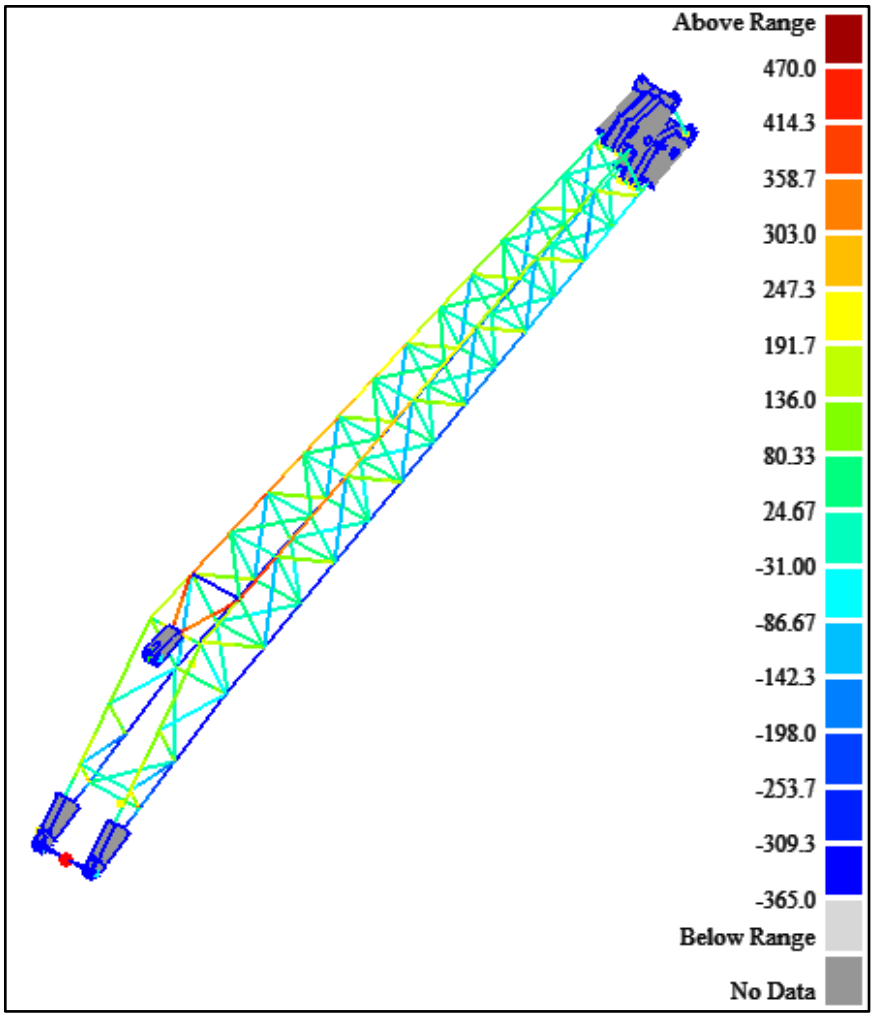


Şekil 6.11. 1.Jib bomda 1.optimizasyon gerilme analiz

Yapılan statik analiz sonucunda maksimum gerilme 380 MPa olarak bulunmuştur. 3 beam elemanın gerilme değerleri diğer beam elemanların değerlerine indirilmiştir. Emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{900MPa}{380MPa} = 2,37$$

1.Optimizasyon sonucunda bulunan emniyet katsayısı göz önünde bulundurulduğunda 2.optimizasyon yapılmasına gerek görülmüştür. Jibbom büyük profil dış çap 101,6 mm'den 88,9 mm, iç çap 93,6 mm'den 80,9 mm olarak optimizasyon yapılmıştır. Bu boyutlarda statik analiz yapılarak sonuçlar şekilde görülmektedir.



