

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**METAL HURDALARIN ELLEÇLENMESİ
AMACI İLE PALETLİ TİP MOBİL ELEKTRİKLİ
İŞ MAKİNESİ VE ATAŞMAN GELİŞTİRİLMESİ**

Ramazan ŞAN

Mart, 2021

İZMİR

METAL HURDALARIN ELLEÇLENMESİ AMACI İLE PALETLİ TİP MOBİL ELEKTRİKLİ İŞ MAKİNESİ VE ATAŞMAN GELİŞTİRİLMESİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Ramazan ŞAN

Mart, 2021

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

RAMAZAN ŞAN, tarafından **PROF. DR. MİNE DEMİRİSOY** yönetiminde hazırlanan “**METAL HURDALARIN ELLEÇLENMESİ AMACI İLE PALETLİ TİP MOBİL ELEKTRİKLİ İŞ MAKİNESİ VE ATAŞMAN GELİŞTİRİLMESİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Mine DEMİRİSOY

Danışman

Prof. Dr. Hasan ÖZTÜRK

Jüri Üyesi

Doç. Dr. Levent ÇETİN

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Özgür ÖZÇELİK

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez sürecim boyunca benden yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Mine DEMİRİSOY'a, Yüksek lisans tez çalışmalarımın ilerlemesinde elinden gelen tüm katkıyı sağlayan AYMAS Makina Genel Müdürü Sayın Aytekin YELEKİOĞLU'na sonsuz teşekkür ederim.

Tez yazımı sırasında teşvik ve katkılarından dolayı iş arkadaşım ve meslektaşım Çağatay Yeldar YILDIRIM'a da teşekkür ederim.

Son olarak, beni bugünlere getiren annem ve babama, bana koşulsuz her konuda destek olan kardeşime ve ömrümün geriye kalanını paylaşacağım her şeyim Nursel YILMAZ' a sonsuz teşekkür ederim.

Ramazan ŞAN

METAL HURDALARIN ELLEÇLENMESİ AMACI İLE PALETLİ TİP MOBİL ELEKTRİKLİ İŞ MAKİNESİ VE ATAŞMAN GELİŞTİRİLMESİ

ÖZ

Metal hurdalarının geri dönüşümünde hurdaların taşınma işlemi iş makinaları ile sağlanmaktadır. Hurda taşınması için kullanılan iş makinelerine malzeme elleçleme vinci adı verilmektedir. Bu tip iş makinelerinin gerekli hidrolik ve mekanik hesaplamaları dikkatli şekilde yapılmalıdır. Bu tez çalışmasında konu olan elleçleme vincinin teknik özellikleri 14 metre bom açıklığına sahip ve kaldırma kapasitesi 3,5 ton şeklindedir. Bu tezin amacı, belirlenen özelliklere sahip elleçleme vincinin endüstriyel ortamda bulunmamasından dolayı bu vinç için tasarım ve optimizasyon çalışmasıdır.

Bu çalışma malzeme elleçleme vinci tasarımları SolidWorks programı kullanılarak yapılmıştır. Statik ve modal analizler ANSYS programı ile yapılarak gerekli optimizasyon çalışmaları sonucu yapısal olarak en uygun tasarım oluşturulmuştur. Optimizasyon çalışmaları verileri Excel kullanılarak görselleştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizleri ile ortaya çıkan sorunlar değerlendirilerek çözüm aranmıştır.

Anahtar kelimeler: Elleçleme vinci, vinç boyları, modal analiz, statik analiz, malzeme elleçleme, metal hurda

DESIGN OF CRAWLER TYPE MOBILE ELECTRICAL CRANE AND ATTACHMENTS FOR THE HANDLING OF METAL SCRAP

ABSTRACT

In the recycling of metal scrap, the transportation of scrap is provided by construction machinery. The construction machinery used for the transportation of scrap is called material handling crane. The necessary hydraulic and mechanical calculations of such machines must be carried out with caution. The technical characteristics of the handling crane, which is the subject of this thesis, has a boom span of 14 meters and a lifting capacity of 3.5 tons. The aim of this thesis is to design and optimize this crane because the handling crane with the specified characteristics is not available in an industrial environment.

In this study, material handling crane designs are made by using SolidWorks program. Static and modal analyzes were performed with ANSYS program and the most appropriate design was created as a result of the necessary optimization studies. The data of the optimization studies were visualized using Excel. The problems that arose with finite element analysis were evaluated and solutions were sought.

Keywords: Material handler, crane boom, modal analysis, static analysis, material handling, metal scrap

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
TABLolar LİSTESİ	xiii

BÖLÜM BİR - GİRİŞ..... 1

1.1 Giriş	1
1.2 Gövde Tiplerine Göre Elleçleme Vinçlerinin Sınıflandırılması.....	3
1.2.1 Tekerlekli Elleçleme Vinci	3
1.2.2 Paletli Elleçleme Vinçleri	4
1.2.3 Sabit Elleçleme Vinci	5
1.3 Elleçleme Vinci Parçaları	7

BÖLÜM İKİ- KİNETİK - KİNEMATİK ANALİZ VE OPTİMİZASYON 8

2.1 En Açık Pozisyon (14 m Açıklıkta) Kinetik - Kinematik Analizi	8
2.1.1 Silindir Kuvvet Hesaplamaları	9
2.1.2 Bomların Ön Tasarım Kinetik - Kinematik Analizi	10
2.1.2.1 Kırma Bomu Ön Tasarım Kinetik - Kinematik Analizi.....	10
2.1.2.2 Kaldırma Bomu Ön Tasarım Kinetik - Kinematik Analizi.....	11
2.1.3 Bomların Birinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi.....	12
2.1.3.1 Kırma Bomu Birinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi.....	13
2.1.3.2 Kaldırma Bomu Birinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi.....	14
2.1.4 Bomların İkinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi.....	15

2.1.4.1 Kırma Bomu İkinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi	15
2.1.4.2 Kaldırma Bomu İkinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi.....	16

BÖLÜM ÜÇ- KALDIRMA BOMU İÇİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI..... 18

3.1 6 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi	18
3.1.1 6 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	21
3.2 8 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi	24
3.2.1 8 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	25
3.3 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi	28
3.3.1 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	28

BÖLÜM DÖRT- KIRMA BOMU İÇİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI..... 32

4.1 6 mm Sac Kalınlıklı Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi	32
4.1.1 6 mm Sac Kalınlıklı Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	34
4.2 10 mm Sac Kalınlıklı Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi	37
4.2.1 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	37
4.3 10 mm Sac Kalınlıklı (Revizyon 1) Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi	41
4.3.1 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	42
4.4 10 mm Sac Kalınlıklı (Revizyon 2) Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi	45

4.4.1 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	45
---	----

BÖLÜM BEŞ- DİK GÖVDE İÇİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI..... 50

5.1 10 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analizi	50
5.1.1 10 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	52
5.2 10 mm Sac Kalınlıklı (Revizyon 1) Dik Gövde Sonlu Elemanlar Analizi	57
5.2.1 10 mm Sac Kalınlıklı (Revizyon 1) Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	57
5.3 20 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövde Sonlu Elemanlar Analizi	61
5.3.1 20 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	62
5.4 20 mm (Revizyon 1) Sac Kalınlıklı Dik Gövde Sonlu Elemanlar Analizi	65
5.4.1 20 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları	65

BÖLÜM ALTI- SONUÇ VE ÖNERİLER..... 70

KAYNAKLAR 71

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Tekerlekli Elleçleme Vinci	3
Şekil 1.2 Paletli elleçleme vinci	4
Şekil 1.3 Sökülebilir sabit elleçleme vinci	5
Şekil 1.4 Sökülemez sabit elleçleme vinci	6
Şekil 1.5 Paletli elleçleme vinci tasarım görseli	7
Şekil 2.1 En açık pozisyonun serbest cisim diyagramı	8
Şekil 2.2 Kırma bomunun yatayla (x eksenile) yaptığı açı	10
Şekil 2.3 Kaldırma bomunun yatayla (x eksenile) yaptığı açı	11
Şekil 2.4 Kırma bomunun birinci revizyon sonucu yatayla (x eksenile) yaptığı açı	13
Şekil 2.5 Kaldırma bomunun birinci revizyon sonucu yatayla (x eksenile) yaptığı açı	14
Şekil 2.6 Kaldırma bomunun ikinci revizyon sonucu yatayla (x eksenile) yaptığı açı	16
Şekil 3.1 Kaldırma bomunun analiz modeli.....	19
Şekil 3.2 (a) Kaldırma bomu mesnet noktası kuvveti (b) kırma bomu mesnet noktası kuvveti (c) bom birleştirme mesnet noktası kuvveti (d) bomun sabitlendiği bölge	19
Şekil 3.3 En boy oranı dağılımı	21
Şekil 3.4 y yönündeki şekil değiştirme	22
Şekil 3.5 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılımı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	22
Şekil 3.6 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler	23
Şekil 3.7 Yorulma emniyet katsayısı	24
Şekil 3.8 En boy oranı dağılımı	25
Şekil 3.9 y yönündeki şekil değiştirme	25

Şekil 3.10 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	26
Şekil 3.11 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler	27
Şekil 3.12 Yorulma emniyet katsayısı	28
Şekil 3.13 En boy oranı dağılımı.....	29
Şekil 3.14 y yönündeki şekil değiştirme	29
Şekil 3.15 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	29
Şekil 3.16 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler	30
Şekil 3.17 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı	31
Şekil 4.1 Kırma bomunun analiz modeli	32
Şekil 4.2 (a) Kırma bomu mesnet noktası kuvveti (b) kırma bomu mesnet noktası kuvveti (c) bomun sabitlendiği bölge	33
Şekil 4.3 En boy oranı dağılımı	34
Şekil 4.4 y yönündeki şekil değiştirme	35
Şekil 4.5 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	35
Şekil 4.6 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler	36
Şekil 4.7 Yorulma emniyet katsayısı	37
Şekil 4.8 En boy oranı dağılımı	38
Şekil 4.9 y yönündeki şekil değiştirme	38
Şekil 4.10 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	39
Şekil 4.11 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler	40
Şekil 4.12 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı	41
Şekil 4.13 Kırma bomundaki kalınlaştırmanın yapıldığı bölge	41
Şekil 4.14 En boy oranı dağılımı.....	42
Şekil 4.15 y yönündeki şekil değiştirme	42

Şekil 4.16 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	43
Şekil 4.17 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler	44
Şekil 4.18 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı	45
Şekil 4.19 En boy oranı dağılımı.....	46
Şekil 4.20 y yönündeki şekil değiştirme	46
Şekil 4.21 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	46
Şekil 4.22 Tekillik bölgesi	48
Şekil 4.23 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler	48
Şekil 4.24 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı	49
Şekil 5.1 Dik gövde analiz modeli	50
Şekil 5.2 (a) Dik gövde mesnet noktası kuvveti (b) dik gövde mesnet noktası kuvveti (c) dik gövdenin sabitlendiği bölge (d) karşı ağırlığın yerleştirildiği bölge	51
Şekil 5.3 En boy oranı dağılımı	53
Şekil 5.4 Toplam şekil değiştirme.....	53
Şekil 5.5 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	54
Şekil 5.6 Hesaplama yöntemlerine göre dik gövde üzerindeki maksimum gerilmeler	55
Şekil 5.7 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı	56
Şekil 5.8 Hasar oluşacak bölge (piston bağlantı bölgesi)	56
Şekil 5.9 Hasar oluşacak bölge (yan sac bölgesi)	56
Şekil 5.10 Eklenen feder	57
Şekil 5.11 Kalınlığı 20 mm'ye çıkan saclar	57
Şekil 5.12 En boy oranı dağılımı.....	58
Şekil 5.13 Toplam şekil değiştirme.....	58

Şekil 5.14 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	59
Şekil 5.15 Hesaplama yöntemlerine göre dik gövde üzerindeki maksimum gerilmeler	60
Şekil 5.16 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı	61
Şekil 5.17 Sac kalınlığı 20 mm'ye çıkarılan saclar	61
Şekil 5.18 En boy oranı dağılımı.....	62
Şekil 5.19 Toplam şekil değiştirme.....	62
Şekil 5.20 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	63
Şekil 5.21 Hesaplama yöntemlerine göre dik gövde üzerindeki maksimum gerilmeler	64
Şekil 5.22 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı	65
Şekil 5.23 Emniyet katsayısı 2'nin altında olan bölge	65
Şekil 5.24 En boy oranı dağılımı.....	66
Şekil 5.25 Toplam şekil değiştirme.....	66
Şekil 5.26 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı.....	67
Şekil 5.27 Hesaplama yöntemlerine göre dik gövde üzerindeki maksimum gerilmeler	68
Şekil 5.28 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı	69

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1 Paletli elleçleme vinci parçaları.....	7
Tablo 2.1 Moment için kullanılacak mesafeler.....	8
Tablo 2.2 Ön tasarım durumunda bilinen kuvvet değerleri	9
Tablo 2.3 Ön tasarımda kullanılan silindirler	9
Tablo 2.4 D mafsalsındaki tepki kuvveti değerleri.....	10
Tablo 2.5 A mafsalsındaki tepki kuvveti değerleri.....	11
Tablo 2.6 Birinci revizyon sonrası moment için kullanılacak mesafeler.....	12
Tablo 2.7 D mafsalsındaki tepki kuvveti değerleri.....	13
Tablo 2.8 A mafsalsındaki tepki kuvveti değerleri.....	14
Tablo 2.9 İkinci revizyon sonrası moment için kullanılacak mesafeler.....	15
Tablo 2.10 D mafsalsındaki tepki kuvveti değerleri.....	16
Tablo 2.11 A mafsalsındaki tepki kuvveti değerleri.....	16
Tablo 3.1 6 mm sac kalınlıklı kaldırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri	21
Tablo 3.2 8 mm sac kalınlıklı kaldırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri	25
Tablo 3.3 10 mm sac kalınlıklı kaldırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri	28
Tablo 4.1 6 mm sac kalınlıklı kırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri	34
Tablo 4.2 10 mm sac kalınlıklı kırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri	38
Tablo 4.3 10 mm sac kalınlıklı (revizyon 1) kırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri.....	42
Tablo 4.4 10 mm sac kalınlıklı kırma bomunun (revizyon 2) sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri.....	45
Tablo 5.1 10 mm sac kalınlıklı dik gövdenin sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri	52

Tablo 5.2 10 mm sac kalınlıklı (revizyon 1) dik gövdenin sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri	58
Tablo 5.3 20 mm sac kalınlıklı dik gövdenin sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri	62
Tablo 5.4 20 mm sac kalınlıklı (revizyon 1) dik gövdenin sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri	66



BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Giriş

Doğal kaynakların sonsuz olmadığı göz önüne alındığında geri dönüşüm dünya için vazgeçilmez bir gereksinimdir. Geri dönüşüm neredeyse her alanda gerçekleşebileceği gibi metal sektöründe de önemli bir yer tutmaktadır. Hurda metallerin çeşitli işlem basamaklarından geçmesiyle tekrar kullanılabilir aşamaya gelmesiyle metal geri dönüşümü tamamlanmış olur. Bu işlem basamaklarındaki nakliye, hazne doldurma vb. işlemler için hurda elleçleme vinci kullanılmaktadır.

Hurda elleçleme vinci üretimi ekskavatörler kadar olmasa da dünyada ve ülkemizde sektöre yön veren önemli firmalar bulunmaktadır. Alman firmaları Terex-Fuchs, Sennebogen ve Liebherr, Amerikan firması Caterpillar ve Finlandiya firması MultiDocker sektörün önemli temsilcileridir. Bu denli büyük firmaların olduğu bir pazar araştırıldığında ise 842641 (Mobil vinçler ve kendinden hareketli platformlu vinçli kamyonlar) GTİP faslı ile araştırıldığında 2.100.000.000 Dolar büyüklüğünde bir Pazar bulunmaktadır. Türkiye ise bu kategoride %0,2 ihracat ve %2,2 ithalat ile 42.000.000 Dolar açık vermektedir.

Literatür araştırmasında hurda elleçleme vinçlerinin farklı tiplerine ait çalışmalar bulunmaktadır. Bu bölümde vinçlerin farklı metotlar kullanılarak tasarım ve optimizasyon kriterlerini konu alan yayınlar incelenmiştir.

Cibicik ve Egeland (2019) makalelerinde mafsallı bomlu vinçlerde dinamik reaksiyon kuvvetlerinin belirlenmesi için bir yöntem üzerinde çalışmışlardır. Tespit edilen reaksiyon kuvvetleri ile yorulma ömrü tahmini ve yapısal bütünlük hesaplamalarıyla birlikte kuru sürtünmeyi içeren kontrol problemlerinde kullanılabilir.

Ademiec-Wójcik, Drag, Metelski, Nadratowski ve Wojciech (2019), çalışmalarında bir mafsallı vasıtasıyla bağlanmış iki bomdan oluşan bir uzamsal modeli yazılım paketi PROTEA ile deniz koşullarında taşıma işlemleri sırasında vinci test

etmişlerdir. Oluşturulan model hem havadan hem de tabandan belirli bir hızla yükü kaldırma görevleri için onaylanmıştır.

Roozbahani, Pandolfo, Mäkinen ve Handroos (2016) yaptıkları çalışmada akıllı kontrol sistemlerinin, mekatronik yapılarda yorulma ömrünün iyileştirilmesine yönelik uygulamalarını incelemektedirler. Yorulma ömrünü artıran bir kontrol algoritması geliştirilerek geleneksel kontrol sistemlerinden çok daha uzun olması sağlanmıştır.

Azeloğlu, Özen, Edinçliler ve Kenan (2017) yaptıkları çalışmada kafesli bomun ölçekli bir fiziksel modeli kullanılarak deneysel ve teorik modal analizler yapılarak ve frekans yanıtlarının karşılaştırılması değerlendirilmiştir. Karşılaştırmalı çalışma ile frekans değerlerinin sonlu elemanlar analizinden elde edilebileceği gösterilmiştir.

Mijailovic ve Kastratovic (2009) kule vincinin kafes bomunun enine kesit optimizasyonu problemi tartışılmaktadır. Lagrange'ın çarpanları yöntemiyle optimizasyonun parametreleri belirlenmiştir. Gerilme kriteri, kısıtlama işlevi olarak kullanılmıştır. Teorik çözümler ve sonlu elemanlar yöntemleriyle elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Enine kesit önerilerinde bulunulmuştur.

Gašić, Savkovic, Bulatovic ve Petrovic (2011) araç vinçlerinin enine kesitlerinin geometrik parametreleri arasındaki optimal ilişkilerinin belirlenmesi üzerinde çalışma yürütmüşlerdir. Kullanılan yöntem Lagrange'ın aşırı değerlerin belirlenmesinde kullanılan çarpanlara dayanmaktadır. Geometrik parametrelerin optimizasyonu, diferansiyel evrim algoritması ile de yapılmıştır. Uygulanan yöntemlerin sonuçları sonuçları, mevcut bir çözüm için sayısal örneklerle doğrulanmıştır.

Kong, Qi ve Wang (2015) makalelerinde paletli vinçlerin kafes bomlu yapıları için geometrik çizgisel olmayan elastik kararsızlığı analiz etmişlerdir. Birden fazla yükleme koşulunda kararsızlık analizinin hesaplama etkinliğini arttırmak için, kafes örgü yapılarının kararsızlık yüklerini belirlemek için yeni bir yöntem, hız biçimindeki dengelere dayanarak sunulmuştur. Makalede verilen iki sayısal örnek ile yöntemin kullanılabilirliğini ve verimliliğini göstermektedir.

1.2 Gövde Tiplerine Göre Elleçleme Vinçlerinin Sınıflandırılması

Hurda elleçleme vinçlerinin sınıflandırılmasında en büyük etken müşteri talepleridir. Müşteri bazlı üretim zamanla büyük özellikle sektöre yön veren firmalarda seri imalata dnm ve stoklama söz konusu olmuştur. Hurda elleçleme vinçleri ana blıklar halinde toplandığında ŗu ŗekilde sınıflandırabilir:

- Tekerlekli Elleçleme Vinci
- Paletli Elleçleme Vinci
- Sabit Elleçleme Vinci

1.2.1 Tekerlekli Elleçleme Vinci

Tekerlekli elleçleme vinçlerinde ŗekil 1.1’de gösterildiği gibi hareket tekerleklerle sağlanmakta olup, bunun yanı sıra çalışma yürütülürken ayaklarla yerlere sabitlenmektedir. Bu tip elleçleme vinçleri malzeme taşıma mesafeleri fazla olan çalışma sahalarında daha çok tercih edilmektedir. Bunun sebebi diğer mobil vinçlere göre daha hızlı olmalarıdır.



ŗekil 1.1 Tekerlekli Elleçleme Vinci (Sennebogen, 2019)

Tekerlekli elleçleme vinçlerindeki firmaların özellikleri göz önüne alındığında ortalama olarak minimum 8 metre olmakla birlikte maksimum 21 metredir. Daha büyük bom açıklarına sahip vinçlerin bom şekilleri kafes halinde imal edilmektedir. Bu tez çalışması kapsamında 21 metreden fazla açıklığa sahip vinçler konu edilmemiştir.

1.2.2 Paletli Elleçleme Vinçleri

Paletli elleçleme vinçlerinde Şekil 1.2’de gösterildiği gibi hareket paletlerle sağlanmaktadır. Vincin yüzeyle teması fazla olan bu tipte çalışma sırasında yere sabitleme gereksinimi bulunmamaktadır. Bu tip elleçleme vinçleri hızlarının düşük olmasından dolayı malzeme taşıma mesafeleri az olan çalışma sahalarında daha çok tercih edilmektedir.



Şekil 1.2 Paletli elleçleme vinci (Sennebogen, 2019)

Paletli elleçleme vinçlerindeki firmaların özellikleri göz önüne alındığında ortalama olarak minimum 8 metre olmakla birlikte maksimum 21 metredir. Daha büyük bom açıklarına sahip vinçlerin bom şekilleri kafes halinde imal edilmektedir. Bu tez çalışması kapsamında 21 metreden fazla açıklığa sahip vinçler konu edilmemiştir.

1.2.3 Sabit Elleçleme Vinci

Sabit elleçleme vinçleri Şekil 1.3'te gösterildiği gibi yere ayaklar ile bağlanıp çalışmaktadır ya da Şekil 1.4'te gösterildiği gibi yere beton atılarak sabitlendikten sonra çalışmaktadır. Sökülebilir olarak sabitlenen vinçler neredeyse hiç harekete ihtiyaç duyulmayan yerlerde kullanılmaktadır. Beton ile yere sabitlenen vinçler ise hiç harekete gerek duyulmayan yerlerde kullanılmaktadır.