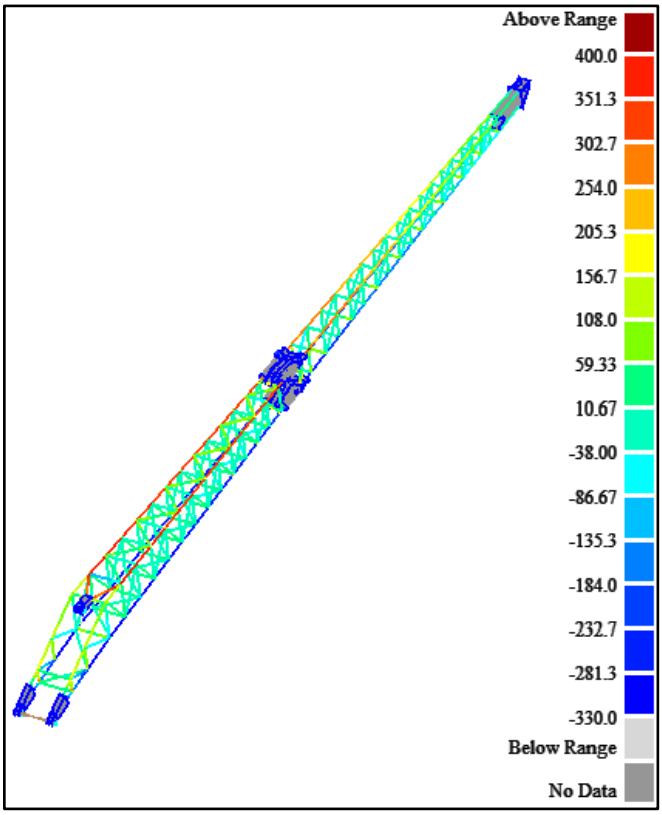
Şekil 6.12. 1.Jib bomda 2.optimizasyon gerilme analiz

Yapılan statik analiz sonucunda maksimum gerilme 470 MPa olarak bulunmuştur. Emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{900MPa}{470MPa} = 1{,}91$$

6.3.7.2. 1.Jib ve 2.jib bom komple optimizasyon sonuçları

Jibbom komple büyük profil dış çap 101,6 mm'den 88,9 mm, iç çap 93,6 mm'den 80,9 mm olarak optimizasyon yapılmıştır. Bu boyutlarda statik analiz yapılarak sonuçlar Şekil 6.12.'de görülmektedir.



Şekil 6.12. 1.Jib ve 2.jib bom optimizasyon gerilme analiz

Yapılan statik analiz sonucunda maksimum gerilme 400 MPa olarak bulunmuştur. Emniyet katsayısı;

$$s = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{top}} = \frac{900MPa}{400MPa} = 2{,}25$$

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

7.1. Sonuçlar

Türkiye'de üretimi ilk kez gerçekleştirilmekte olan 48 ton ağırlığındaki 8x8 çekişli araç, 100 ton kapasiteli ve tek hidrolik uzatma silindir tahrikli teleskobik mobil vincin teleskobik bom ve jib bom incelenmiştir.

Teleskobik bom ve jib bom bilgisayar destekli program olarak SolidWorks'te modellenmiştir. Bu programdan modelin kütlesi, ağırlık merkezi ve atalet bilgileri alınmıştır. Bu bilgiler doğrultusunda statik ve dinamik mukavemet hesapları yapılmıştır. Bu hesaplar yapılırken teleskobik mobil vincin çalışma prensibi ve çalışma açıları göz önüne alarak en kritik konum tespit edilmiştir. Teleskobik ve jib bomlar uzama mesafeleri ve radius'a göre farklı yük taşımaktadırlar. Kritik konumda taşıyabileceği yükleri uygulayarak mukavemet hesapları yapılmıştır.

Teleskobik bom ve jib bom sonlu elemanlar paket programı olan MSC SimXpert'te model oluşturulmuştur. Model bu programda structure ve motion olarak çözüm yapılmıştır. Statik ve dinamik analizde mukavemet hesaplarındaki sınır şartları ve kuvvet değerleri uygulanmış olup çıktılar alınmıştır.

SimXpet sonlu elemanlar paket programında en uygun tasarımı oluşturabilmek için kalınlık optimizasyon yapılmıştır. SimXpert ortamında böyle bir çözücü bulunmadığı için farklı gereksinimlere örnek teşkil edebilmesi adına SimXpert Template modülü ile makro yazılmıştır. Makro, belirtilen sac kalınlıklarını değiştirerek bomun kütlesini ve üzerindeki gerilmeleri eşzamanlı olarak düşürmeyi hedeflemektedir. Malzeme bilgisi, emniyet katsayısı, .bdf ve .xdb dosya bilgisi tanımlanır. Malzemenin akma mukavemet değeri ve istenilen emniyet katsayısına göre gerekli iterasyonları sistem otomatik olarak yaparak, optimizasyon işlemini sonuçlandırır.

Statik mukavemet hesaplar sonucunda gerilme değerleri ve statik analiz sonucundaki gerilme değerleri Tablo 7.1.'de görülmektedir. Analitik hesaplama ve analiz sonuçlarındaki gerilme değerlerindeki sapmalar bulunmuştur. Yapılan analiz sonucunda elde edilen gerilmelerin güvenirliği sorgulanmıştır. SimXpert programında yazılan makro ile sac kalınlığına bağlı olarak optimizasyon yapılmış ve gerilme değerleri istenilen emniyet değerlerine çekilerek optimum kalınlık elde edilmiştir.

Tablo 7.1. TB'deki statik gerilme değerleri ve optimizasyon değerleri

TELESKOBİK BOM STATİK GERİLME DEĞERLERİ				
Teleskobik bom no	**Analitik hesaplar sonucundaki gerilme değerleri (MPa)**	**Analiz sonucundaki gerilme değerleri (MPa)**	**Analitik ve analiz gerilme değerleri arasındaki % sapma**	**Optimizasyon sonucundaki gerilme değerleri (MPa)**
5.Teleskobik bom	737.3	802	8.78	635
4.Teleskobik bom	713.0	735	3.09	630
3.Teleskobik bom	595.4	650	9.17	645
2.Teleskobik bom	479.9	520	8.36	622
1.Teleskobik bom	434.2	480	10.55	598
Teleskobik anabom(açık)	417.2	460	10.26	544
Teleskobik anabom(kapalı)	490.0	535	9.18	535

TB malzemenin akma dayanımı 960 MPa olup seçilen emniyet katsayısı 1,5 olarak seçilmiştir. Emniyet gerilmesi 640 MPa göre değerlendirme yapılmıştır.

Jib bom statik analiz ve optimizasyon sonuçları Tablo 7.2.'de görülmektedir. Bu sonuçlar incelenerek optimum çap ve kalınlık elde edilmiştir.

Tablo 7.2. Jib bom statik gerilme değerleri ve optimizasyon değerleri

JİB BOM STATİK ANALİZ DEĞERLERİ			
Jib bom no	**Analiz sonucundaki gerilme değerleri (MPa)**	**1.optimizasyon sonucundaki gerilme değerleri (MPa)**	**2.optimizasyon sonucundaki gerilme değerleri (MPa)**
1.jib bom	1000	380	470
Komple jib bom	950	270	400

Dinamik mukavemet hesaplar sonucunda gerilme değerleri ve dinamik analiz sonucundaki gerilme değerleri Tablo 7.3.'de görülmektedir. Analitik hesaplama ve analiz sonuçlarındaki gerilme değerlerindeki sapmalar bulunmuştur.

Tablo 7.3. TB'deki dinamik gerilme değerleri

DİNAMİK GERİLME DEĞERLERİ			
Teleskobik bom no	**Analitik hesaplar sonucundaki gerilme değerleri (MPa)**	**Analiz sonucundaki gerilme değerleri (MPa)**	**Analitik ve analiz gerilme değerleri arasındaki % sapma**
5.Teleskobik bom	775.0	771	-0.52
4.Teleskobik bom	752.0	765	1.73
3.Teleskobik bom	627.0	665	6.06
2.Teleskobik bom	501.2	560	11.73
1.Teleskobik bom	453.8	500	10.18
Teleskobik anabom(açık)	436.4	510	16.87
Teleskobik anabom(kapalı)	513.7	565	9.99

Her bir bomdaki kalınlık ve ağırlık değişimleri Tablo 7.4. 'de görülmektedir.