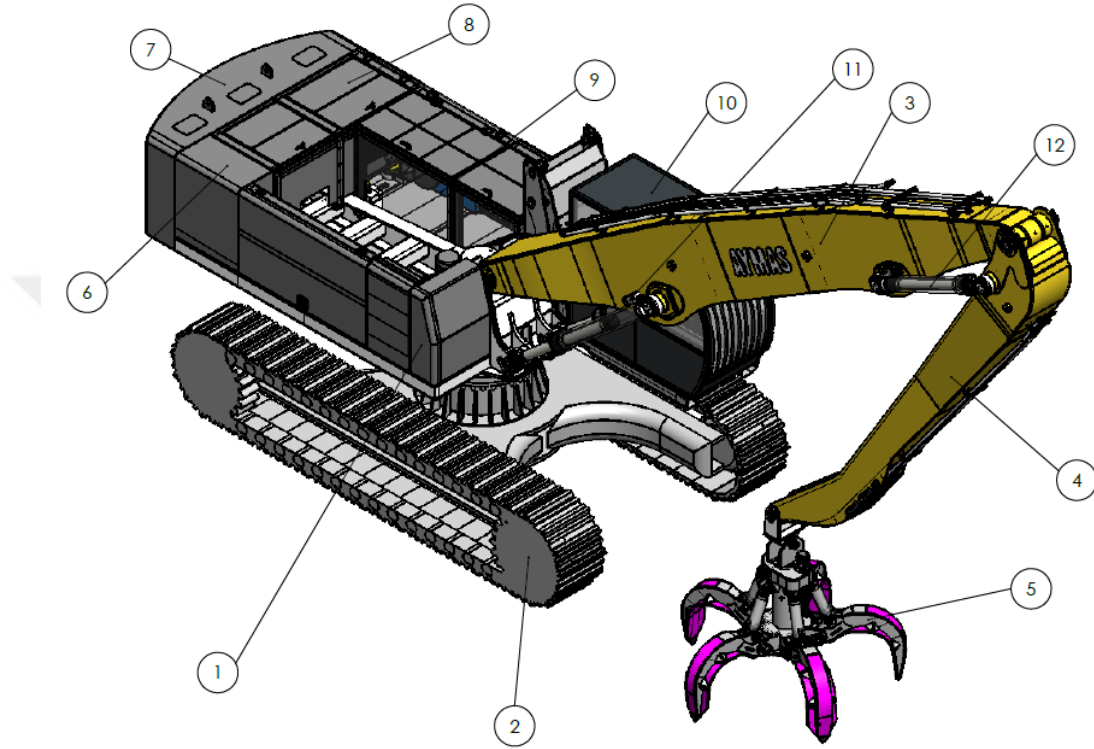
Şekil 1.3 Sökülebilir sabit elleçleme vinci (Sennebogen, 2019)



Şekil 1.4 Sökülemez sabit elleçleme vinci (Sennebogen, 2019)

1.3 Elleçleme Vinci Parçaları

Tez çalışmasında konu edilen elleçleme vinci paletli elleçleme vinci'dir. Elleçleme vinci'nin ana parçaları Şekil 1.5 ve Tablo 1.1'de açıklanmıştır.



Şekil 1.5 Paletli elleçleme vinci tasarım görseli (Aymas, 2019)

Tablo 1.1 Paletli elleçleme vinci parçaları (Aymas,2019)

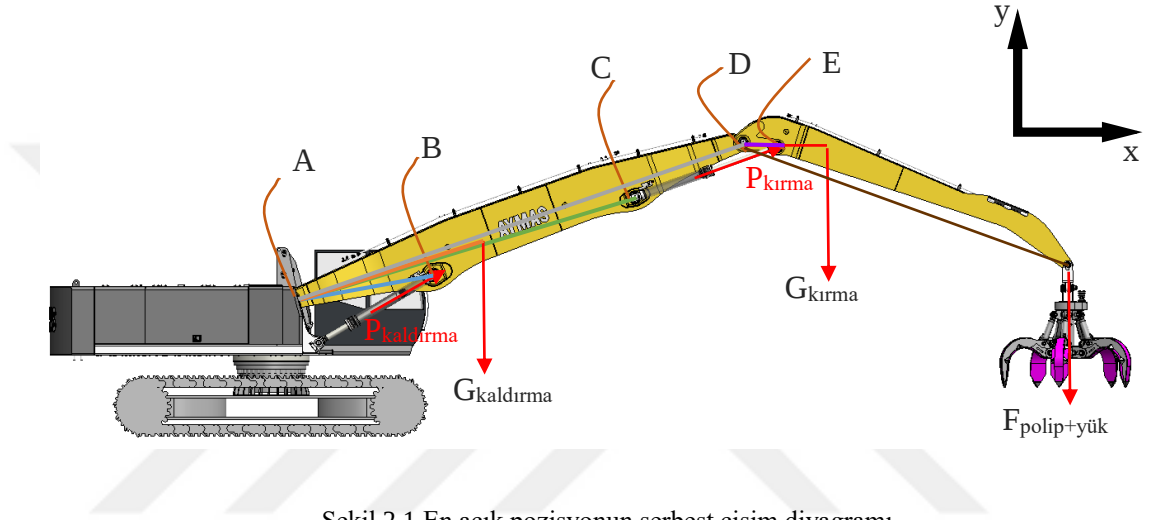
1	Dik Gövde
2	Paletli Yürüyüş Takımı
3	Kaldırma Bomu
4	Kırma Bomu
5	Polip (Ataşman)
6	Yağ Tankı
7	Arka Ağırlık
8	Motor ve Pompa Grubu
9	Soğutucu Grubu
10	Kabin Grubu
11	Kaldırma Pistonları
12	Kırma Pistonları

BÖLÜM İKİ

KİNETİK - KİNEMATİK ANALİZ VE OPTİMİZASYON

2.1 En Açık Pozisyon (14 m Açıklıkta) Kinetik - Kinematik Analizi

Hurda elleçleme vinci için hedeflenen kaldırma ağırlığı en açık pozisyon olan 14 metre açıklıkta polip ağırlığıyla birlikte 3,5 tondur. En açık pozisyonun kinematik analizi için serbest cisim diyagramı Şekil 2.1’ de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 En açık pozisyonun serbest cisim diyagramı

Şekil 2.1’ de verilen serbest cisin diyagramına göre moment alınarak 3,5 tonluk bir sistemi taşıyabilecek $P_{kırma}$ ve $P_{kaldırma}$ kuvvetlerini elde etmiş bulunur. Ön tasarım durumunda moment alınırken gerekli mesafe Tablo 2.1’de kuvvet değerleri ise Tablo 2.2’de verilmiştir. Yükün asılı olduğu bom kırma, diğer bom ise kaldırma bomu olarak isimlendirilmiştir.

Tablo 2.1 Moment için kullanılacak mesafeler

	Uzaklık	x eksenindeki mesafe (mm)	y eksenindeki mesafe (mm)
Kırma Bomu	DE	592,19	130,44
	DG _{kırma}	1848,85	-
	DF _{polip+yük}	5334,2	-
Kaldırma Bomu	AD	8332,59	1079,68
	AC	6329,6	522,7
	AB	2472,83	95,73
	AG _{kaldırma}	3958,94	-

Tablo 2.1’ de $AG_{kırma}$, $AF_{polip+yük}$ ve $BG_{kaldırma}$ için y eksenindeki mesafeler moment sırasında kullanılmayacağı için belirtilmemiştir.

Tablo 2.2 Ön tasarım durumunda bilinen kuvvet değerleri

	$F_{polip+yük}$	$G_{kırma}$	$G_{kaldırma}$
Şiddeti (N)	34335	10428,03	22867,11

2.1.1 Silindir Kuvvet Hesaplamaları

Sistemde iki adet kaldırma ve iki adet kırma silindiri mevcuttur. Sistemde kullanılacak kaldırma ve kırma silindirlerinin ön tasarımdaki basınç, boru ve mil değerleri Tablo 2.3’te verilmiştir.

Tablo 2.3 Ön tasarımda kullanılan silindirler

	Adet	Max Basınç (MPa)	Boru İç Çapı (mm)	Mil Çapı (mm)
Kaldırma Silindiri	2	36	130	100
Kırma Silindiri	2	36	120	90

Kaldırma silindirinin baskı durumu için kuvvet hesaplaması şu şekildedir:

$$A_{kaldırma} = \pi r_{kaldırma}^2 \quad (2.5)$$

$$A_{kaldırma} = \pi \times 65^2 = 13272,83 \text{ mm}^2$$

$$F_{kaldırma} = n P_{sistem} A_{kaldırma} \quad (2.6)$$

$$F_{kaldırma} = 2 \times 36 \times 13272,83 = 955644,3 \text{ N}$$

Kırma silindirinin baskı durumu için kuvvet hesaplaması şu şekildedir:

$$A_{kırma} = \pi r_{kırma}^2 \quad (2.7)$$

$$A_{kırma} = \pi \times 60^2 = 11309,4 \text{ mm}^2$$

$$F_{kırma} = n P_{sistem} A_{kırma} \quad (2.8)$$

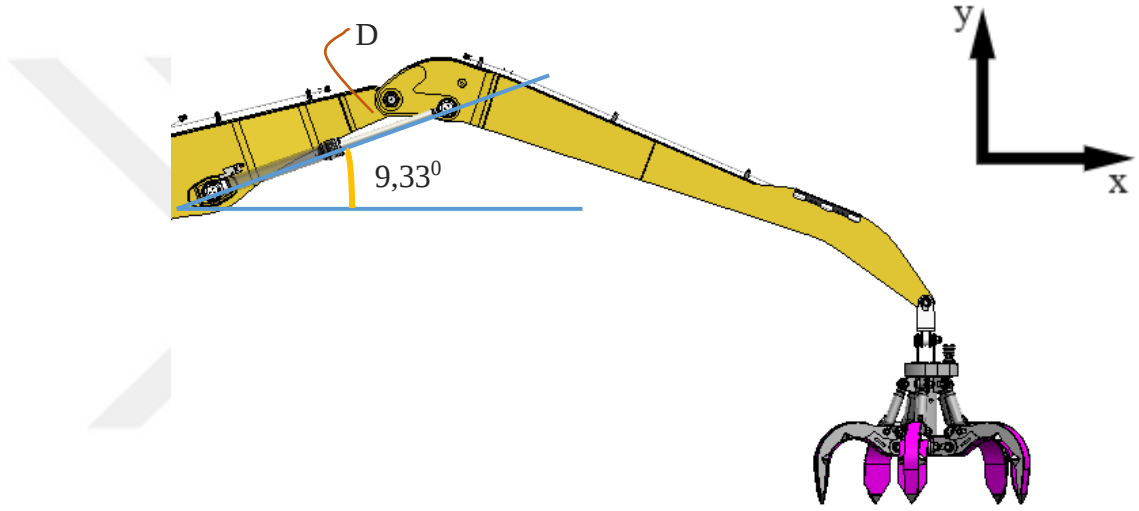
$$F_{kırma} = 2 \times 36 \times 11309,4 = 814276,8 \text{ N}$$

2.1.2 Bomların Ön Tasarım Kinetik - Kinematik Analizi

2.1.2.1 Kırma Bomu Ön Tasarım Kinetik - Kinematik Analizi

$$\sum M_D = 0 \quad (2.1)$$

$$P_{kırma_x} |DE|_y + P_{kırma_y} |DE|_x + G_{kırma} |DG_{kırma}|_x + F_{polip+yük} |DF_{polip+yük}|_x \quad (2.2)$$



Şekil 2.2 Kırma bomunun yatayla (x eksenile) yaptığı aç

Ön tasarım durumunda kırma pistonunun Şekil 2.2’de gösterildiği gibi x eksen ile yaptığı aç 9,33°’ dir. Tablo 2.1, Tablo 2.2 değerleri 2.2 numaralı formülde yerine yazıldığında iki pistonlu bir sistem için toplam kuvvet $P_{kırma} = 918253 \text{ N}$ olarak hesaplanır.

Şekil 2.1’de gösterilen D noktasındaki x ve y yönündeki tepki kuvvetleri kuvvet eşitliği ilkesine bağlı olarak hesaplanıp Tablo 2.4’ te şiddetleri ve yönleri verilmiştir.

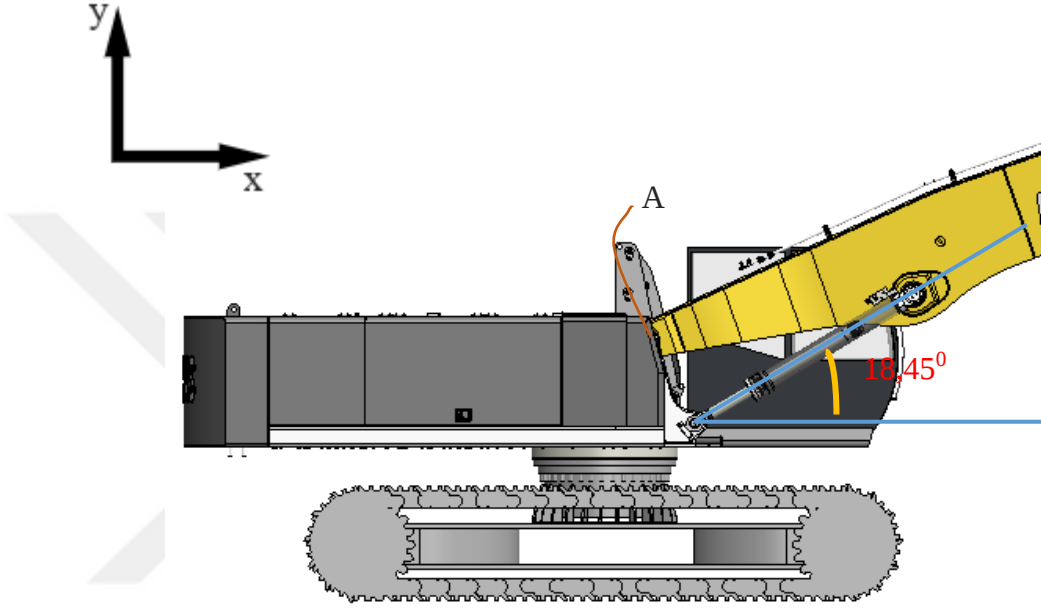
Tablo 2.4 D mafsalındaki tepki kuvveti değerleri

x	906105 N	-x yönünde
y	103238 N	-y yönünde

2.1.2.2 Kaldırma Bomu Ön Tasarım Kinetik - Kinematik Analizi

$$\sum M_A = 0 \quad (2.3)$$

$$D_x|AD|_y + D_y|AD|_x + P_{kırma_x}|CD|_y + P_{kırma_y}|CD|_x + P_{kaldırma_x}|BD|_y + P_{kaldırma_y}|BD|_x + G_{kaldırma}|DG_{kaldırma}|_x \quad (2.4)$$



Şekil 2.3 Kaldırma bomunun yatayla (x eksenile) yaptığı açısı

Ön tasarım durumunda kaldırma pistonunun Şekil 2.3'te gösterildiği gibi x eksenine ile yaptığı açısı 18,45°' dir. Tablo 2.1, Tablo 2.2 değerleri 2.4 numaralı formülde yerine yazıldığında iki pistonlu bir sistem için toplam kuvvet $P_{kaldırma} = 981521 \text{ N}$ olarak hesaplanır.

B noktasındaki x ve y yönündeki tepki kuvvetleri kuvvet eşitliği ilkesine bağlı olarak hesaplanıp Tablo 2.5' te şiddetleri ve yönleri verilmiştir.

Tablo 2.5 A mafsalındaki tepki kuvveti değerleri

x	931071 N	+x yönünde
y	356259 N	+y yönünde

Sistemde kullanılan silindir kuvvetleriyle serbest cisim diyagramından elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında $F_{kaldırma} < P_{kaldırma}$ olduğu için ve $F_{kıırma} < P_{kıırma}$ olduğu için sistem 3,5 tonluk bir ağırlığı istenilen açıklıkta sağlamaz.

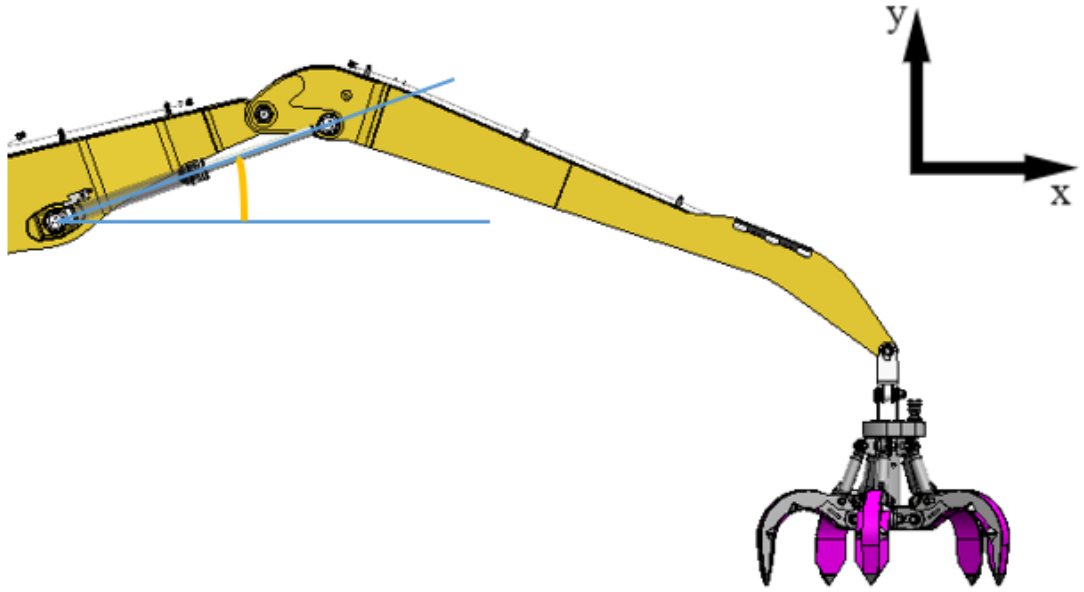
2.1.3 Bomların Birinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi

Ön tasarım üzerinde yapılan kinematik analizsonucunda her iki pistonun da istenilen yükü kaldıramadığı görülmüştür. Öncelikle yüke yakın olan pistonun optimizasyon işlemi yapılmıştır. Pistonun stroğunu arttırmadan pistonun oluşturacağı momenti arttırmak için kırma bomunda bağlantı noktasının x mesafesini 25 mm Şekil 2.2’de verilmiş eksene bağlı olarak -x yönünde ötelenirken, y mesafesi 85 mm Şekil 2.2’de verilmiş eksene bağlı olarak +y yönünde ötelenmiştir; kaldırma bomunda ise stroğun sabit kalması için bağlantı noktasının x mesafesini 60 mm Şekil 2.2’de verilmiş eksene bağlı olarak -x yönünde ötelenirken, y mesafesi yapılan hesaplamalar sonu Şekil 2.2’de verilmiş olan eksene bağlı kalarak 65 mm +y ekseninde ötelenmiştir. Stroğun değiştirilmeden moment kolunun arttırılmasının sebebi ise iş makinelerinde kaldırma kapasitesi kadar önemli olan bir diğer husus olan iş makinesinin bomların tam açık ve tam kapalı halinde gelme süresidir. Stroğun artması bu hızın yavaşlaması ve sürenin artması demektir. Yapılan revizyon sonucu mesafe değerleri Tablo 2.6’da gösterilmiştir. Bomlarda herhangi bir ağırlık değişikliği olmamıştır. Sistemin kaldıracağı yük miktarı da bellidir. Bu değerler Tablo 2.2’ de gösterilmiştir.

Tablo 2.6 Birinci revizyon sonrası moment için kullanılacak mesafeler

	Uzaklık	x eksenindeki mesafe (mm)	y eksenindeki mesafe (mm)
Kırma Bomu	DE	567,19	215,44
	DG _{kırma}	1848,85	-
	DF _{polip+yük}	5334,20	-
Kaldırma Bomu	AD	8332,59	1079,68
	AC	6264,60	587,70
	AB	2472,83	95,73
	AG _{kaldırma}	3958,94	-

2.1.3.1 Kırma Bomu Birinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi



Şekil 2.4 Kırma bomunun birinci revizyon sonucu yatayla (x eksenile) yaptığı açı

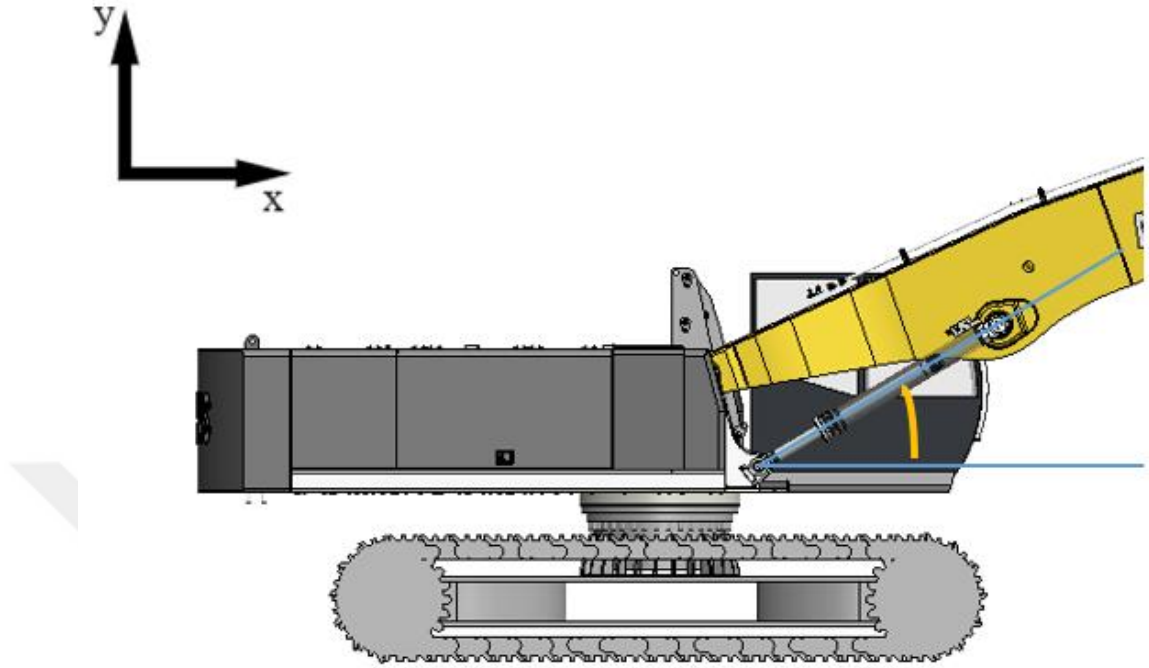
Birinci revizyon sonucu kırma pistonunun Şekil 2.4’te gösterildiği gibi x eksenile yaptığı açı $7,5^\circ$ dir. Tablo 2.6, Tablo 2.2 değerleri 2.2 numaralı formülde yerine yazıldığında iki pistonlu bir sistem için toplam kuvvet $P_{\text{kırma}} = 696002 \text{ N}$ olarak hesaplanır.