Tablo 7.4. Her bir bomdaki tasarım modeliyle optimum model arasındaki kıyaslama

5.TELESKOBİK BOM				
	5_A Kalınlık (mm)	5_B Kalınlık (mm)	5_C Kalınlık (mm)	Toplam Ağırlık (kg)
Tasarım Model	6	5	6	1500
Optimum Model	7	5	8	1725
4.TELESKOBİK BOM				
	4_A Kalınlık (mm)	4_B Kalınlık (mm)	4_C Kalınlık (mm)	Toplam Ağırlık (kg)
Tasarım Model	6	5	7	1450
Optimum Model	7	6	8	1638
3.TELESKOBİK BOM				
	3_A Kalınlık (mm)	3_B Kalınlık (mm)	3_C Kalınlık (mm)	Toplam Ağırlık (kg)
Tasarım Model	7	8	7	1800
Optimum Model	7	8	7	1800
2.TELESKOBİK BOM				
	2_A Kalınlık (mm)	2_B Kalınlık (mm)	2_C Kalınlık (mm)	Toplam Ağırlık (kg)
Tasarım Model	7	9	8	2200
Optimum Model	7	8	7	2070
1.TELESKOBİK BOM				
	1_A Kalınlık (mm)	1_B Kalınlık (mm)	1_C Kalınlık (mm)	Toplam Ağırlık (kg)
Tasarım Model	7	9	8	2500
Optimum Model	7	8	7	2358
TELESKOBİK ANABOM				
	T_A Kalınlık (mm)	T_B Kalınlık (mm)	T_C Kalınlık (mm)	Toplam Ağırlık (kg)
Tasarım Model	7	8	8	2900
Optimum Model	7	7	8	2870
JİB BOM				
	Büyük Çap (mm)	Küçük Çap (mm)	Toplam Ağırlık (kg)	
Tasarım Model	Ø101,6x4	Ø48,3x2,5	1975	
Optimum Model	Ø88,9x4	Ø48,3x2,5	1890	

Tablo 7.5. Tasarım modeliyle optimum model arasındaki toplam ağırlık kıyaslaması

TELESKOBİK BOM VE JİB BOM	
	Ağırlık (kg)
Tasarım Model	15825
Optimum Model	15753

Sonuçlar irdelendiğinde bazı bomların kalınlıklarının artığı bazı bomların ise kalınlıklarının azaldığı görülmektedir. Teleskobik bom ve jib bom toplam ağırlığının azaldığı görülmektedir.

7.2. Öneriler

Yapılan tez çalışmalarında 100 ton kapasiteli teleskobik mobil vincin bomları SimXpert sonlu elemanlar analiz paket programında modeller kurulmuştur. Kurulan modellerde istenilen konumda sınır şartları ve kuvvetler uygulanarak sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu modeller bundan sonraki tasarımlarda temel oluşturacaktır.

Tez çalışmasında yapılan tasarım, elde edilen sonuçlarla daha yüksek kapasiteli ve yüksek çalışma mesafeli teleskobik mobil vinçlerin üretimi için yol gösterecektir.

Tez kapsamında SimXpert programında optimizasyon için özel makro yazılmıştır. Makro, malzeme akma dayanımı ve emniyet katsayısı girdilerine bağlı olarak optimum sac kalınlığı elde edilmiştir. Bu makro, diğer optimizasyon çalışmalarında kullanılacak şekilde uygun hale getirilmiştir.

Teleskobik bomların kesitleri dikdörtgen ya da kare olmadığından ve telesilindir boyutundan dolayı kesit optimizasyonu yapılamamıştır.

Jib bomdaki yüksek mukavemetli boruların kalınlık artışı aritmetik olmadığı için kalınlık optimizasyonu yapılamamıştır.

Teleskobik bomların çalışma prensibinde yük asılıyken bom uzatma yapılamamaktadır. Yük altında bomları uzatma ya da geri çekme çalışmaları yapılacaktır.

Analitik ve analiz sonuçları arasındaki yüzde saplamalar hesaplanmıştır. Bu sonuçların doğruluğu deneysel verilerle ispatlanmaya çalışılacaktır. Ayrıca Ar-Ge bünyesinde strain gage kullanarak bir test sistemi kurulup yapılan çalışmaların deneysel doğrulaması mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

Akkurt, M., 1990, Makine Elemanları Cilt II, Birsen Yayınevi, İstanbul

Canbak, O., 2007, Gemi güverte krenlerinin tasarımı ve dinamik davranışlarının irdelenmesi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

Candaş, A., 2013, Bir jib krenin deneysel gerilme gerilme analizi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

Erdil, A., 2007, Portal kreynlerin tasarım ve sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

Karahan, M., 2007, İki kademeli teleskopik vincin tasarım ve analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum

Karamolla, M., 2005, Kule vinçlerin matematik modellemesi, Doktora Tezi, *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Manisa

Kayaoğlu, E., 2009, Kren konstrüksiyonunda kullanılan dikdörtgen levhaların yayılı yük altındaki davranışının incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

Koçer, H., 2009, Bir hidrolik mobil vincin tasarım, analiz ve optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya

Mete, S., 2010, Tersanelerde kullanılan portal kreynlerin tasarım kriterlerinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

Neto, A.B.S., Rovere, H.L. 2006, Flexural stiffness characterization of fiber reinforced plastic (FRP) pultruded beams. Composite Structures

Özçimen, B., 2006, Gezer vinç tasarımı, Lisans Tezi, *Dokuz eylül üniversitesi*, İzmir

Özkan, İ., 2005, Computer aided design and analysis of frame crane, Ms Thesis, *Dokuz Eylül University Graduate School Of Natural And Applied Sciences*, İzmir

Özkor, M., 2012, Dört kademeli teleskobik vincin hareket mekanizmasının tasarımı ve analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik Ve Fen Bilimleri Enstitüsü*, Gebze

Taşdemir, B., 2012, Jib kren tasarımı ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

Ünal, B., 2008, Jib portal kren konstrüksiyonun modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

Ünüvar, A. 1996 Optimizasyon tekniği ve optimizasyonda nümerik metotlarla ilgili yüksek lisans kişisel ders notları.

Valansi, A., 2008, Hidrolik kreyn tasarım, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

Yurt, H., 2012, 60 tm kapasiteli krenin mukavetmet ve dinamik kontrolü, Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

http://www.ssab.com/tr/Brands/Weldox/Products/Weldox-960/ [Ziyaret Tarihi: 12 Ocak 2014].

http://www.ruukki.com/Products-and-solutions/Steel-products/Hollow-sections/Rectangular-hollow-sections/~/media/D67EBDA0E3014CEFB55E2C6A7F486BC8.ashx [Ziyaret Tarihi: 12 Ocak 2014].