D noktasındaki x ve y yönündeki tepki kuvvetleri kuvvet eşitliği ilkesine bağlı olarak hesaplanıp Tablo 2.7’ de şiddetleri ve yönleri verilmiştir.

Tablo 2.7 D mafsalındaki tepki kuvveti değerleri

x	690047 N	-x yönünde
y	452165 N	-y yönünde

2.1.3.2 Kaldırma Bomu Birinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi



Şekil 2.5 Kaldırma bomunun birinci revizyon sonucu yatayla (x eksenine) yaptığı açı

Birinci revizyon sonucu kaldırma pistonunun Şekil 2.5'te gösterildiği gibi x eksenine yaptığı açı $18,45^\circ$ tir. Tablo 2.6, Tablo 2.2 değerleri 2.4 numaralı formülde yerine yazıldığında iki pistonlu bir sistem için toplam kuvvet $P_{kırma} = 994323 \text{ N}$ olarak hesaplanır.

A noktasındaki x ve y yönündeki tepki kuvvetleri kuvvet eşitliği ilkesine bağlı olarak hesaplanıp Tablo 2.8' de şiddetleri ve yönleri verilmiştir.

Tablo 2.8 A mafsalındaki tepki kuvveti değerleri

x	944362 N	+x yönünde
y	356851 N	+y yönünde

Sistemde kullanılan silindir kuvvetleriyle serbest cisim diyagramından elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında $F_{kaldırma} < P_{kaldırma}$ olduğu için ve $F_{kırma} > P_{kırma}$ olduğu için sistem 3,5 tonluk bir ağırlığı istenilen açıklıkta sağlamaz.

2.1.4 Bomların İkinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi

2.1.3'te yapılmış olan revizyonlar sonucunda kırma bomu pistonunun uygun olduğu ancak kaldırma bomu pistonunun kuvvetlerinin uygun olmadığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak bir revizyon daha yapılması gerektiği gözlemlenmiştir ancak bu revizyonun sadece kaldırma bomu üzerinde yapılması gerektiği saptanmıştır. Pistonun stroğunu arttırmadan pistonun oluşturacağı momenti arttırmak için kaldırma bomunda bağlantı noktasının x mesafesini 50 mm Şekil 2.2'de verilmiş eksene bağlı olarak +x yönünde ötelenirken, y mesafesi 50 mm Şekil 2.2'de verilmiş eksene bağlı olarak +y yönünde ötelenmiştir; stroğun sabit kalabilmesi için pistonun diğer mafsal ucu gövdede bağlı olduğu için gerekli revizyonlar da gövde üzerinde yapılmıştır. Gövdede ise bağlantı noktasının x mesafesini 30 mm Şekil 2.2'de verilmiş eksene bağlı olarak +x yönünde ötelenirken, y mesafesi 60 mm Şekil 2.2'de verilmiş eksene bağlı olarak -y yönünde ötelenmiştir. Yapılan revizyon Bölüm 5'te yapılacak olan optimizasyon çalışmasına aktarılmıştır. Yapılan revizyon sonucu mesafe değerleri Tablo 2.9'da gösterilmiştir. Bomlarda herhangi bir ağırlık değişikliği olmamıştır. Sistemin kaldıracağı yük miktarı da bellidir. Bu değerler Tablo 2.2' de gösterilmiştir.

Tablo 2.9 İkinci revizyon sonrası moment için kullanılacak mesafeler

	Uzaklık	x eksenindeki mesafe (mm)	y eksenindeki mesafe (mm)
Kırma Bomu	DE	567,19	215,44
	DG _{kırma}	1848,85	-
	DF _{polip+yük}	5334,20	-
Kaldırma Bomu	AD	8332,59	1079,68
	AC	6264,60	587,70
	AB	2422,83	145,73
	AG _{kaldırma}	3958,94	-

2.1.4.1 Kırma Bomu İkinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi

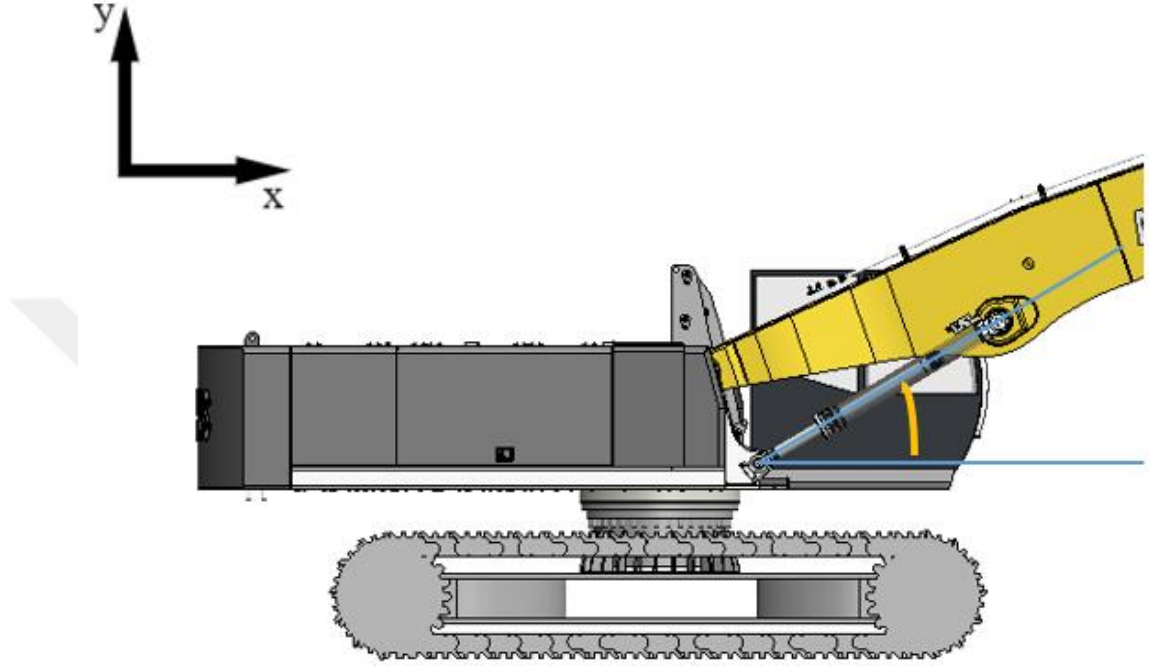
İkinci revizyon sonucu kırma pistonunun x eksenine yaptığı açı değişmemiştir ve 7,5°' dir. Tablo 2.9, Tablo 2.2 değerleri 2.2 numaralı formülde yerine yazıldığında iki pistonlu bir sistem için toplam kuvvet $P_{kırma} = 73476$ N olarak hesaplanır.

D noktasındaki x ve y yönündeki tepki kuvvetleri kuvvet eşitliği ilkesine bağlı olarak hesaplanıp Tablo 2.10' da şiddetleri ve yönleri verilmiştir.

Tablo 2.10 D mafsalındaki tepki kuvveti değerleri

x	690047 N	-x yönünde
y	45216,5 N	-y yönünde

2.1.4.2 Kaldırma Bomu İkinci Revizyon Sonucu Kinetik - Kinematik Analizi



Şekil 2.6 Kaldırma bomunun ikinci revizyon sonucu yatayla (x eksenile) yaptığı açı

İkinci revizyon sonucu kaldırma pistonunun Şekil 2.6’da gösterildiği gibi x eksenile yaptığı açı $21,84^\circ$ ’ dir. Tablo 2.9, Tablo 2.2 değerleri 2.4 numaralı formülde yerine yazıldığında iki pistonlu bir sistem için toplam kuvvet $P_{kırma} = 757704$ N olarak hesaplanır.

A noktasındaki x ve y yönündeki tepki kuvvetleri kuvvet eşitliği ilkesine bağlı olarak hesaplanıp Tablo 2.11’ de şiddetleri ve yönleri verilmiştir.

Tablo 2.11 A mafsalındaki tepki kuvveti değerleri

x	692412 N	+x yönünde
y	353333 N	+y yönünde

Sistemde kullanılan silindir kuvvetleriyle serbest cisim diyagramından elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında $F_{\text{kaldırma}} > P_{\text{kaldırma}}$ olduğu için ve $F_{\text{kırma}} > P_{\text{kırma}}$ olduğu için sistem 3,5 tonluk bir ağırlığı kaldırabilecek kapasitededir.

Yapılmış olan ön tasarım, birinci ve ikinci revizyon durumları özetlenirse, ön tasarım ön hesap yapmak amaçlı muadil ürünlerden yola çıkılarak yapılmış olan tasarımıdır. Bu tasarımın kinematik analizi yapıldığında iş makinesinin istenilen yükü kaldıramadığı gözlemlenmiştir. Yapılmış olan birinci revizyon sonucu kırma bomuna hareket sağlayan kırma pistonunun mafsal noktalarının değiştirilmesi suretiyle momenti arttırarak istenilen kapasiteye getirilmesi sağlanmaya çalışılmıştır ancak bu durumda sadece kırma pistonunun optimizasyonu gerçekleşmiş ve pistonun çalışma aralığında kuvvetler elde edilmiştir. Kaldırma bomu pistonu için bu durum gerçekleşmemiştir. Yapılan ikinci revizyon sonucunda ise kırma bomu pistonunun bağlantı noktaları sabit tutularak kaldırma bomu pistonu için optimizasyon gerçekleşmiştir ve kaldırma bomu pistonunda da kırma bomu pistonu gibi bu revizyonda çalışma aralığında kuvvetler hesaplanmıştır. Sistem iki revizyon sonucu 3,5 tonluk bir yükü kaldırabilecek bir kapasiteye sahip olmuştur.

BÖLÜM ÜÇ

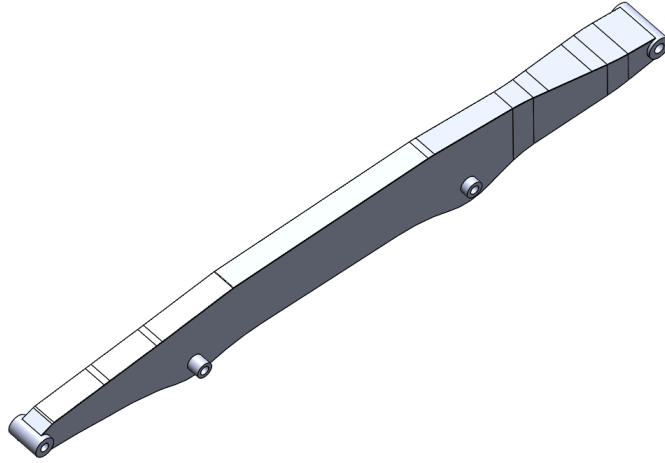
KALDIRMA BOMU İÇİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI

Mobil elektrikli iş makinesi için Bölüm 2’ de tüm sistem için kinematik analiz yapılmıştır. Kinematik analizin sonuçlarına göre bomların mafsallık bölgelerine gelen tepki kuvvetleri bulunmuştur. Bu bağlamda Bölüm 3 ve Bölüm 4’ te her iki bom için de sonlu elemanlar analizi ANSYS programı ile yapılmıştır.

Bu bölümde kaldırma bomu için sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarına göre bomlarda değerlendirilen kriterler bomlarda oluşacak gerilmeler, meydana gelen deformasyon miktarı ve yorulmanın bomlara etkisidir. Bu kriterler döngü optimizasyonu kullanılarak mukavemet ve deformasyon değerleri emniyetli değerlere ulaşmaya kadar tekrarlanmıştır. Analiz sonuçları St-52 malzemeye göre hesaplanmıştır. Çevrimsel yüklemeyle ilgili veriler için “Materials Data For Cyclic Loading” Boller ve Seeger (1987) kitabından yararlanılmıştır. St-52 malzeme için oluşturulan Wöhler Eğrisi için Total Material Yorulma Verilerinden faydalanılmıştır.

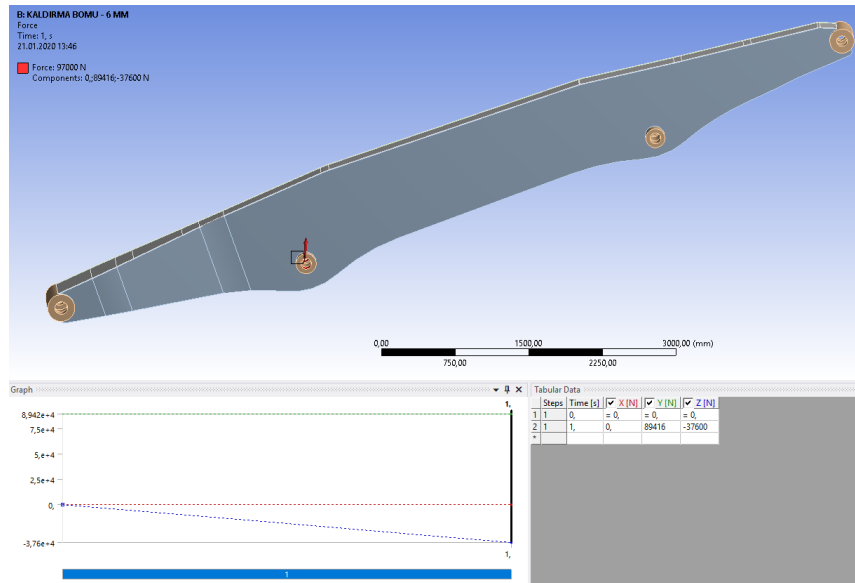
3.1 6 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi

Makina tasarımında ana prensip olarak makinanın mukavemetinin yüksekliğinin yanı sıra makinanın hafif olması da önemlidir. Hafif olmasının sonucu olarak imalat sırasında alınan sacların satın alma sürecinde kg bazlı olarak fiyat teklifleri alınmaktadır. Mobil iş makinesinin istenilen tonajı kaldırması için yeterli sac kalınlığı olarak tasarımda 6 mm’lik saclar kullanılmıştır. Şekil 3.1’ de ise bomun analiz modeli bulunmaktadır.



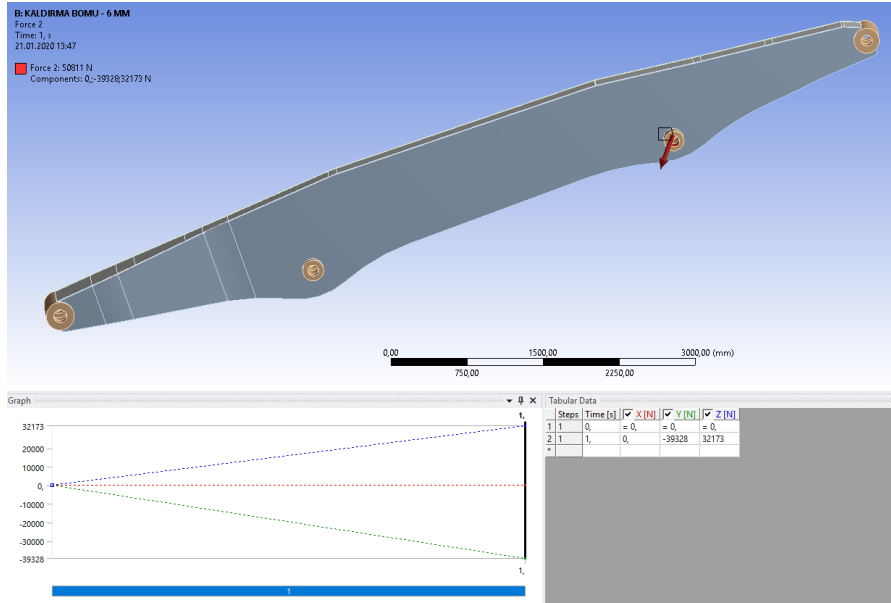
Şekil 3.1 Kaldırma bomunun analiz modeli

Kinematik analiz sonuçlarına göre elde edilen kuvvet değeri Bölüm 2’de hesaplanmıştır. Bu değerlere göre ANSYS’te statik analiz yapılmıştır. Şekil 3.2 (a), Şekil 3.2 (b) ve Şekil 3.2 (c)’de mesnet noktalarına uygulanan kuvvetler ve Şekil 3.2 (d)’de bomun sabitlendiği bölge gösterilmiştir.

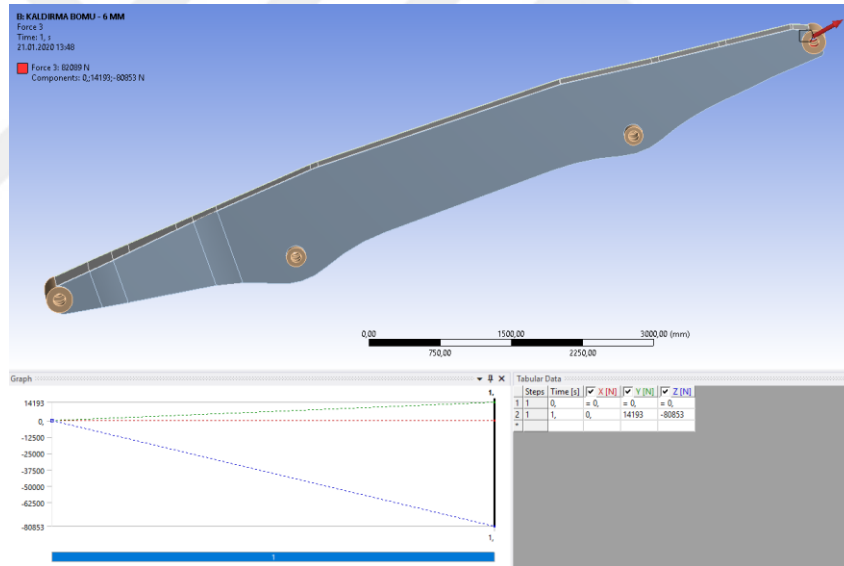


(a)

Şekil 3.2 (a) Kaldırma bomu mesnet noktası kuvveti (b) kırma bomu mesnet noktası kuvveti (c) bom birleştirme mesnet noktası kuvveti (d) bomun sabitlendiği bölge

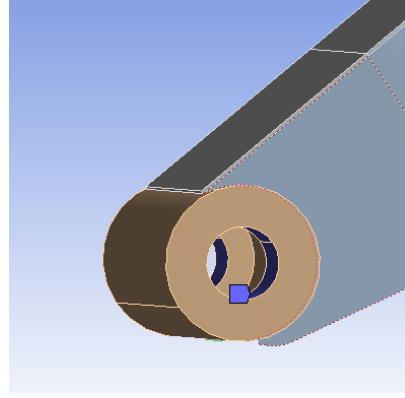


(b)



(c)

Şekil 3.2 devamı



(d)

Şekil 3.2 devamı

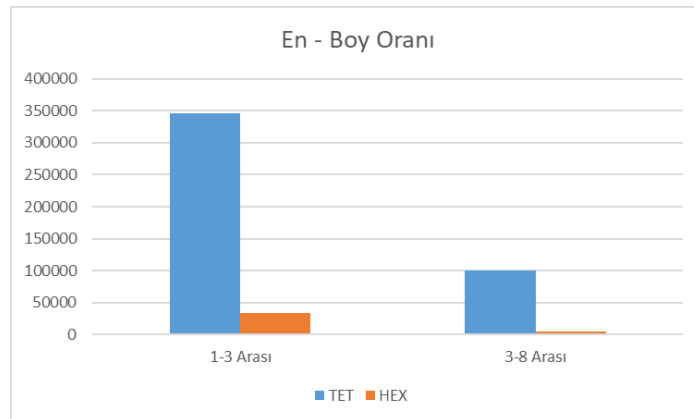
3.1.1 6 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 3.1 'de verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 3.1 6 mm sac kalınlıklı kaldırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

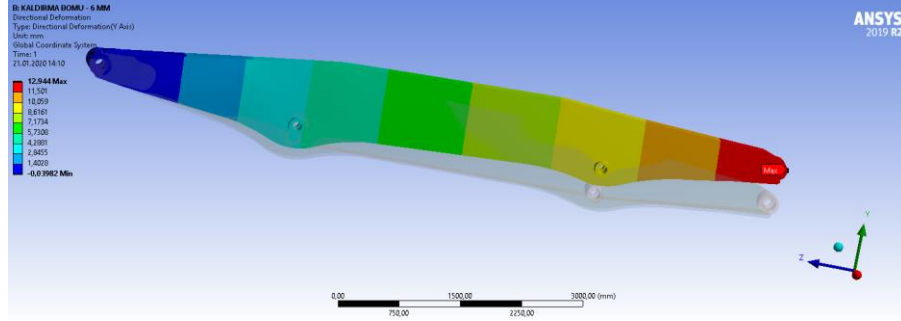
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	1125215
Eleman Sayısı	48987

Şekil 3.3'te verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



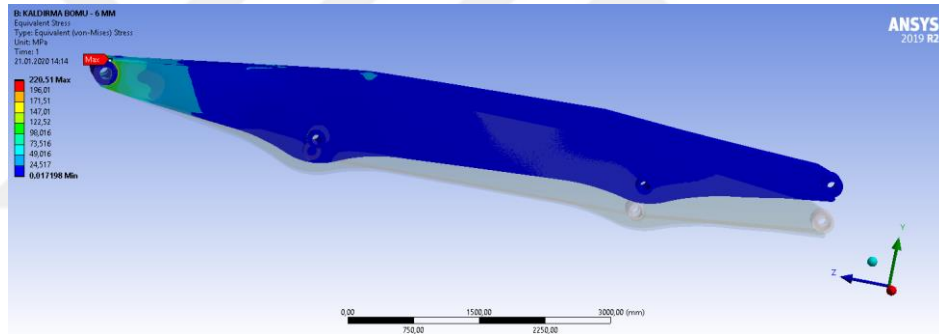
Şekil 3.3 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

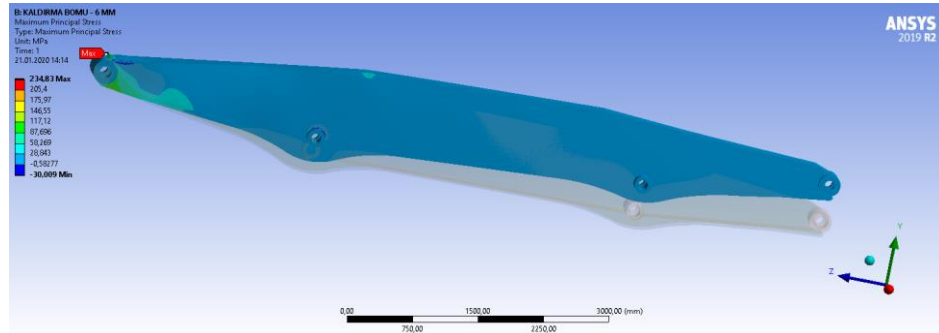


Şekil 3.4 y yönündeki şekil değiştirme

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 3.5 (a), Şekil 3.5 (b) ve Şekil 3.5 (c)' de gösterilmiştir.