TS EN 12999, Aralık 2005, Vinç ve Yükleyici Vinçler

F.E.M., 1987, 1001 3. Baskı 1987.10.01

EKLER

EK-1 Bom Optimizasyonunu Geçekleştirilen Python Dilince Hazırlanmış Bilgisayar Programı

```
# # CODE FENCE BEGIN: Declarations
import SX
import sys
context = SX.ScriptDelegate.current()
if (not context):
  SX.showErrorMsg("The script must be executed in a Process.")
  sys.exit()
inputs = context.getInputs()
outputs = context.getOutputs()
stress = inputs.getString("stress") # () stress
flag = "" # () flag
output2 = 0 # () output2
# # CODE FENCE END Declarations
import RIDL
import types
import Results
import Results.FileAccess
import Results.ResultData
import Results.MetaData
import SX
import SimXUtil
import os
color=SX.LexColor()
color.rgb.blue=0.; color.rgb.red=255.; color.rgb.green=0.
resBrowser = Results.MetaData.ResultBrowser()
resCases = resBrowser.getResultCases()
resType = "Stress Tensor,"
resRegion = "At Z1"
derivType = Results.ResDerivOpVonMises
resDataLoc = Results.ResResultDataCentroid
transType = Results.ResCoordTransNone
coordId = 0
numMax=5

dataMiner = Results.ResultData.DataMiner()
dataMiner.selectResultCases(resCases)
resTypes = dataMiner.getSelectableResultTypes()
isFound = 0
```

```
for rType in resTypes:
        if rType == resType :
                isFound = 1
                break
if isFound :
        dataMiner.selectResultType(resType)
else:
        SX.ShowMsg("Unknown resultcase")
resRegions = dataMiner.getSelectableRegions()
isFound = 0
for rRegion in resRegions:
 if rRegion == resRegion :
  isFound = 1
if isFound :
 dataMiner.selectRegion(resRegion)
else:
 SX.ShowMsg("Unknown region")
derivTypes = dataMiner.getSelectableDerivTypes()
isFound = 0
for dType in derivTypes:
 if dType == derivType :
  isFound = 1
if isFound :
 dataMiner.setDerivationType(derivType)
else :
 SX.ShowMsg("Unknown derivation")
model=SX.CLexSofyEnv.getCurrentModel()
PropertyList=model.getPropertyList()
boom_ust_on=SX.ElementList()
boom_ust_arka=SX.ElementList()
boom_alt=SX.ElementList()
for k in range(int(PropertyList.length())):
        prop=PropertyList.at(k)
        name=prop.getName()
        #SX.ShowMsg(str(name))
        proplist=SX.PropertyList()
        proplist.insert(prop)
        if str(name)=="boom_ust_on":
                SX.getElementsFromPropertyList(proplist,boom_ust_on)
                boom_ust_on_prop=prop
        elif str(name)=="boom_ust_arka":
                SX.getElementsFromPropertyList(proplist,boom_ust_arka)
                boom_ust_arka_prop=prop
        elif str(name)=="boom_alt":
```

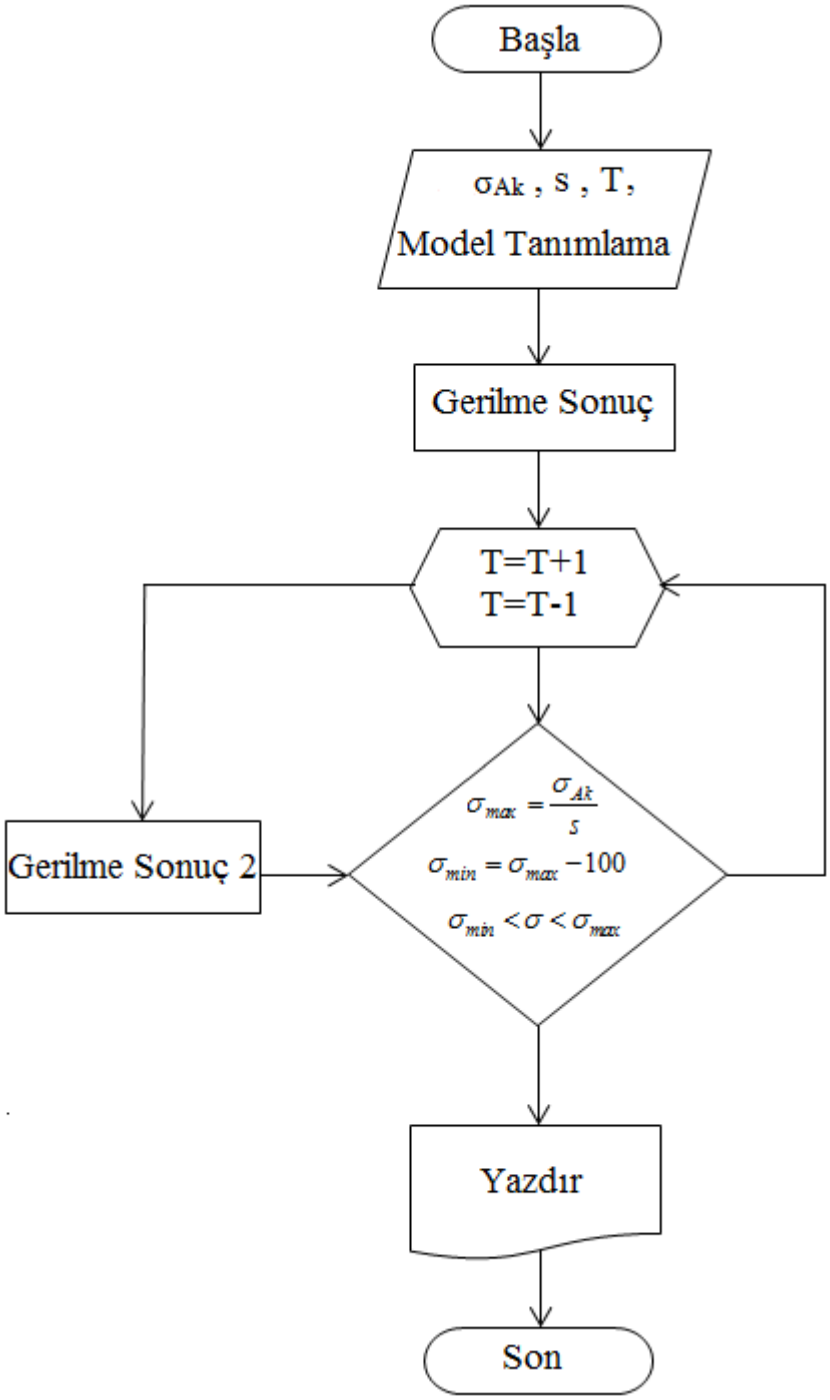
```
                SX.getElementsFromPropertyList(proplist,boom_alt)
                boom_alt_prop=prop
t1=boom_ust_on_prop.thicknessu()
t2=boom_ust_arka_prop.thicknessu()
t3=boom_alt_prop.thicknessu()
boom_ust_on_ids=[]
boom_ust_arka_ids=[]
boom_alt_ids=[]

for k in range(int(boom_ust_on.length())):
        el=boom_ust_on.at(k)
        id=el.getAppId()
        boom_ust_on_ids.append(int(id))
for k in range(int(boom_ust_arka.length())):
        el=boom_ust_arka.at(k)
        id=el.getAppId()
        boom_ust_arka_ids.append(int(id))
for k in range(int(boom_alt.length())):
        el=boom_alt.at(k)
        id=el.getAppId()
        boom_alt_ids.append(int(id))
dataMiner.setCoordTransform(transType, coordId)
results=[]
f1=0
f2=0
f3=0
for k in range(3):
        if k==0:
                elmIds=boom_ust_on_ids
                group="Boom_Ust_On"
        elif k==1:
                elmIds=boom_ust_arka_ids
                group="Boom_Ust_Arka"
        else:
                elmIds=boom_alt_ids
                group="Boom_Alt"
        dataMiner.setEntities(resDataLoc, elmIds)
        resData = dataMiner.getMinMaxResultData(0, 1)
        resVals=resData.getMaxValues()
        elmIds = resData.getMaxElements()
        resVals = resData.getMaxValues()
        for i in range(len(elmIds)):
                SX.ShowMsg(str(group))
                SX.ShowMsg("Elm Id: " + str(elmIds[i]))
```

```
                SX.ShowMsg("resVal: " + str(resVals[i]))
                results.append(resVals[i])
                elem=SX.elementPtrFromAppId(elmIds[i])
                elem=elem.__cast__("CLexElement")
                elem=elem.__cast__("CLexPhyObject")
                SX.HighlightEntityWithColor(elem,color)
for k in range(len(results)):
        res=results[k]
        if float(res)>=float(stress):
                if k==0:
                        SX.ShowMsg("Boom_On_Ust grubunda gerilme degeri akma
sinirinin uzerindedir...")
                        thickness=boom_ust_on_prop.thicknessu()
                        thickness=thickness+1
                        boom_ust_on_prop.setThicknessu(thickness)
                elif k==1:
                        SX.ShowMsg("Boom_On_Arka grubunda gerilme degeri akma
sinirinin uzerindedir...")
                        thickness=boom_ust_arka_prop.thicknessu()
                        thickness=thickness+1
                        boom_ust_arka_prop.setThicknessu(thickness)
                else:
                        SX.ShowMsg("Boom_Alt grubunda gerilme degeri akma
sinirinin uzerindedir...")
                        thickness=boom_alt_prop.thicknessu()
                        thickness=thickness+1
                        boom_alt_prop.setThicknessu(thickness)
        elif float(res)<float(float(stress)-100):
                if k==0:
                        thickness=boom_ust_on_prop.thicknessu()
                        thickness=thickness-1
                        boom_ust_on_prop.setThicknessu(thickness)
                elif k==1:
                        thickness=boom_ust_arka_prop.thicknessu()
                        thickness=thickness-1
                        boom_ust_arka_prop.setThicknessu(thickness)
                else:
                        thickness=boom_alt_prop.thicknessu()
                        thickness=thickness-1
                        boom_alt_prop.setThicknessu(thickness)
        else:
                if k==0:
                        SX.ShowMsg("Boom_On_Ust grubunda gerilme degeri uygun
araliktadir...")
```

```
                f1=1
            elif k==1:
                SX.ShowMsg("Boom_On_Arka grubunda gerilme degeri uygun
araliktadir...")
                f2=1
            else:
                SX.ShowMsg("Boom_Alt grubunda gerilme degeri uygun
araliktadir...")
                f3=1
G1=results[0]
G2=results[1]
G3=results[2]
file=open("C:/Optimizasyon_Sonuclari.txt","a")
file.write(str(t1).center(27)+str(G1).center(27)+str(t2).center(27)+str(G2).center(27)+str
(t3).center(27)+str(G3).center(27)+"\n")
output2="0"
flag="No"
if f1==1 and f2==1 and f3==1:
    flag="Yes"
    outpu2="1"
# # CODE FENCE BEGIN: Outputs
outputs.setString("flag", flag)
outputs.setString("output2", output2)
# # CODE FENCE END Outputs
```