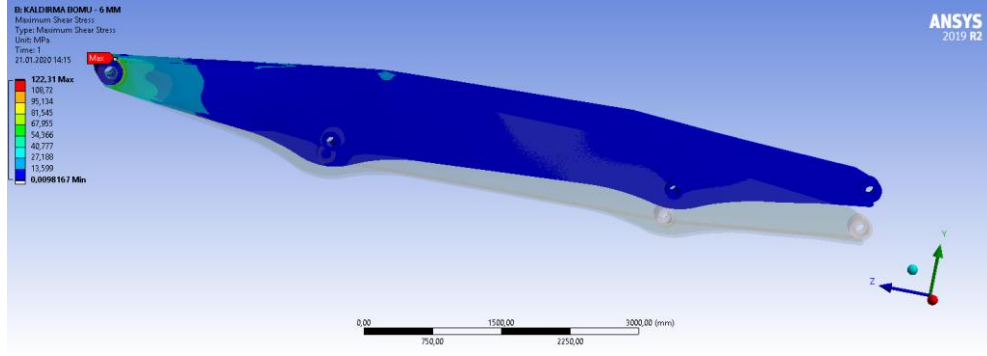


(a)



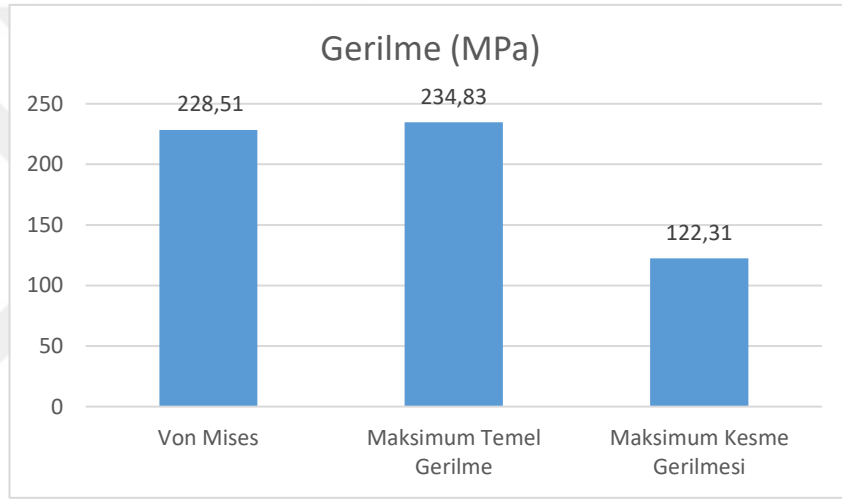
(b)

Şekil 3.5 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı



(c)

Şekil 3.5 devamı

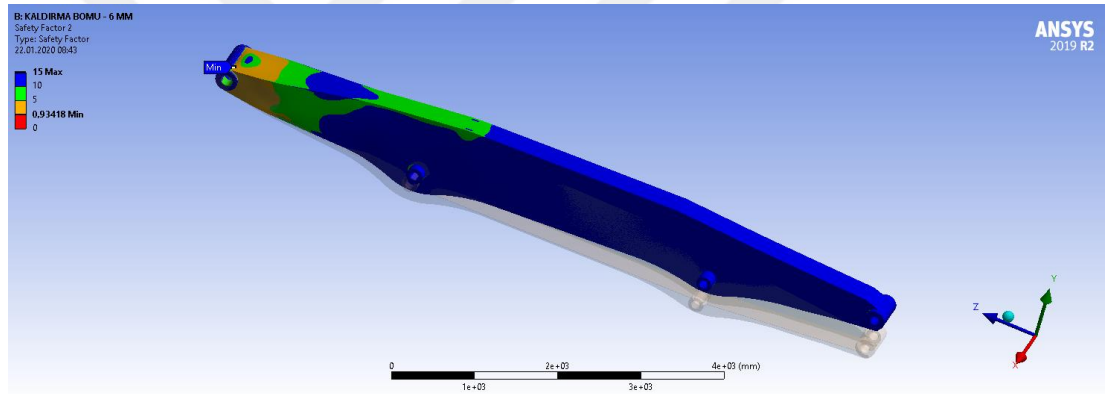


Şekil 3.6 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler

6 mm için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 3.6'daki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi maksimum temel gerilme teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 234,83 MPa'dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölge dikkate alındığında bu bölgede kaynak ile sacların birleştiği bir bölge olduğu gözlemlenmektedir. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Kaynak yapılan malzemenin de mukavemet değeri yaklaşık St-52 malzemeye benzerdir ancak kaynak sırasında oluşan iç yapıdaki bozulmalar ve oluşan artık gerilmelerden dolayı akma mukavemet değeri $\frac{2}{3}$ 'ü değer olan 270 MPa gerilmeye göre emniyet katsayısı hesaplanmalıdır. Bu değer bir kabuldür ve IMO (İnşaat Mühendisleri Odası) ve MMO (Makine Mühendisleri Odası) çalışmalarında bu değerlere referans olabilecek

alışmalar mevcuttur. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'nin altında ve 1,15'tir.

Makine bomları üzerinde değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 0,93 olup statik emniyet katsayısında olduğu gibi minimum istenilen değer olan 2'nin altındadır. Yorulma emniyet katsayısı grafiği şekil 3.7'de gösterilmiştir. Sonuç olarak 6 mm sacın kullanılması uygun değildir. Sac kalınlıkları standartlarına bakılarak optimizasyon çalışması için bir kalın sac olan 8 mm' ye göre sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır.



şekil 3.7 Yorulma emniyet katsayısı

3.2 8 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi

6 mm'lik saclar için mukavemet değerlerinin uygun olmadığı sonlu eleman analizleriyle tespit edilmiştir. Bunun sonucu olarak şekil 3.1' de 6 mm olarak gösterilmiş saclarda kalınlaştırma işlemi yapılarak kalınlığı standart olarak bir st değer olan 8 mm'ye yükseltilmiştir. 8 mm'lik tip için de uygulanan kuvvetler şekil 3.2 (a), şekil 3.2 (b) ve şekil 3.2 (c)'deki kuvvetler ile şekil 3.2 (d)'de bomun sabitlendiği bölge aynıdır.

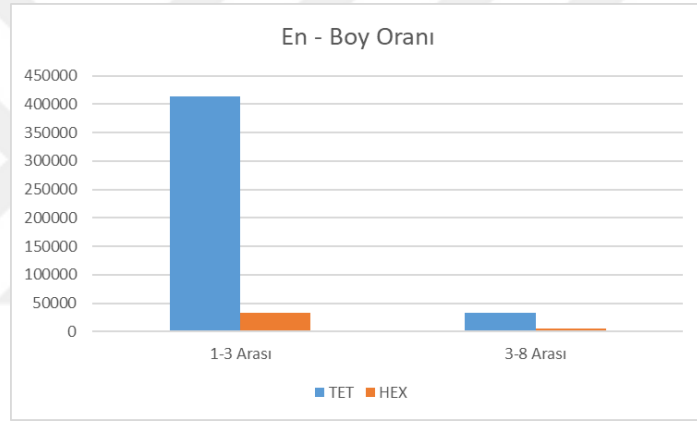
3.2.1 8 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 3.2 'de verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değıştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 3.2 8 mm sac kalınlıklı kaldırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

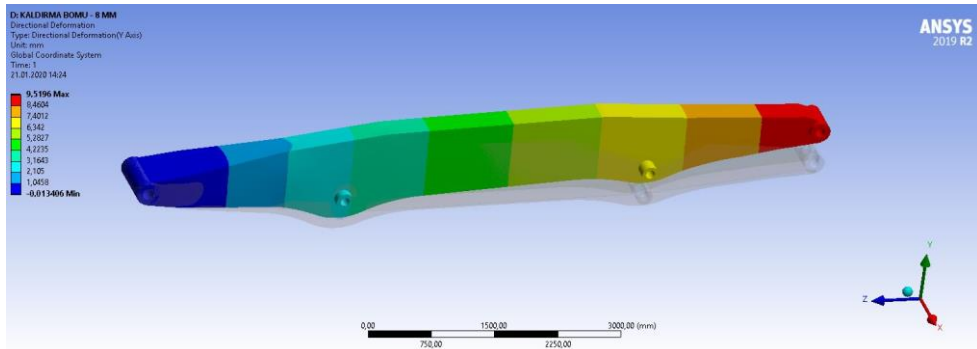
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	1118255
Eleman Sayısı	478625

Şekil 3.8'de verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



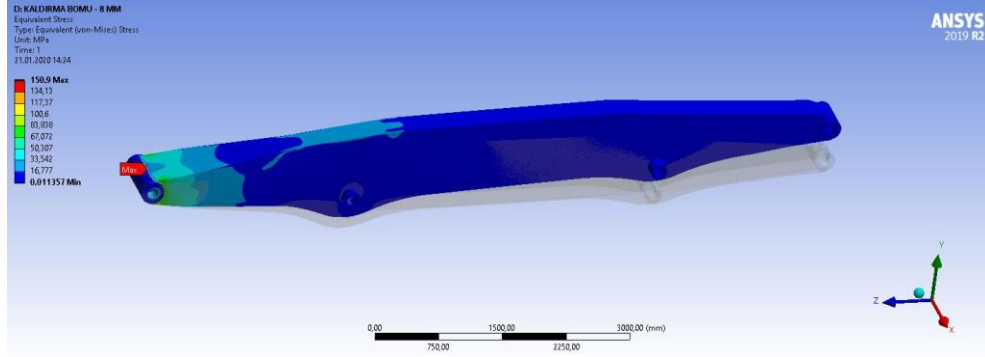
Şekil 3.8 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 3.9'da gösterilmiştir.

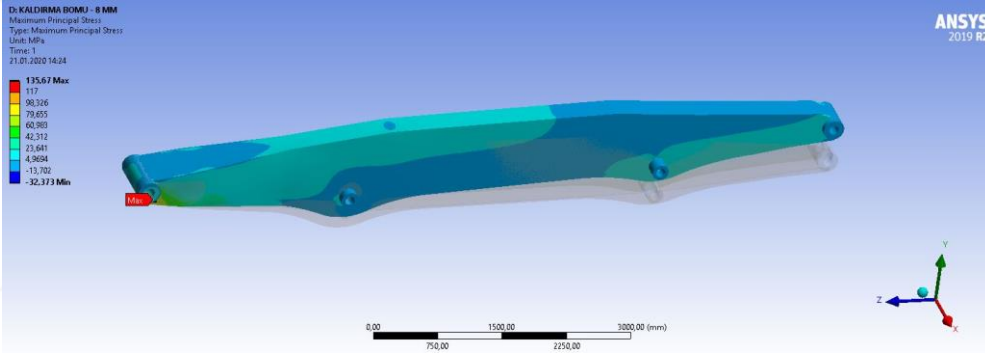


Şekil 3.9 y yönündeki şekil değıştirme

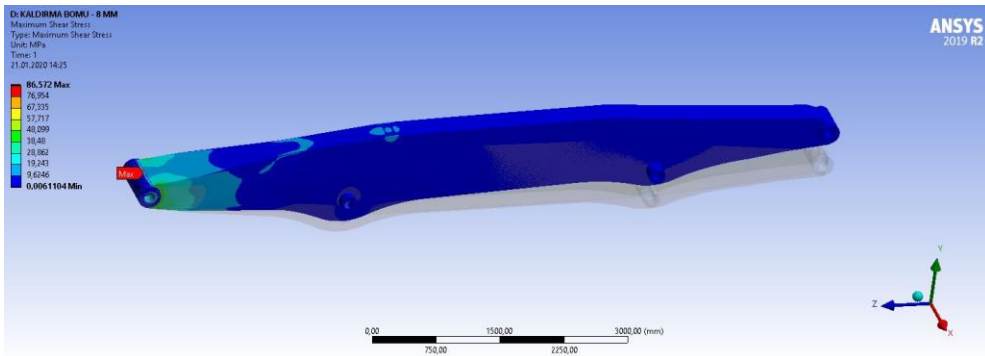
Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 3.10 (a), Şekil 3.10 (b) ve Şekil 3.10 (c)' de gösterilmiştir.



(a)

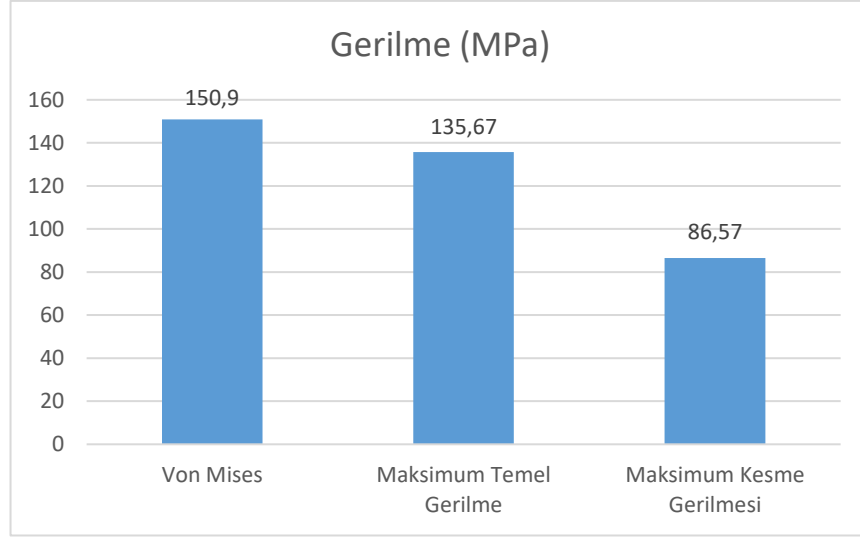


(b)



(c)

Şekil 3.10 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı

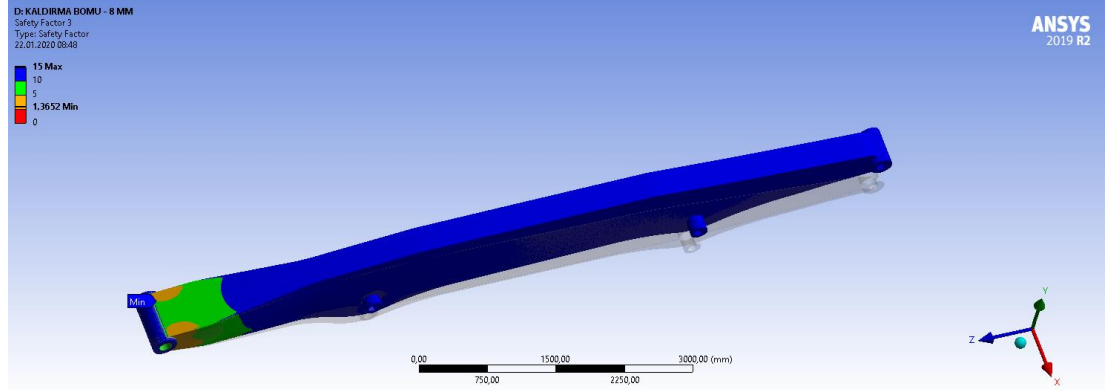


Şekil 3.11 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler

8 mm için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 3.11'deki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Von Mises teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 150,9 MPa'dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölge dikkate alındığında bu bölgede kaynak ile sacların birleştiği bir bölge olduğu gözlemlenmektedir. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Kaynak yapılan malzemenin de mukavemet değeri yaklaşık St-52 malzemeye benzerdir ancak kaynak sırasında oluşan iç yapıdaki bozulmalar ve oluşan artık gerilmelerden dolayı akma mukavemet değeri $\frac{2}{3}$ 'ü değer olan 270 MPa gerilmeye göre emniyet katsayısı hesaplanmalıdır. Bu değer bir kabuldür ve IMO (İnşaat Mühendisleri Odası) ve MMO (Makine Mühendisleri Odası) çalışmalarında bu değerlere referans olabilecek çalışmalar mevcuttur. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'nin altında ve 1,79'dur.

Makine bomları üzerinde değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 1,36 olup statik emniyet katsayısında olduğu gibi minimum istenilen değer olan 2'nin altındadır. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 3.12'de gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın 8 mm'lik sac kalınlığında kullanılması uygun değildir. Sac kalınlıkları standartlarına

bakılarak optimizasyon çalışması için bir kalın sac olan 10 mm' ye göre sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır.



Şekil 3.12 Yorulma emniyet katsayısı

3.3 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi

8 mm'lik saclar için mukavemet değerlerinin uygun olmadığı sonlu eleman analizleriyle tespit edilmiştir. Bunun sonucu olarak Şekil 3.1' de 8 mm olarak gösterilmiş saclarda kalınlaştırma işlemi yapılarak kalınlığı standart olarak bir üst değer olan 8 mm'ye yükseltilmiştir. 10 mm'lik tip için de uygulanan kuvvetler Şekil 3.2 (a), Şekil 3.2 (b) ve Şekil 3.2 (c)' deki kuvvetler ile Şekil 3.2 (d)'de bomun sabitlendiği bölge aynıdır.

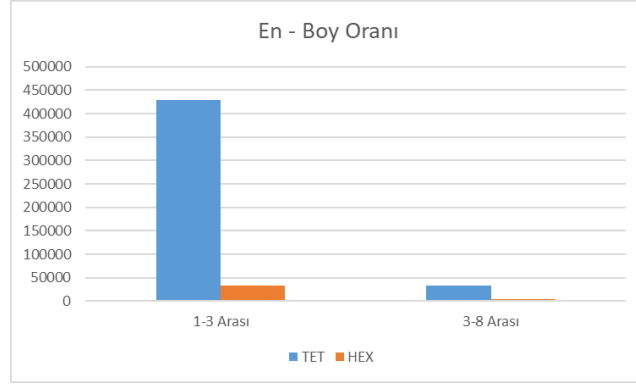
3.3.1 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 3.3 'te verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 3.3 10 mm sac kalınlıklı kaldırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

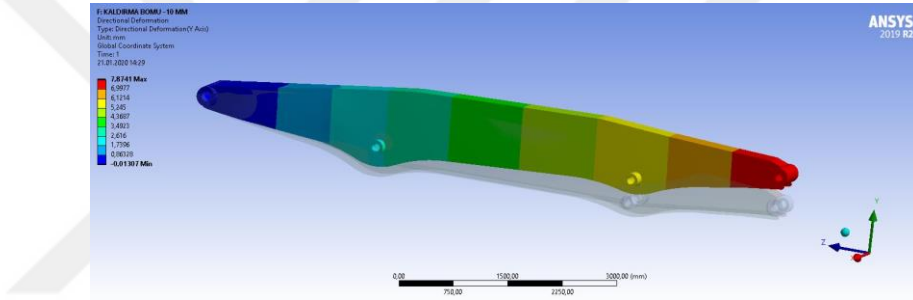
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	1120500
Eleman Sayısı	480122

Şekil 3.13'te verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



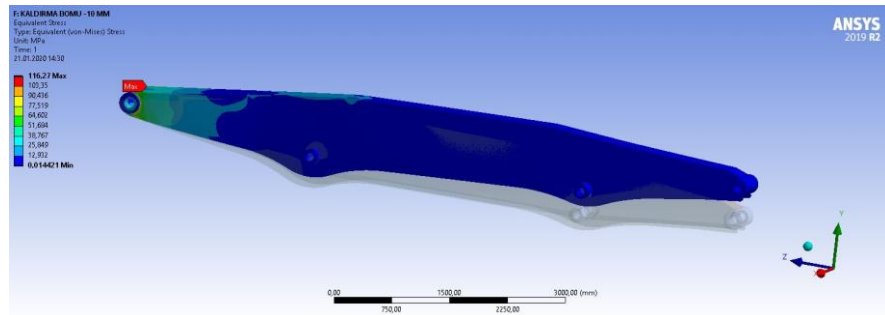
Şekil 3.13 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 3.14'te gösterilmiştir.



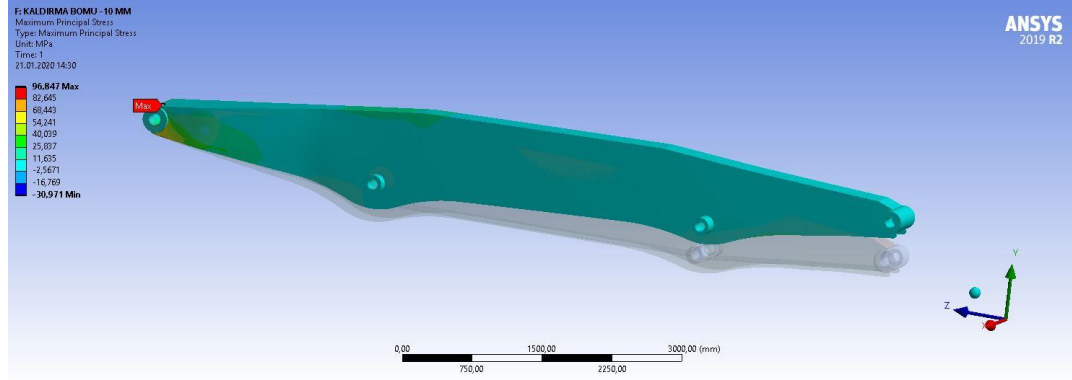
Şekil 3.14 y yönündeki şekil değiştirme

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 3.15 (a), Şekil 3.15 (b) ve Şekil 3.15 (c)' de gösterilmiştir.

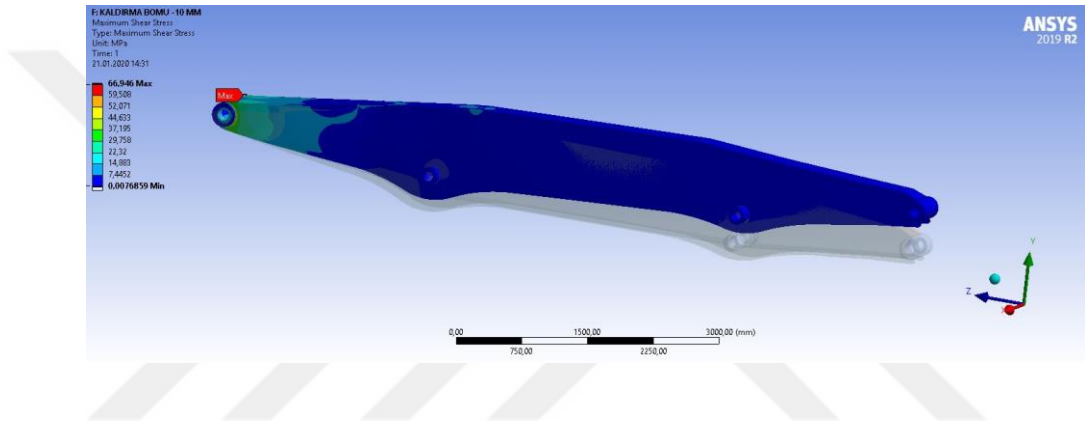


(a)

Şekil 3.15 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı

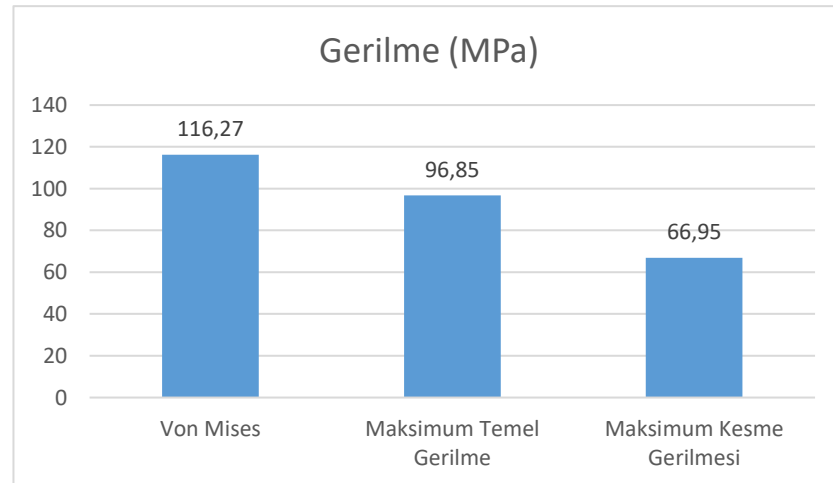


(b)



(c)

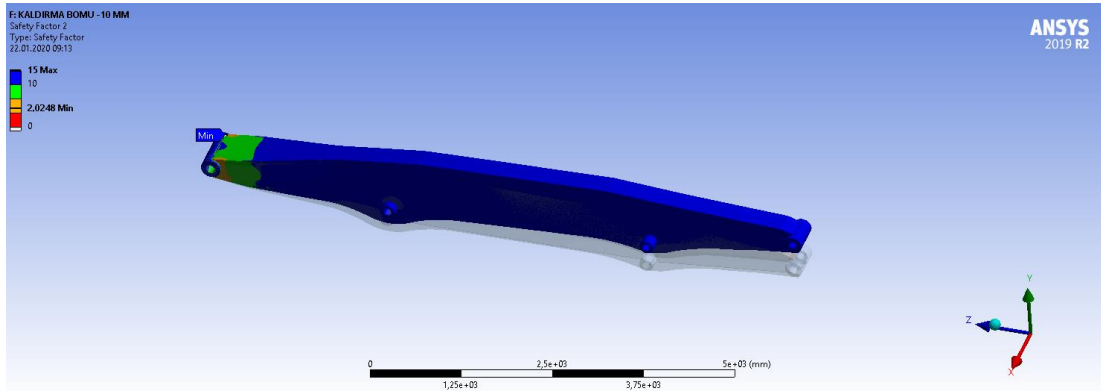
Şekil 3.15 devamı



Şekil 3.16 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler

10 mm için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 3.16'daki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Von Mises teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 116,27 MPa'dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölge dikkate alındığında bu bölgede kaynak ile sacların birleştiği bir bölge olduğu gözlemlenmektedir. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Kaynak yapılan malzemenin de mukavemet değeri yaklaşık St-52 malzemeye benzerdir ancak kaynak sırasında oluşan iç yapıdaki bozulmalar ve oluşan artık gerilmelerden dolayı akma mukavemet değeri $2/3$ 'ü değer olan 270 MPa gerilmeye göre emniyet katsayısı hesaplanmalıdır. Bu değer bir kabuldür ve IMO (İnşaat Mühendisleri Odası) ve MMO (Makine Mühendisleri Odası) çalışmalarında bu değerlere referans olabilecek çalışmalar mevcuttur. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'nin üstünde ve 2,32'dir.

Makine bomları üzerinde değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 2,02 olup statik emniyet katsayısında olduğu gibi minimum istenilen değer olan 2'nin üstündedir. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 3.17'de gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın 10 mm sac kalınlığında kullanılması uygundur.



Şekil 3.17 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı

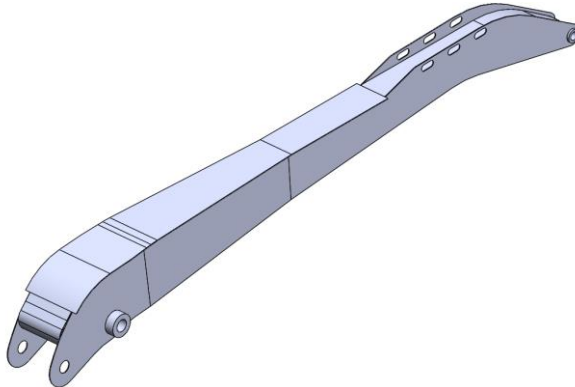
BÖLÜM DÖRT

KIRMA BOMU İÇİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI

Bu bölümde kırma bomu için sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarına göre bomlarda değerlendirilen kriterler bomlarda oluşacak gerilmeler, meydana gelen deformasyon miktarı ve yorulmanın bomlara etkisidir. Bu kriterler döngü optimizasyonu kullanılarak mukavemet ve deformasyon değerleri emniyetli değerlere ulaşınca kadar tekrarlanmıştır. Analiz sonuçları St-52 malzemeye göre hesaplanmıştır. Çevrimsel yüklemeye ilgili veriler için “Materials Data For Cyclic Loading” Boller ve Seeger (1987) kitabından yararlanılmıştır. St-52 malzeme için oluşturulan Wöhler Eğrisi için Total Materia Yorulma Verilerinden faydalanılmıştır.

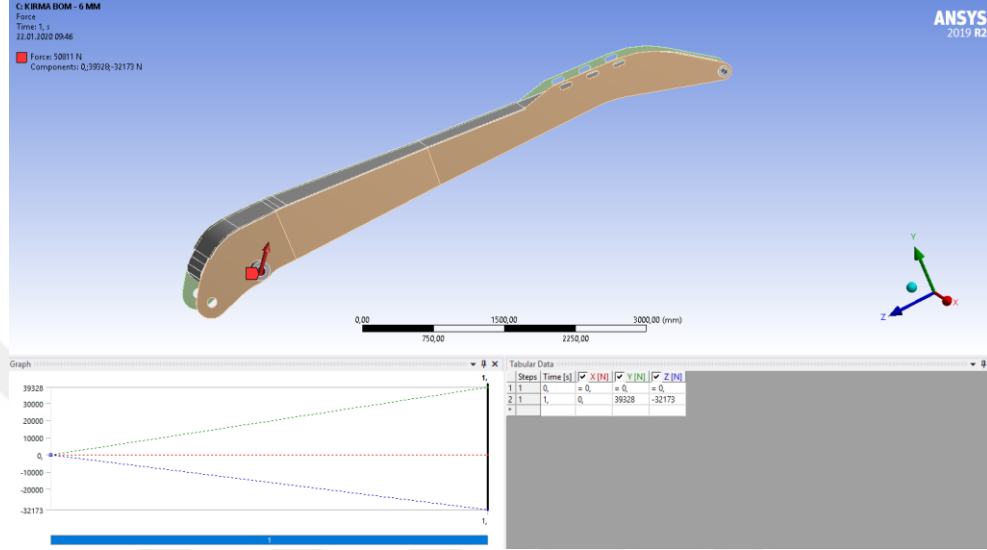
4.1 6 mm Sac Kalınlıklı Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi

Makina tasarımında ana prensip olarak makinanın mukavemetinin yüksekliğinin yanı sıra makinanın hafif olması da önemlidir. Hafif olmasının sonucu olarak imalat sırasında alınan sacların satın alma sürecinde kg bazlı olarak fiyat teklifleri alınmaktadır. Mobil iş makinesinin istenilen tonajı kaldırması için yeterli sac kalınlığı olarak tasarımda 6 mm’lik saclar kullanılmıştır. Şekil 4.1’ de ise bomun analiz modeli bulunmaktadır.

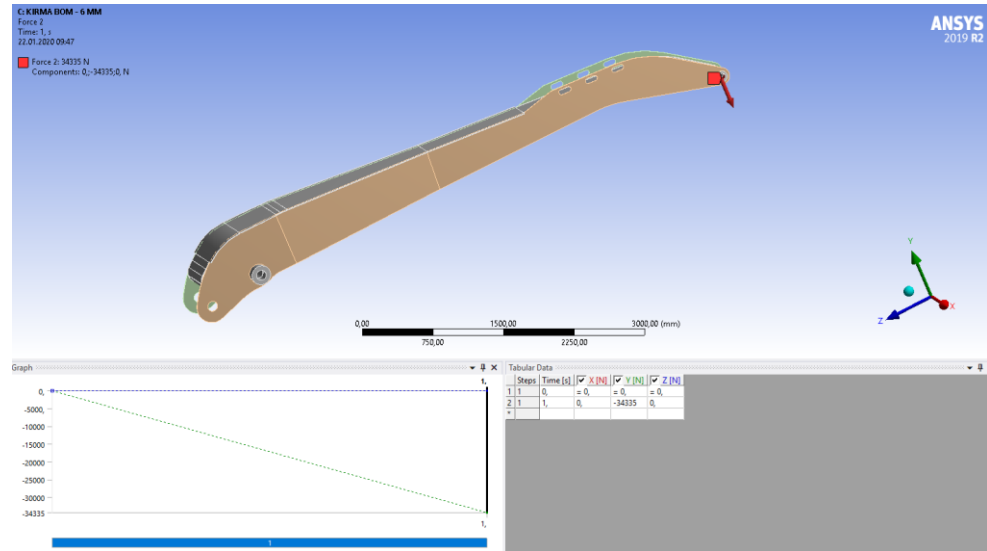


Şekil 4.1 Kırma bomunun analiz modeli

Kinematik analiz sonuçlarına göre elde edilen kuvvet değeri Bölüm 2’de hesaplanmıştır. Bu değerlere göre ANSYS’te statik analiz yapılmıştır. Şekil 4.2 (a) ve Şekil 4.2 (b)’de mesnet noktalarına uygulanan kuvvetler ve Şekil 4.2 (c)’de bomun sabitlendiği bölge gösterilmiştir.

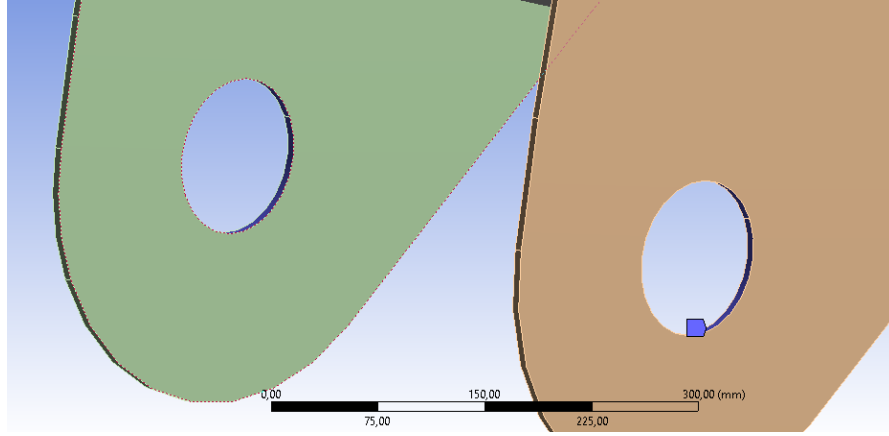


(a)



(b)

Şekil 4.2 (a) Kırma bomu mesnet noktası kuvveti (b) kırma bomu mesnet noktası kuvveti (c) bomun sabitlendiği bölge



(c)

Şekil 4.2 devamı

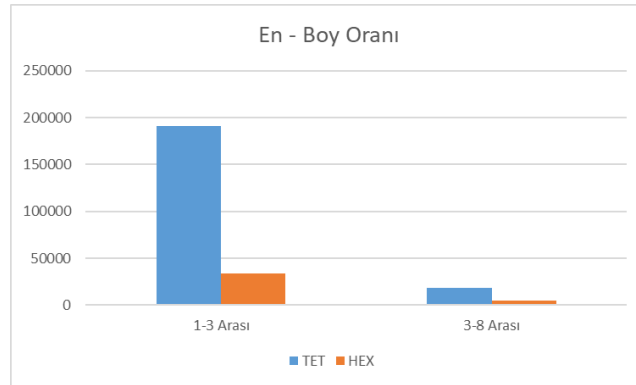
4.1.1 6 mm Sac Kalınlıklı Kıрма Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 4.1 'de verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 4.1 6 mm sac kalınlıklı kıрма bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

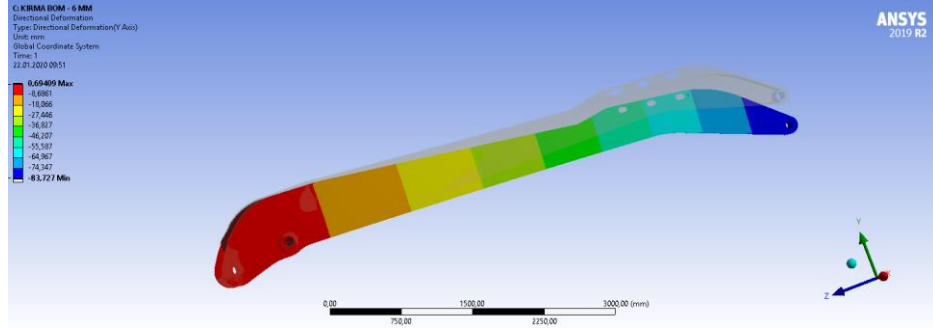
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	590797
Eleman Sayısı	244446

Şekil 4.3'te verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



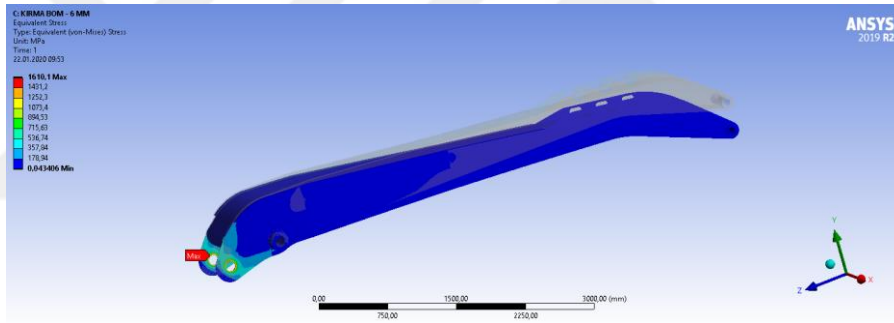
Şekil 4.3 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 4.4'te gösterilmiştir.

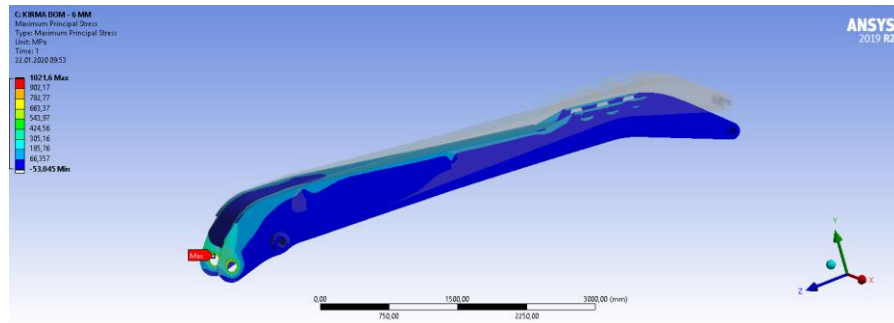


Şekil 4.4 y yönündeki şekil değiştirme

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 4.5 (a), Şekil 4.5 (b) ve Şekil 4.5 (c)' de gösterilmiştir.

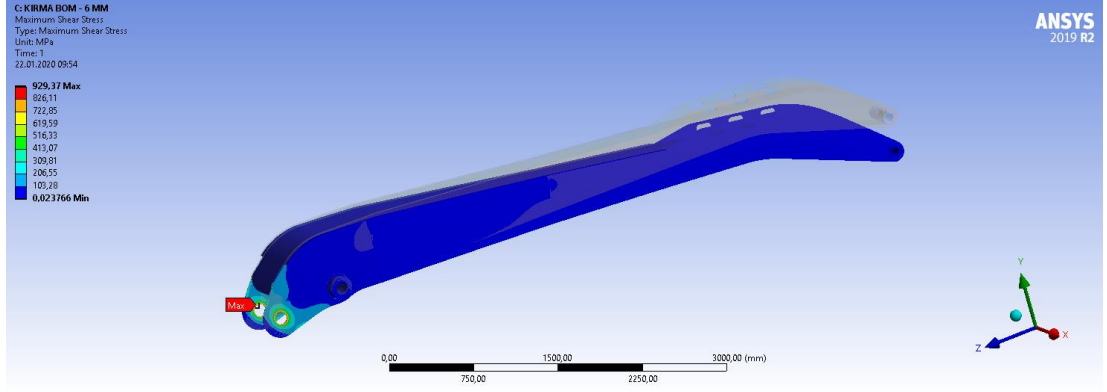


(a)



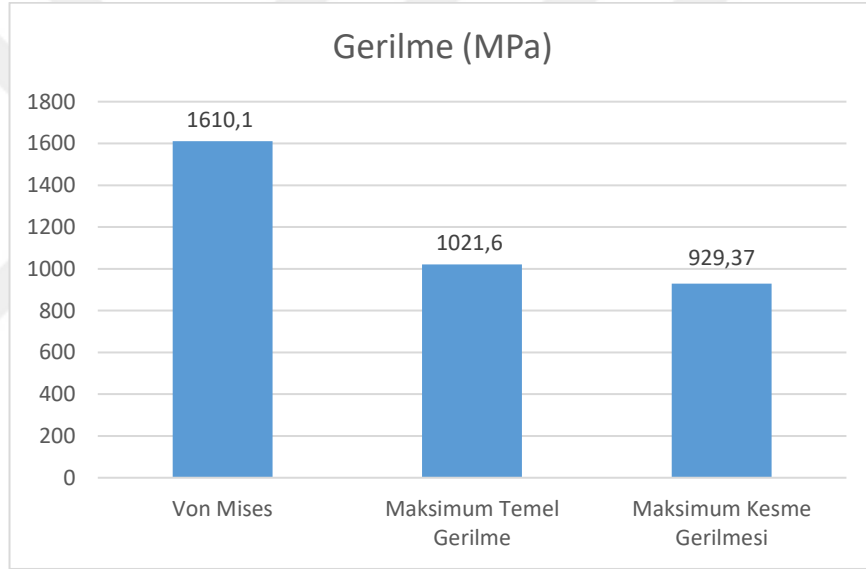
(b)

Şekil 4.5 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı



(c)

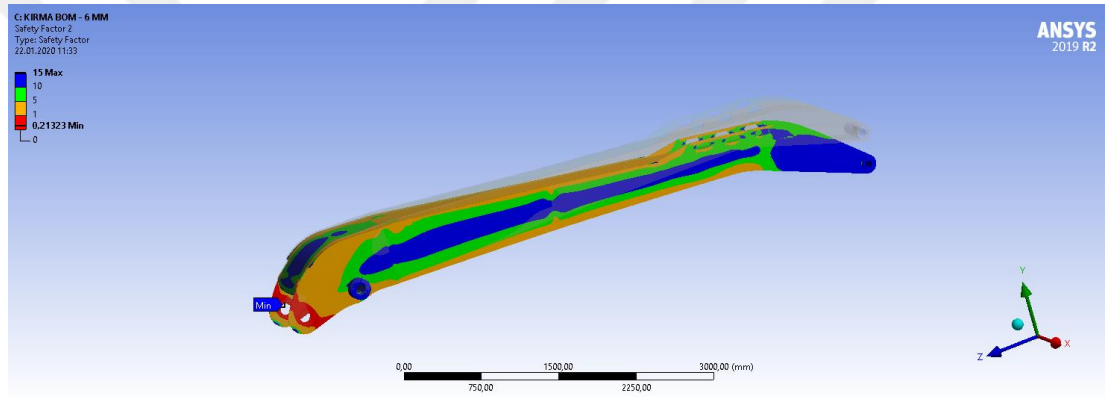
Şekil 4.5 devamı



Şekil 4.6 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler

6 mm için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 4.6'daki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Von Mises teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 1610,1 MPa'dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölgede herhangi bir kaynak bulunmamakla beraber maksimum akma mukavemet değeri St-52 malzemeyle aynıdır. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'nin altında ve 0,22'dir.

Makine bomları üzerinde değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 0,21 olup statik emniyet katsayısında olduğu gibi minimum istenilen değer olan 2'nin oldukça altındadır. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın bu şekilde kullanılması uygun değildir. Sac kalınlıkları standartlarına bakılarak optimizasyon çalışması için bir kalın sac olan 8 mm' ye göre sonlu elemanlar analizi uygulanması gerekirken oluşan gerilmeler oldukça yüksek olduğu için bir üst sac kalınlığı olan 10 mm saclara göre sonlu elemanlar analizi uygulanacaktır.



Şekil 4.7 Yorulma emniyet katsayısı

4.2 10 mm Sac Kalınlıklı Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi

6 mm'lik saclar için mukavemet değerlerinin uygun olmadığı sonlu eleman analizleriyle tespit edilmiştir. Bunun sonucu olarak Şekil 4.1' de 6 mm olarak gösterilmiş saclarda kalınlaştırma işlemi yapılarak kalınlığı 10 mm'ye yükseltilmiştir. 10 mm'lik tip için de uygulanan kuvvetler Şekil 4.2 (a) ve Şekil 4.2 (b)' deki kuvvetler ile Şekil 4.2 (c)'de bomun sabitlendiği bölge aynıdır.