EK-2 Bom Optimizasyonunu Algoritması



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	**:**	Yunus GÜDER
Uyruğu	**:**	T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi	**:**	ÇANAKKALE-1988
Telefon	**:**	0544 217 53 22
Faks	**:**	
e-mail	**:**	yunusguder@hotmail.com

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	**ÇANAKKALE LİSESİ,MERKEZ, ÇANAKKALE**	**2005**
Üniversite	:	**SELÇUK ÜNİVERSİTESİ, SELÇUKLU, KONYA**	**2011**
Yüksek Lisans	:	**SELÇUK ÜNİVERSİTESİ, SELÇUKLU, KONYA**	**2014**

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2011	**HİDROKON KONYA HİDROLİK MAKİNE SAN. TİC. ve LTD. ŞTİ.**	**ARGE MÜHENDİSİ**

UZMANLIK ALANI

Mobil Vinç, CAD, FEM, Makina Tasarımı, Optimizasyon

YABANCI DİLLER

İNGİLİZCE

YAYINLAR

1. Güder, Y., Ersoyoğlu, A.S., 2014, Mobil Vinçlerde Teleskobik Bom Ve Jib Bom Mekanizması Tasarımı, Analizi Ve Optimizasyonu, Selçuk Üniversitesi Mühendislik, Bilim Ve Teknoloji Dergisi, Cilt 2 Sayı 3, 2014.