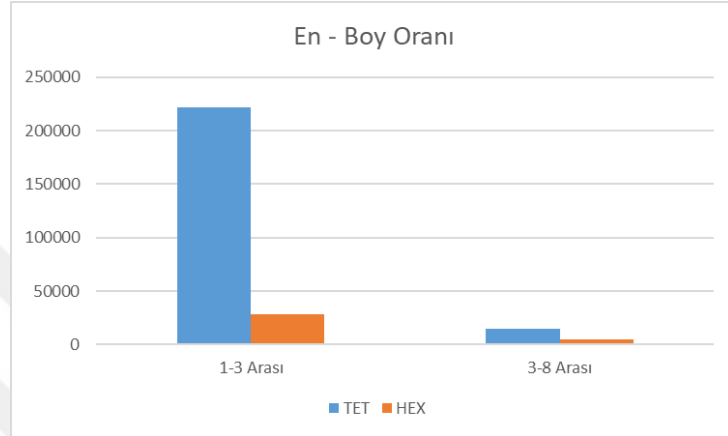
4.2.1 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 4.2 'de verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 4.2 10 mm sac kalınlıklı kırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

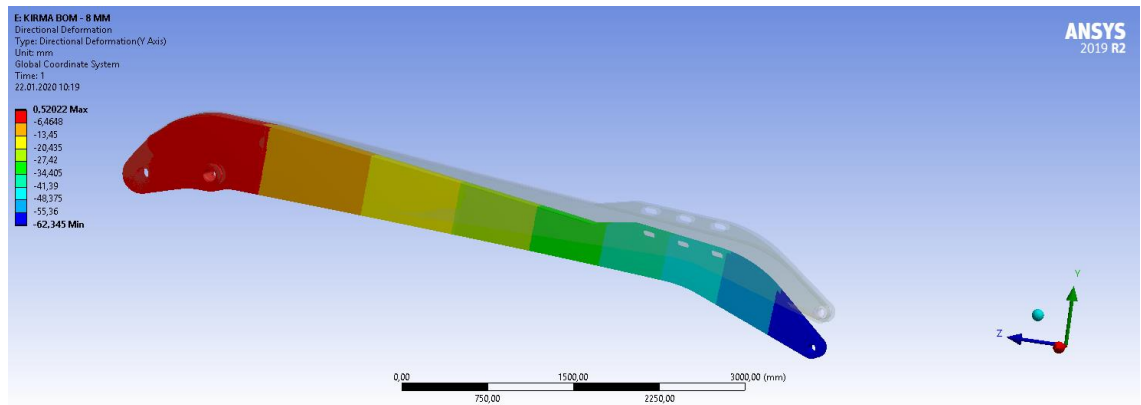
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	590667
Eleman Sayısı	244275

Şekil 4.8’de verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



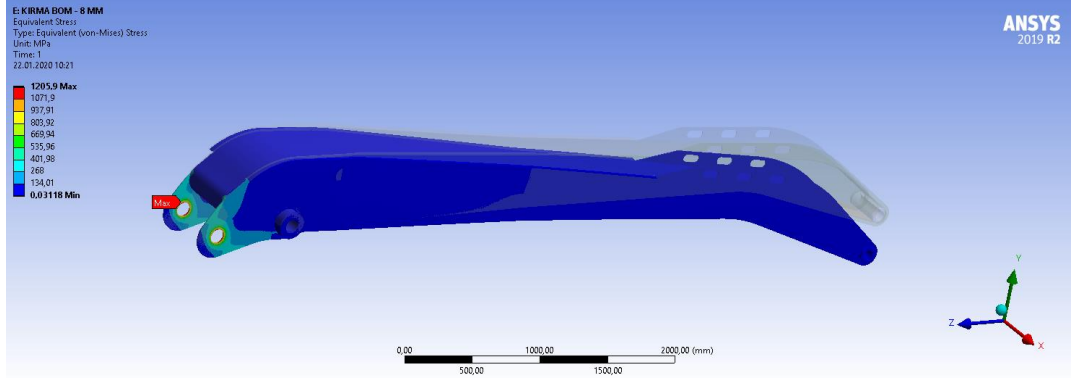
Şekil 4.8 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 4.9’da gösterilmiştir.

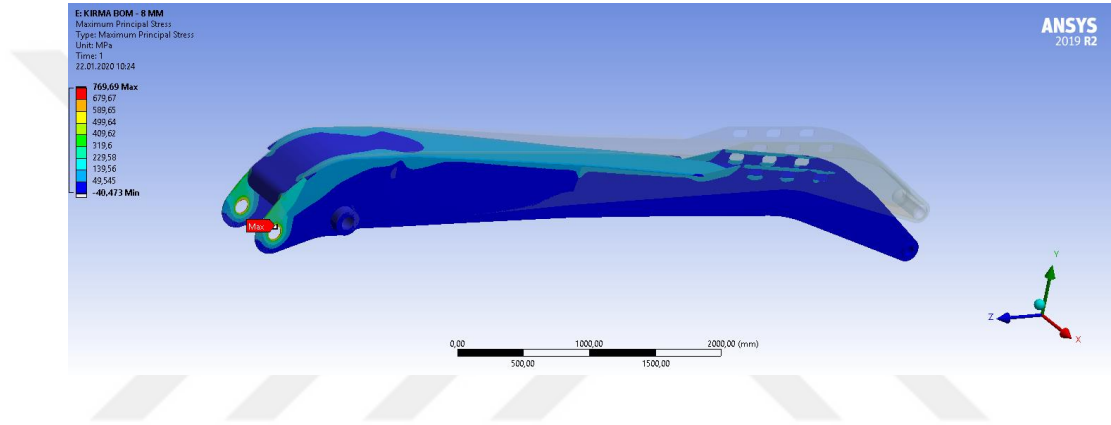


Şekil 4.9 y yönündeki şekil değiştirme

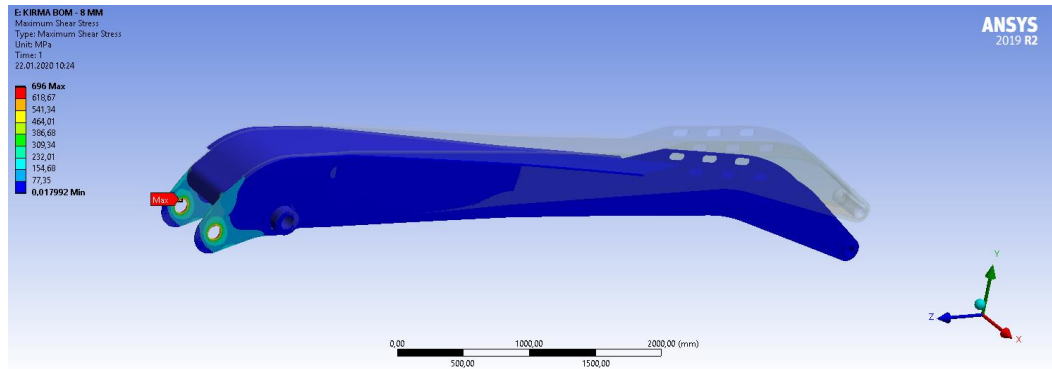
Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 4.10 (a), Şekil 4.10 (b) ve Şekil 4.10 (c)’ de gösterilmiştir.



(a)

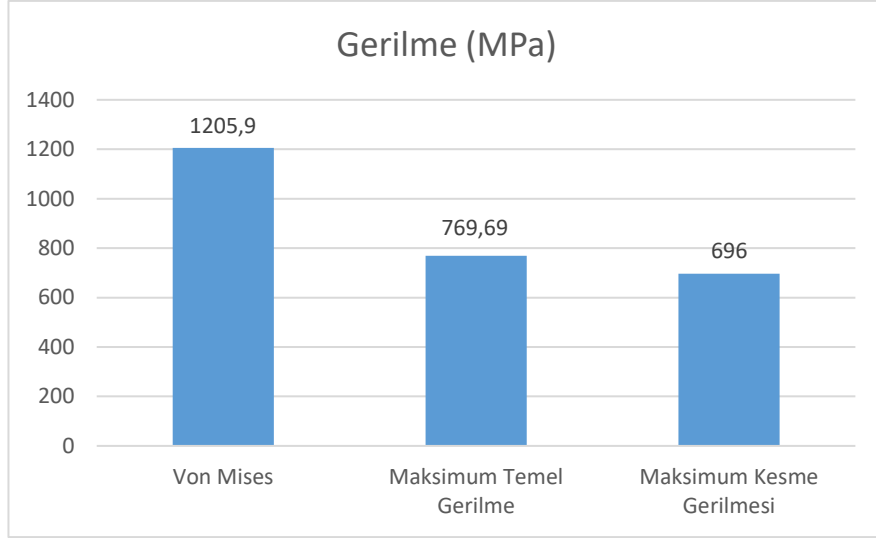


(b)



(c)

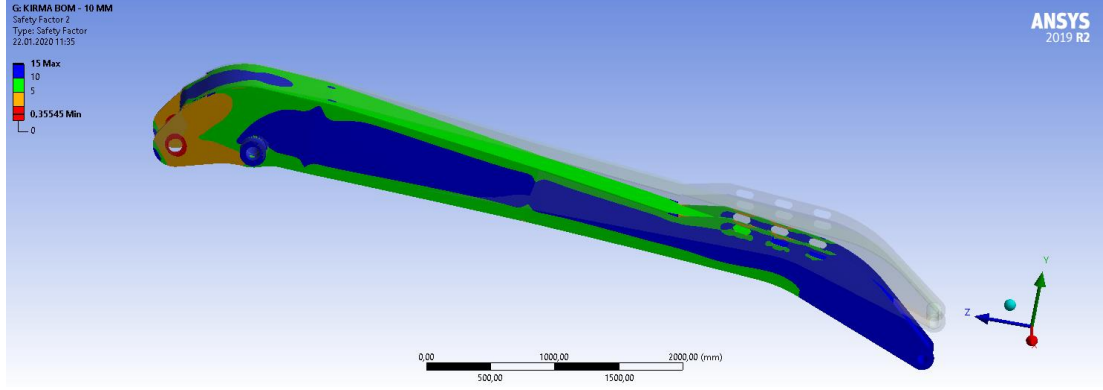
Şekil 4.10 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı



Şekil 4.11 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler

10 mm için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 4.11'deki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Von Mises teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 1205,9 MPa'dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölgede herhangi bir kaynak bulunmamakla beraber maksimum akma mukavemet değeri St-52 malzemeyle aynıdır. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'nin altında ve 0,29'dur.

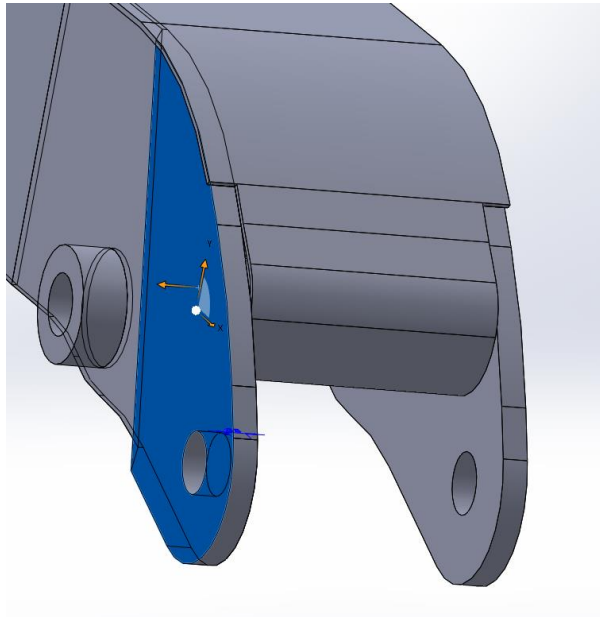
Makine bomları üzerinde değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 0,35 olup statik emniyet katsayısında olduğu gibi minimum istenilen değer olan 2'nin oldukça altındadır. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın tüm sac kalınlıklarının 10 mm olarak kullanılması uygun değildir. Bu durumda tüm sistemin saclarının kalınlaştırılması yerine gerilme yoğunluğunun fazla olduğu bölgede sac malzemenin daha kalın kullanılmasıyla bu sıkıntının önüne geçilmesi için bir optimizasyon çalışması yapılacaktır.



Şekil 4.12 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı

4.3 10 mm Sac Kalınlıklı (Revizyon 1) Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi

10 mm'lik saclar için mukavemet değerlerinin uygun olmadığı sonlu eleman analizleriyle tespit edilmiştir. Bunun sonucu olarak Şekil 4.1' de 10 mm olarak gösterilmiş sacların tüm sistemde 10 mm kalması ancak gerileme değeri yüksek olan bölgede sac kalınlığına ek 35 mm'lik bir sac kaynatılarak sacda mukavemet sağlanması yapılmıştır. 10 mm'lik (Revizyon 1) tipi için de uygulanan kuvvetler Şekil 4.2 (a) ve Şekil 4.2 (b)' deki kuvvetler ile Şekil 4.2 (c)'de bomun sabitlendiği bölge aynıdır. Sac da yapılmış olan kalınlaştırma işlemi Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



Şekil 4.13 Kırma bomundaki kalınlaştırmanın yapıldığı bölge

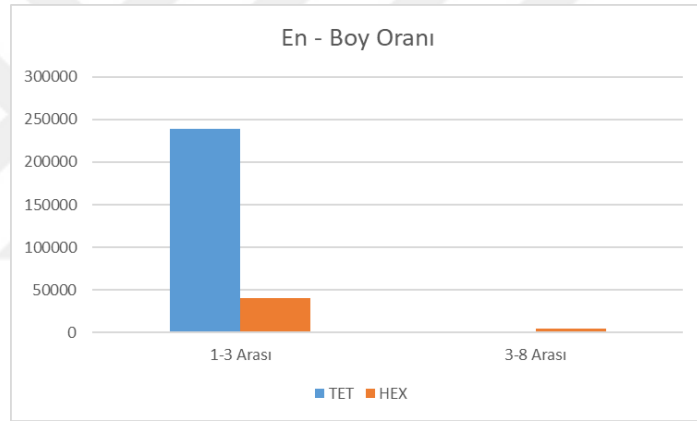
4.3.1 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 4.3 'te verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 4.3 10 mm sac kalınlıklı (revizyon 1) kırma bomunun sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

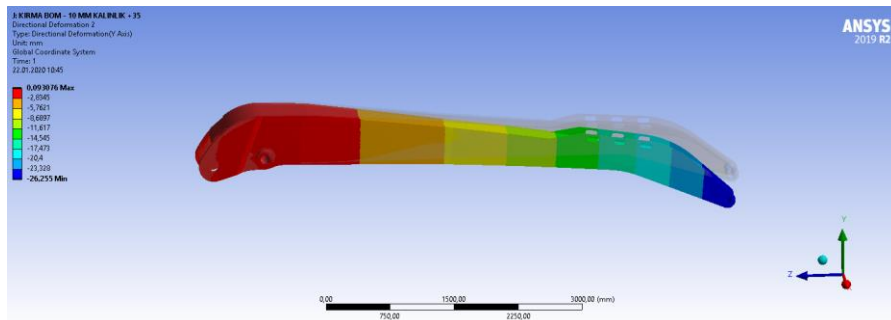
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	690827
Eleman Sayısı	277739

Şekil 4.14'te verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



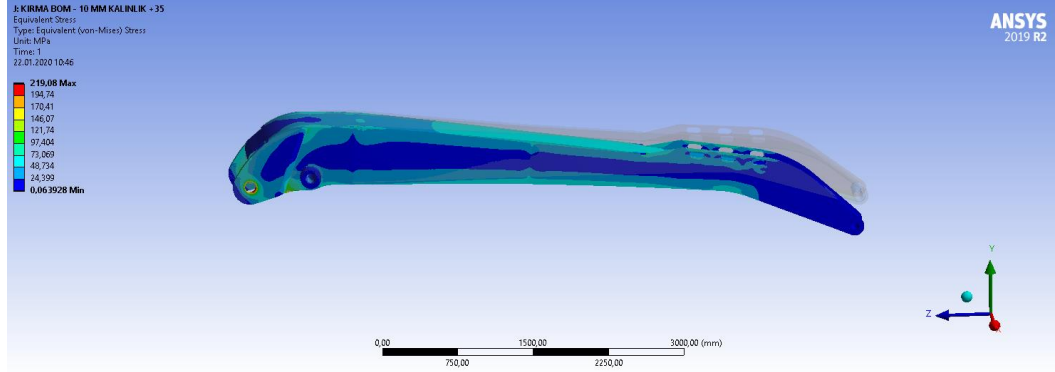
Şekil 4.14 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 4.15'te gösterilmiştir.

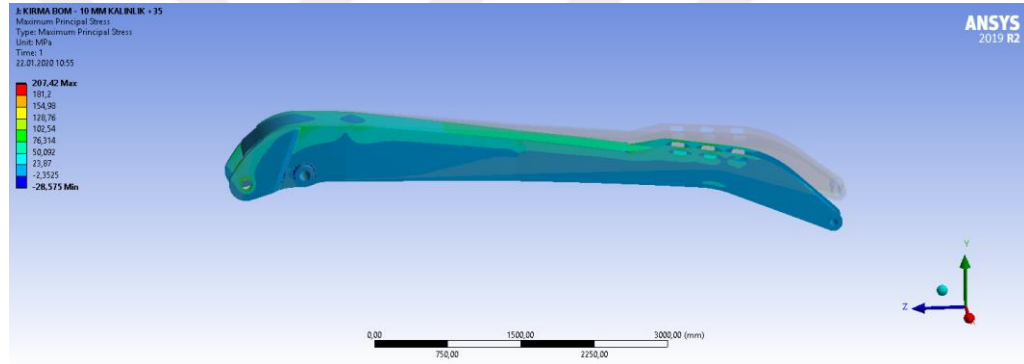


Şekil 4.15 y yönündeki şekil değiştirme

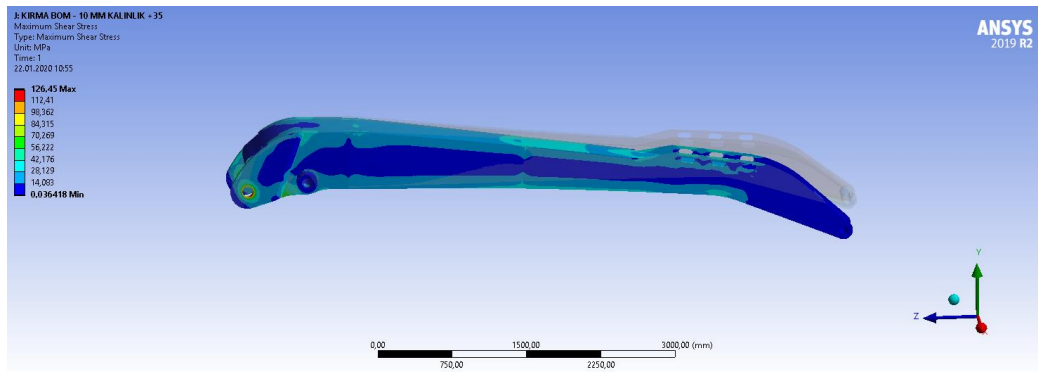
Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 4.16 (a), Şekil 4.16 (b) ve Şekil 4.16 (c)' de gösterilmiştir.



(a)

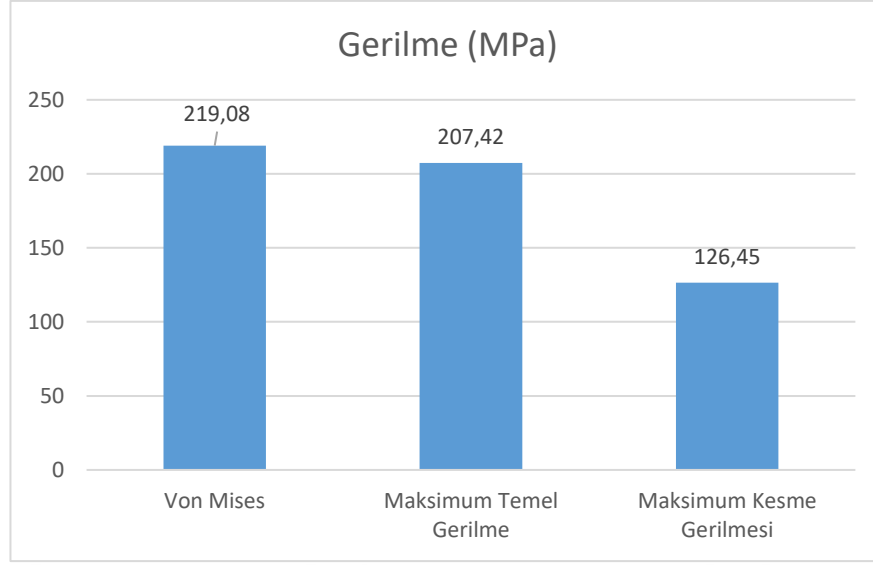


(b)



(c)

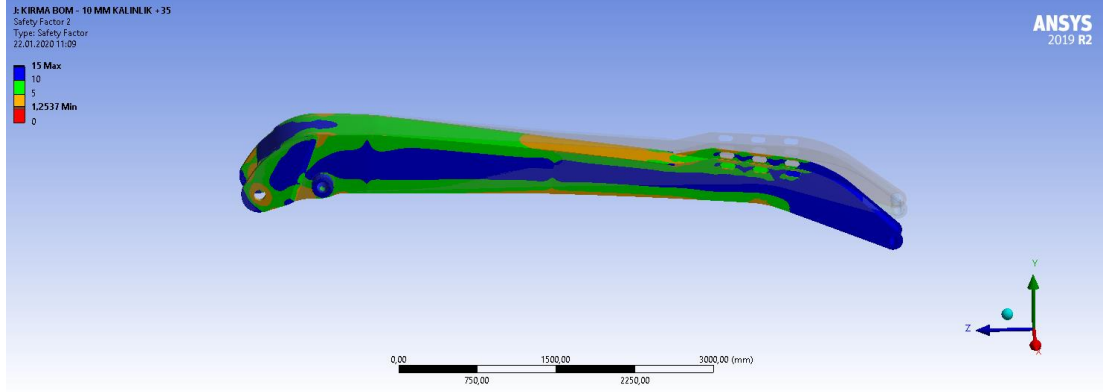
Şekil 4.16 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı



Şekil 4.17 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler

10 mm (Revizyon 1) için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 4.17'deki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Von Mises teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 219,08 MPa'dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölgede herhangi bir kaynak bulunmamakla beraber maksimum akma mukavemet değeri St-52 malzemeyle aynıdır. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'nin altında ve 1,62'dur.

Makine bomları üzerinde değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 1,25 olup statik emniyet katsayısında olduğu gibi minimum istenilen değer olan 2'nin altındadır. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 4.18'de gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın belirtilen bölgelerdeki kalınlık artışıyla da kullanılması uygun değildir. Son optimizasyon çalışması sonucu emniyet katsayısı düşüklüğü bağlantı noktasının bulunduğu bölgededir. Bu bölgedeki kalınlığı 10 mm daha arttırarak analizler tekrarlanmıştır.



Şekil 4.18 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı

4.4 10 mm Sac Kalınlıklı (Revizyon 2) Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi

10 mm'lik saclar için mukavemet değerlerinin uygun olmadığı sonlu eleman analizleriyle tespit edilmiştir. Bunun sonucu olarak Şekil 4.1' de 10 mm olarak gösterilmiş sacların tüm sistemde 10 mm kalması ancak gerileme değeri yüksek olan bölgede sac kalınlığına ek 45 mm'lik bir sac kaynatılarak sacda mukavemet sağlanması yapılmıştır. 10 mm'lik (Revizyon 1) tipi için de uygulanan kuvvetler Şekil 4.2 (a) ve Şekil 4.2 (b)' deki kuvvetler ile Şekil 4.2 (c)'de bomun sabitlendiği bölge aynıdır. Sac da yapılmış olan kalınlaştırma işlemi Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Bu bölge 10 mm daha kalınlaştırılmıştır.

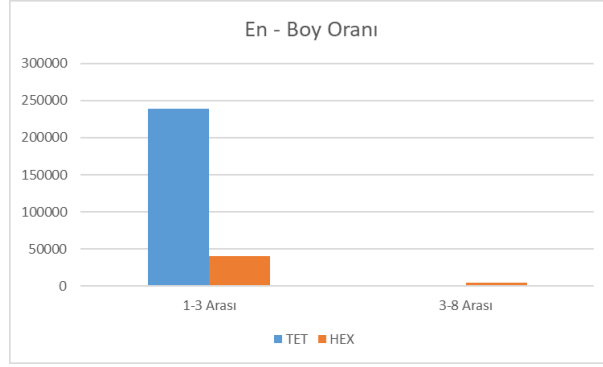
4.4.1 10 mm Sac Kalınlıklı Kaldırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 4.3 'te verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 4.4 10 mm sac kalınlıklı kırma bomunun (revizyon 2) sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

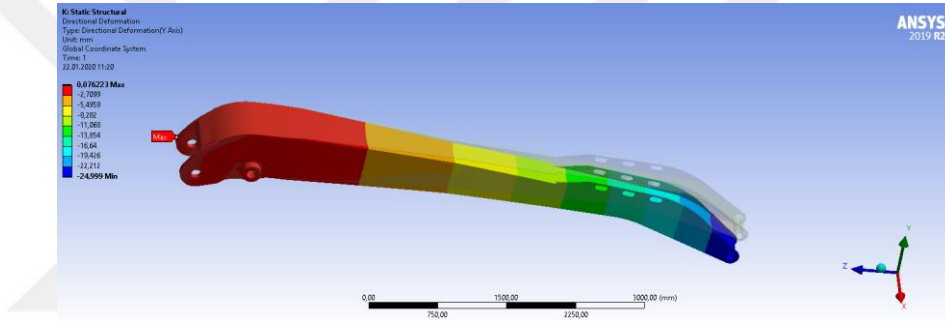
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	690827
Eleman Sayısı	277739

Şekil 4.14'te verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



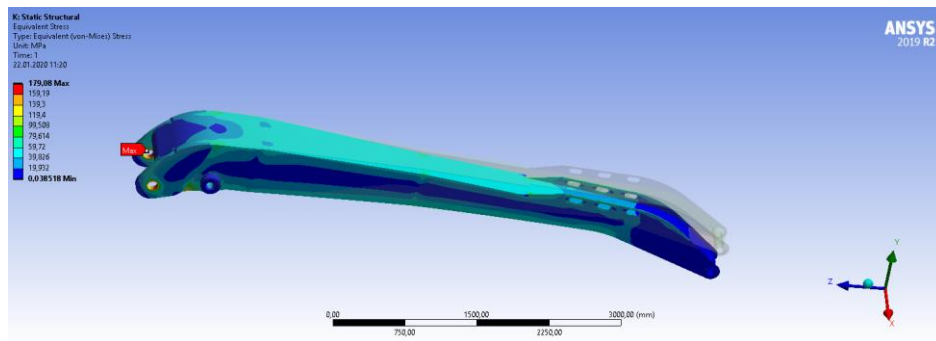
Şekil 4.19 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 4.20’de gösterilmiştir.



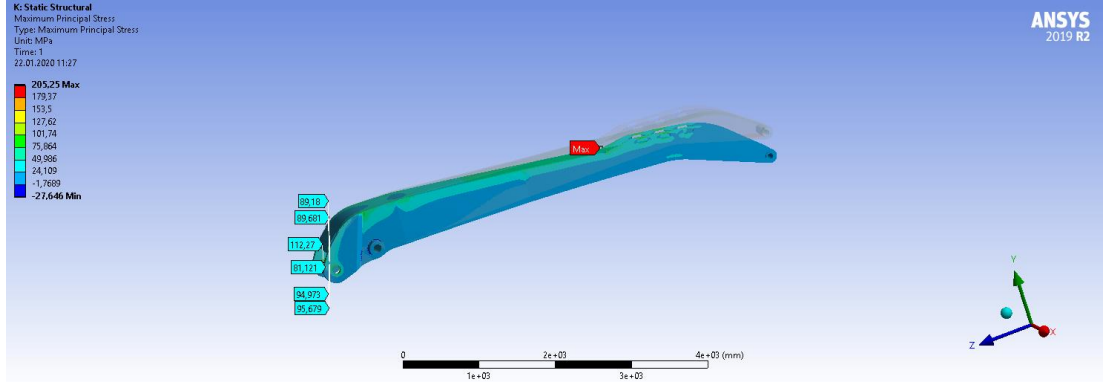
Şekil 4.20 y yönündeki şekil değiştirme

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 4.21 (a), Şekil 4.21 (b) ve Şekil 4.21 (c)’ de gösterilmiştir.

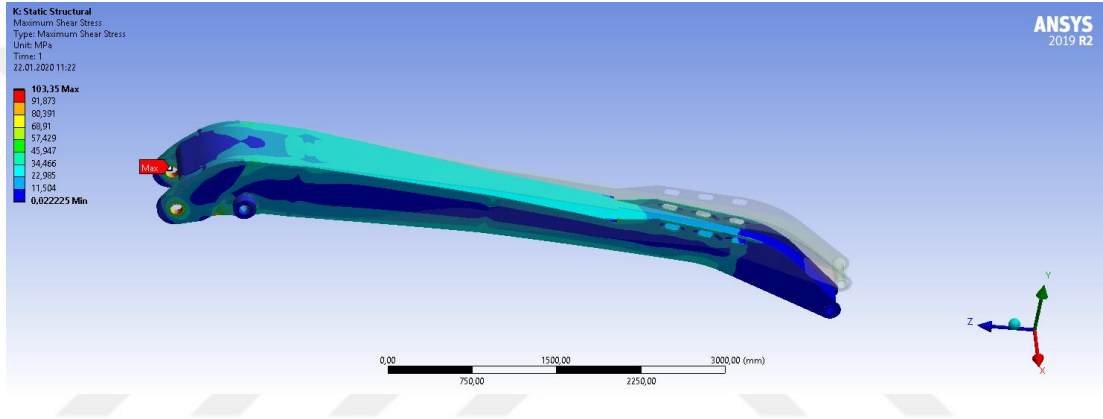


(a)

Şekil 4.21 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı



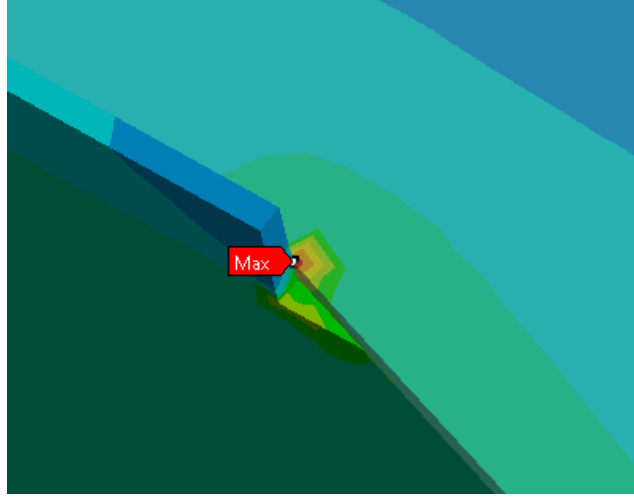
(b)



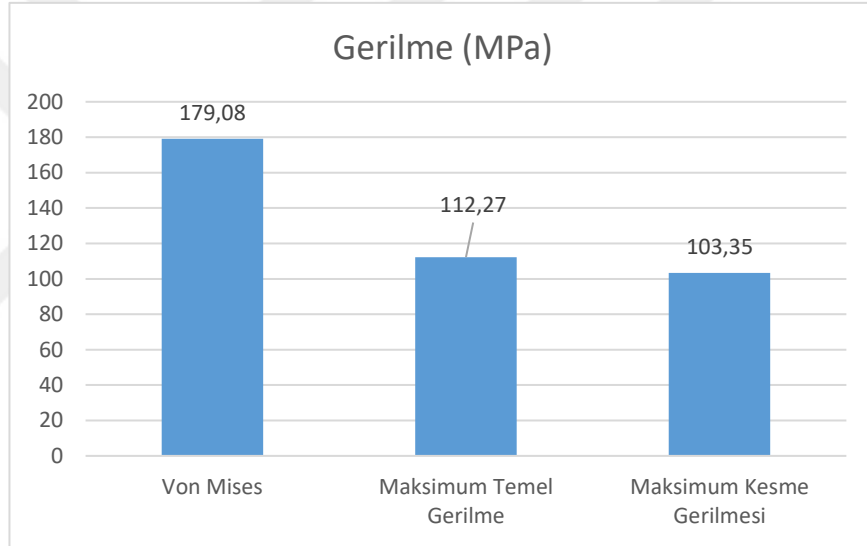
(c)

Şekil 4.21 devamı

Şekil 4.21 (b) 'de maksimum gerilme beklenen bölgeden farklı çıkmaktadır. Bu bölge incelendiğinde bu oranda yüksek gerilme beklenmemektedir. Bu bölgede bir tekillik mevcut olduğu görülmektedir. Tekillik ise şu anlama gelmektedir, parça üzerinde sonlu elemanlar analizi yapılırken oluşturulan ağ yapısının (meshin) çözümü sonucunda oluşan gerilme belirli bir değere yaklaşmadığı ağın bir noktasıdır. Tekilliğin olduğu bu noktada mesh boyutunu her küçülttüğümüzde gerilme artmaya devam edecektir. Teorik olarak, tekillikteki stres sonsuzdur. Bu sebeple tekillik noktası olarak belirlenen gerilmeden sonraki en yüksek gerilme değeri olan değer 112,27 MPa maksimum temel gerilme teorisine göre maksimum gerilme değeri olarak kabul edilebilir. Tekillik bölgesi Şekil 4.22'de gösterilmiştir.



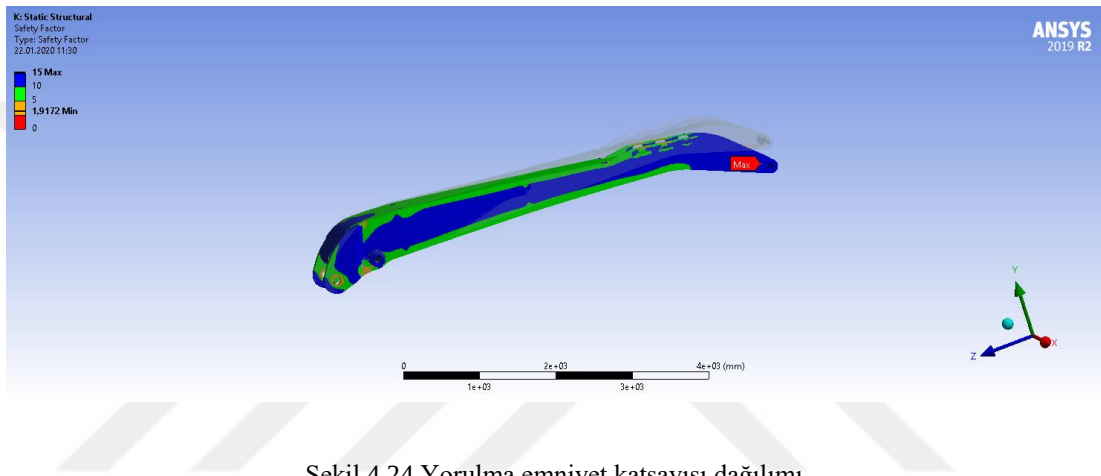
Şekil 4.22 Tekillik bölgesi



Şekil 4.23 Hesaplama yöntemlerine göre bom üzerindeki maksimum gerilmeler

10 mm (Revizyon 2) için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 4.23'teki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Von Mises teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 179,08 MPa'dır. Maksimum gerilmenin oluştuğu bölgede herhangi bir kaynak bulunmamakla beraber maksimum akma mukavemet değeri St-52 malzemeyle aynıdır. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'ye yakın ve 1,98'dir. Bu değer kabul edilebilir ölçülerdedir.

Makine bomları üzerinde değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 1,91 olup statik emniyet katsayısında olduğu gibi minimum istenilen değer olan 2'ye yakın ve kabul edilebilir aralıktadır. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 4.24'te gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın ikinci revizyon sonucunda elde edilen haliyle kullanılması uygundur.



Şekil 4.24 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı

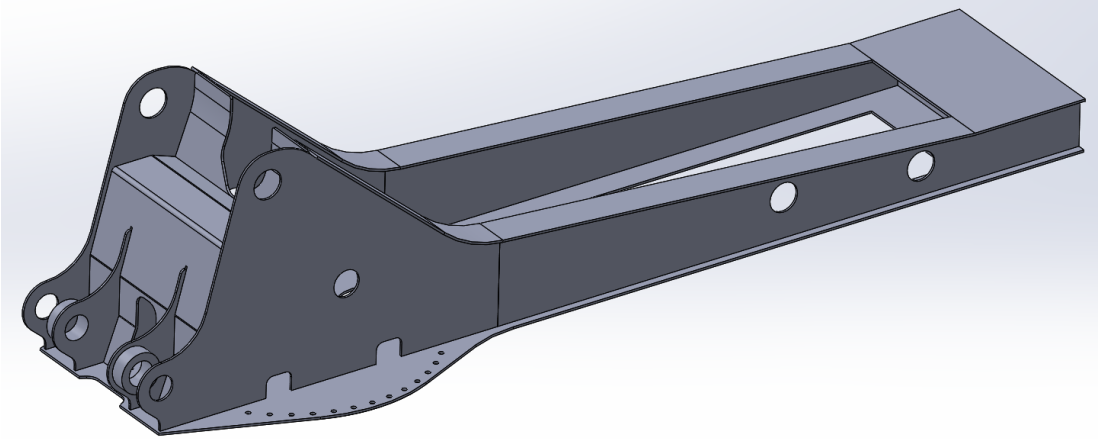
BÖLÜM BEŞ

DİK GÖVDE İÇİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI

Bu bölümde dik gövde için sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarına göre gövdede değerlendirilen kriterler gövdede oluşacak gerilmeler, meydana gelen deformasyon miktarı ve yorulmanın gövdeye etkisidir. Bu kriterler döngü optimizasyonu kullanılarak mukavemet ve deformasyon değerleri emniyetli değerlere ulaşıncaya kadar tekrarlanmıştır. Analiz sonuçları St-52 malzemeye göre hesaplanmıştır. Çevrimsel yüklemeye ilgili veriler için “Materials Data For Cyclic Loading” Boller ve Seeger (1987) kitabından yararlanılmıştır. St-52 malzeme için oluşturulan Wöhler Eğrisi için Total Materia Yorulma Verilerinden faydalanılmıştır.

5.1 10 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analizi

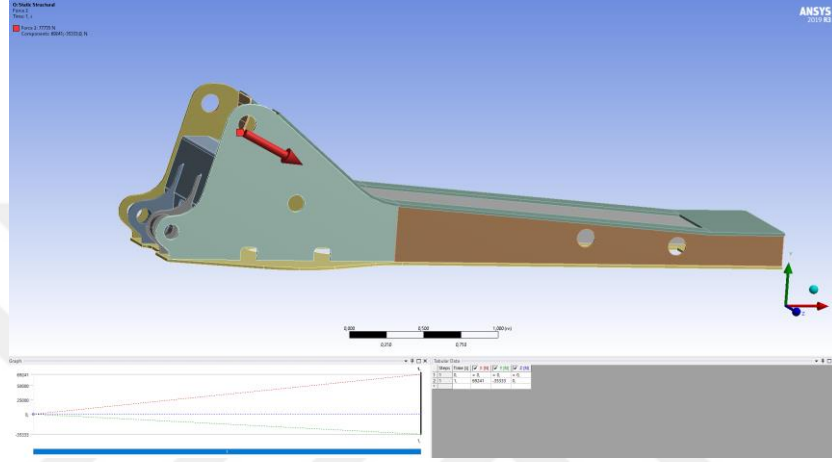
Kaldırma ve kırma bomlarının imalatında olduğu gibi sistemin hafif ve ucuz olması esastır. Kaldırma ve kırma bomlarından elde edilmiş bilgilere göre sistem tasarımı öncelikle 10 mm sac kalınlıklı olarak tasarlanmıştır. Dik gövdenin analiz modeli Şekil 5.1’ de gösterilmiştir.



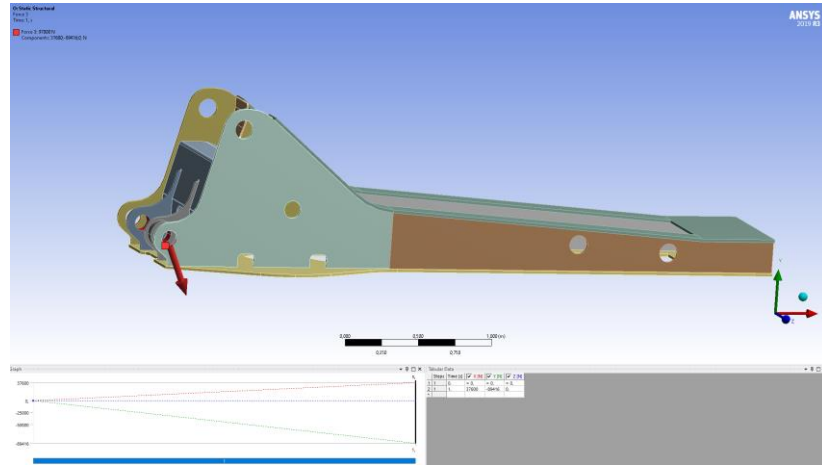
Şekil 5.1 Dik gövde analiz modeli

Kinematik analiz sonuçlarına göre elde edilen kuvvet değeri Bölüm 2’de hesaplanmıştır. Bu değerlere göre ANSYS’te statik analiz yapılmıştır. Şekil 4.2 (a) ve

Şekil 4.2 (b)'de mesnet noktalarına uygulanan kuvvetler ve Şekil 4.2 (c)'de bomun sabitlendiği bölge gösterilmiştir. Sistemde kullanılacak arka ağırlık değeri sistemdeki tüm parçaların (soğutucu, taşıyıcı palet, yağ tankı vb.) ağırlıkları tam belirlenemediği için muadil elleçleme vinçlerinin arka ağırlıklarına bakılarak 6 tonluk bir değer kullanılması uygun görülmüştür. Şekil 4.2 (d)'de arka ağırlığın uygulandığı bölge gösterilmiştir.

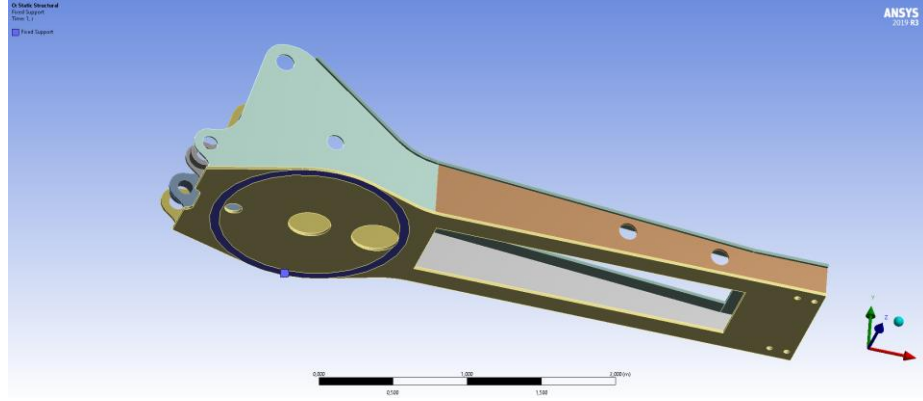


(a)

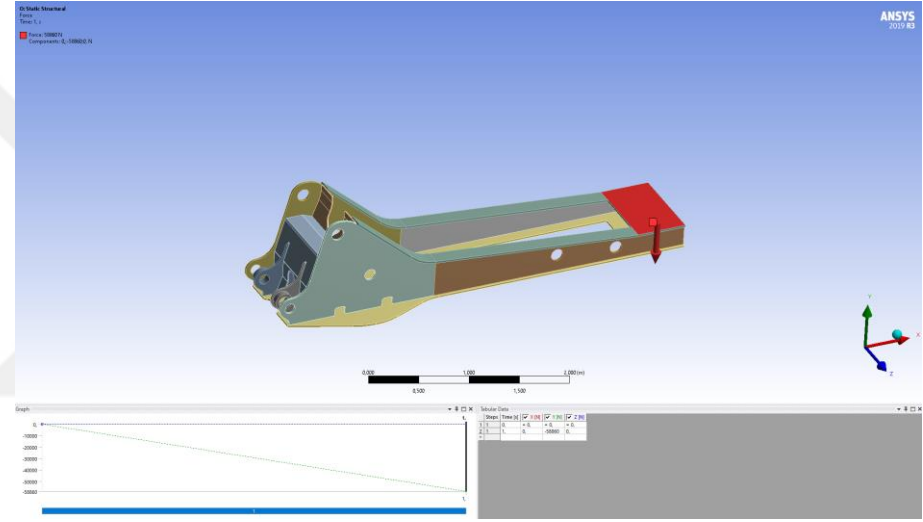


(b)

Şekil 5.2 (a) Dik gövde mesnet noktası kuvveti (b) dik gövde mesnet noktası kuvveti (c) dik gövdenin sabitlendiği bölge (d) karşı ağırlığın yerleştirildiği bölge



(c)



(d)

Şekil 5.2 devamı

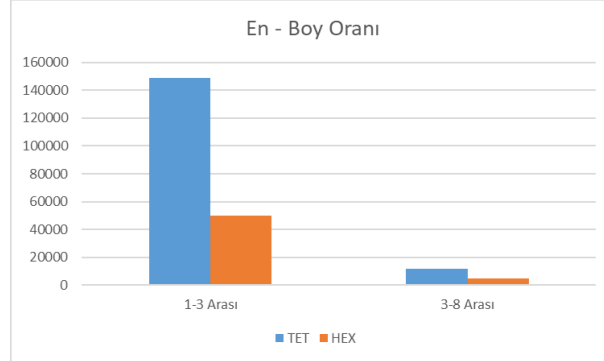
5.1.1 10 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 5.1 'de verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 5.1 10 mm sac kalınlıklı dik gövdenin sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

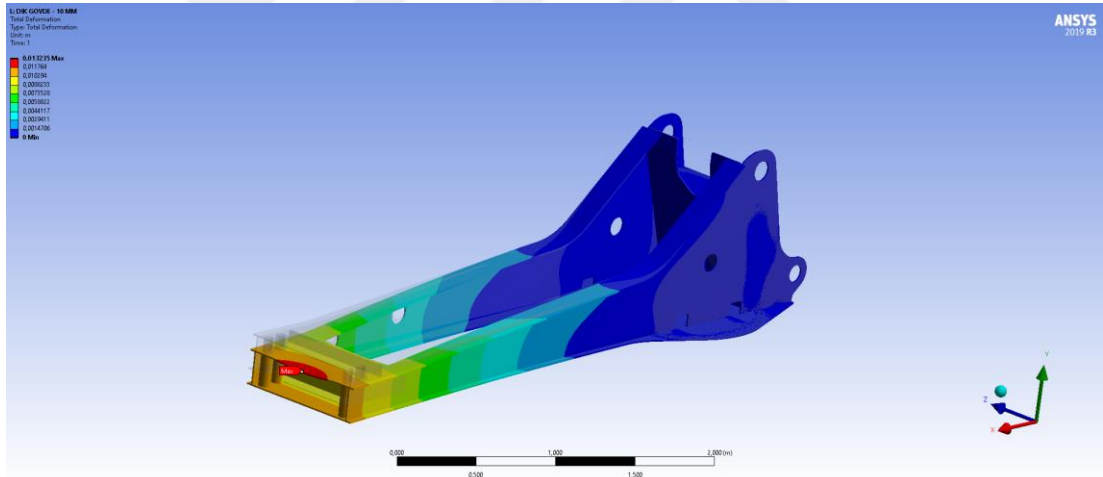
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	625495
Eleman Sayısı	194775

Şekil 5.3'te verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



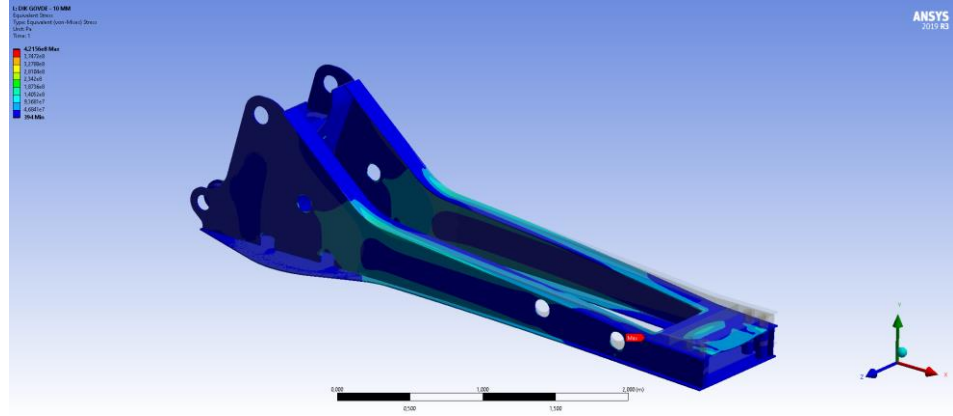
Şekil 5.3 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 5.4'te gösterilmiştir.

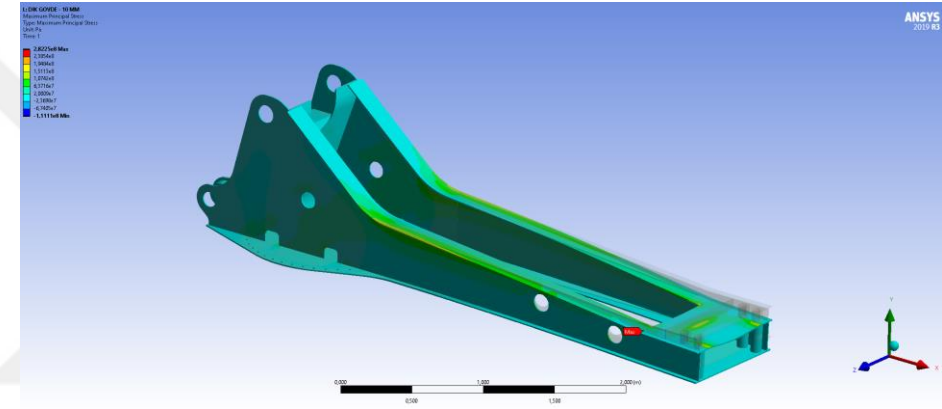


Şekil 5.4 Toplam şekil değiştirme

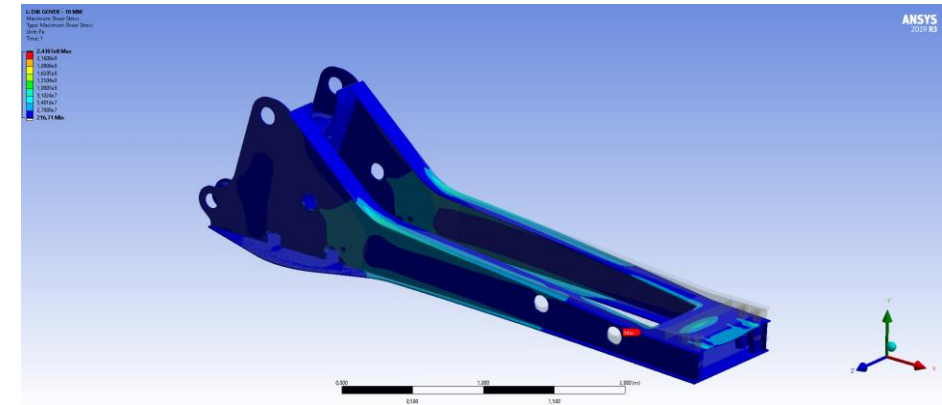
Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 5.5 (a), Şekil 5.5 (b) ve Şekil 5.5 (c)' de gösterilmiştir.



(a)

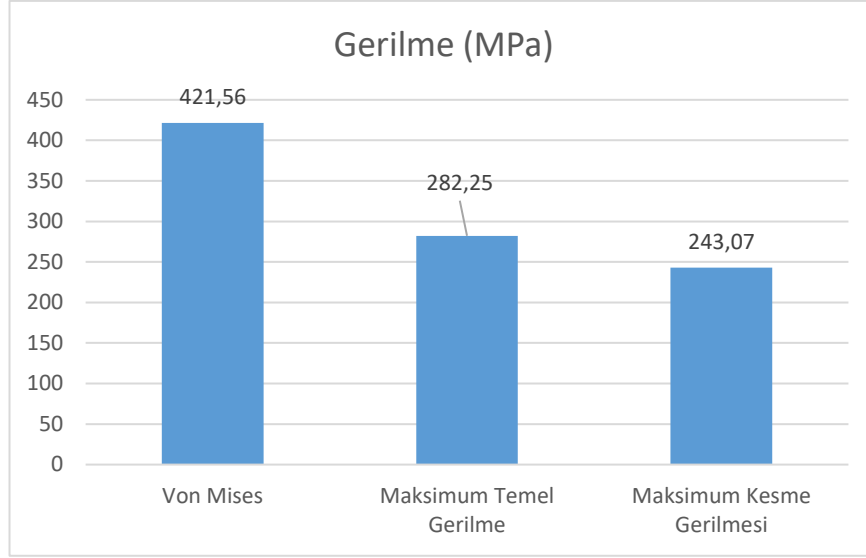


(b)



(c)

Şekil 5.5 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı



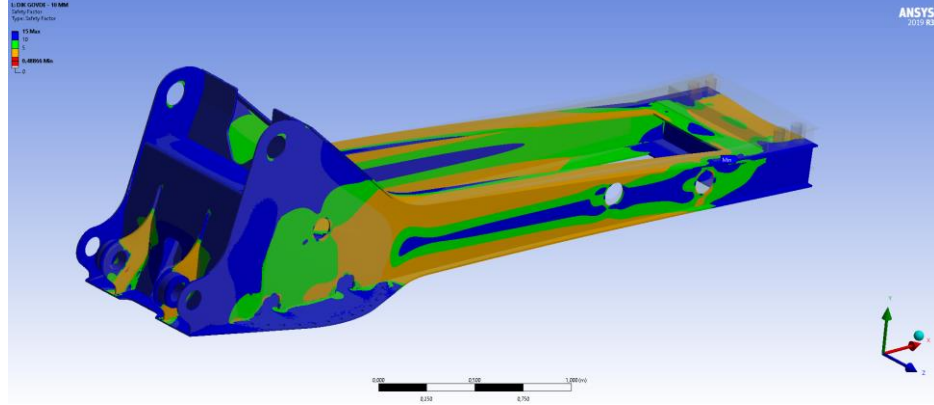
Şekil 5.6 Hesaplama yöntemlerine göre dik gövde üzerindeki maksimum gerilmeler

10 mm için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 5.6'daki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Von Mises teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 421,56 MPa'dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölgede herhangi bir kaynak bulunmamakla beraber maksimum akma mukavemet değeri St-52 malzemeyle aynıdır. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'nin altında ve 0,84'tür.

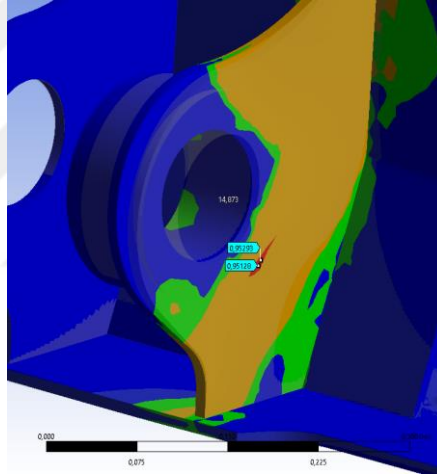
Şekil 5.4' teki deformasyon miktarları incelendiğinde maksimum deformasyon karşı ağırlığın bulunduğu bölgede ve orta bölgesinde meydana gelmektedir. Bu durum bize bu bölgenin feder ile desteklenmesi gerektiğini göstermektedir.

Makine bamları üzerinde olduğu gibi dik gövdede de değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 0,49 olup statik emniyet katsayısında olduğu gibi minimum istenilen değer olan 2'nin altındadır. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 5.7'de gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın 10 mm kalınlığındaki sac lar ile imal edilmiş halinin kullanılması uygun değildir. Yorulma emniyet katsayısı dikkate alınarak hasar görecektir.

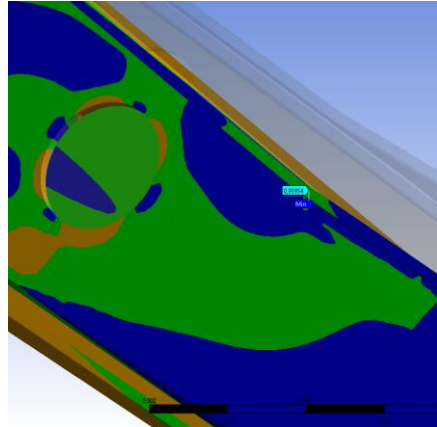
olan saclar Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’da gösterilmiştir. Sacların kalınlığını 20 mm’ye çıkararak ve arka ağırlığın alt bölgesine feder eklenerek analizler tekrarlanmıştır.



Şekil 5.7 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı



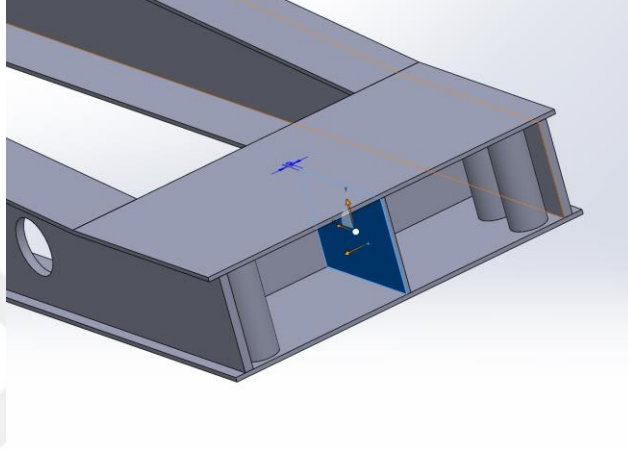
Şekil 5.8 Hasar oluşacak bölge (piston bağlantı bölgesi)



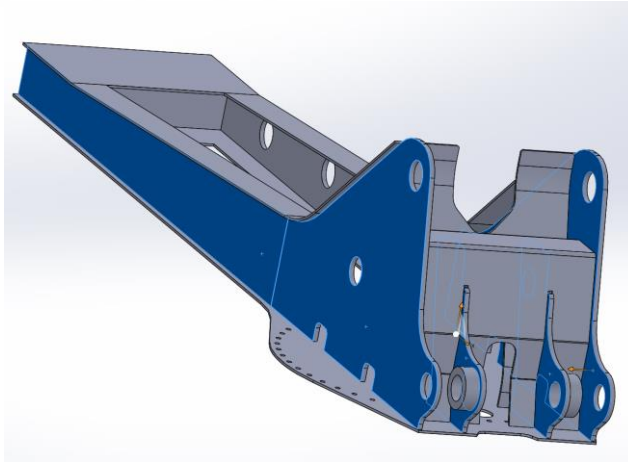
Şekil 5.9 Hasar oluşacak bölge (yan sac bölgesi)

5.2 10 mm Sac Kalınlıklı (Revizyon 1) Dik Gövde Sonlu Elemanlar Analizi

Tüm sistemin 10 mm'lik saclar için mukavemet değerlerinin uygun olmadığı sonlu eleman analizleriyle tespit edilmiştir. Bu bağlamda deformasyon miktarının fazla olduğu bölgeye eklenen feder şekil 5.10'da, sac kalınlığı 20 mm'ye çıkarılan bölgeler şekil 5.11'de gösterilmiştir. Analizler revizyonlu durum için yinelenmiştir.



şekil 5.10 Eklenen feder



şekil 5.11 Kalınlığı 20 mm'ye çıkan saclar

5.2.1 10 mm Sac Kalınlıklı (Revizyon 1) Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

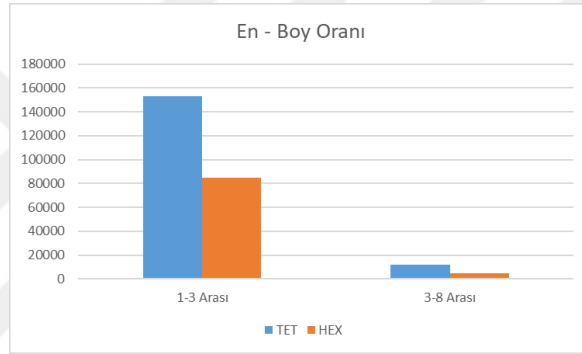
Sınır şartları şekil 5.2 (a), şekil 5.2 (b), şekil 5.2 (c) ve şekil 5.2. (d)'de gösterildiği gibi uygulanmıştır.

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 5.2 'de verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 5.2 10 mm sac kalınlıklı (revizyon 1) dik gövdenin sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

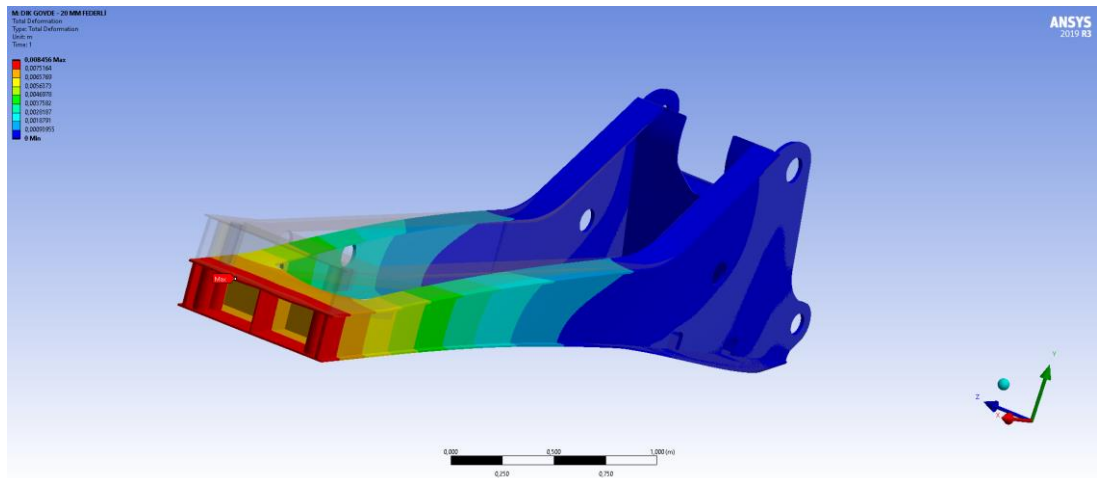
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	794893
Eleman Sayısı	238664

Şekil 5.12'de verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



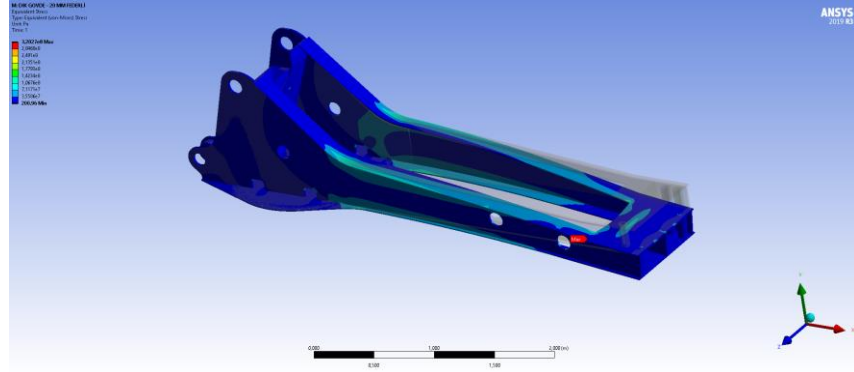
Şekil 5.12 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 5.13'te gösterilmiştir.

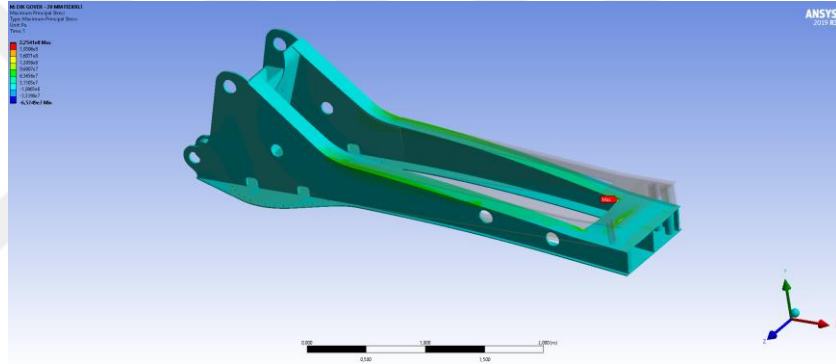


Şekil 5.13 Toplam şekil değiştirme

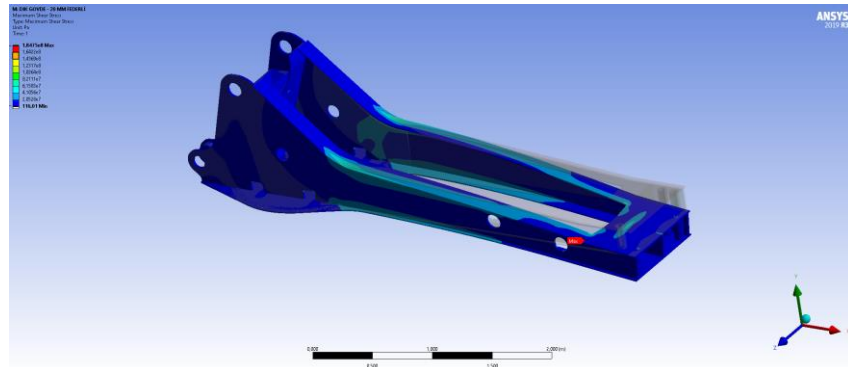
Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 5.14 (a), Şekil 5.14 (b) ve Şekil 5.14 (c)' de gösterilmiştir.



(a)

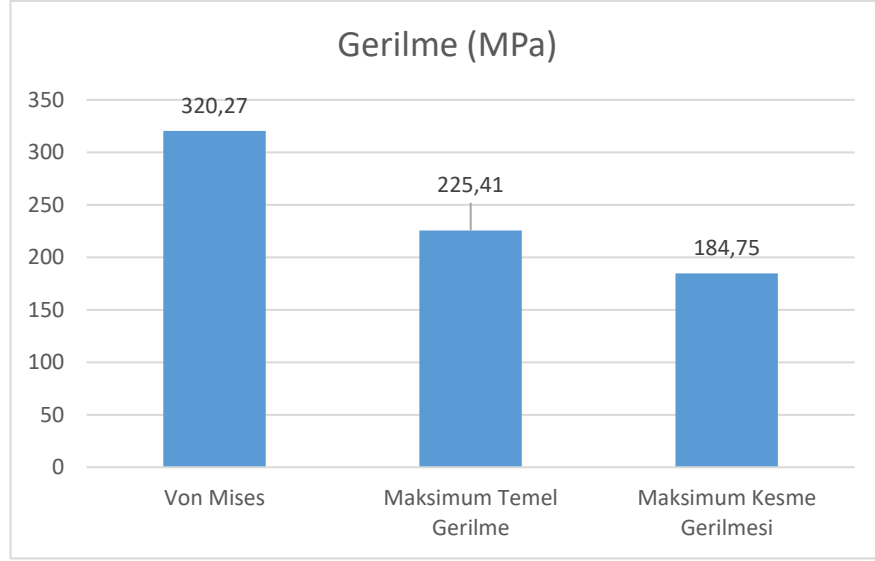


(b)



(c)

Şekil 5.14 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı

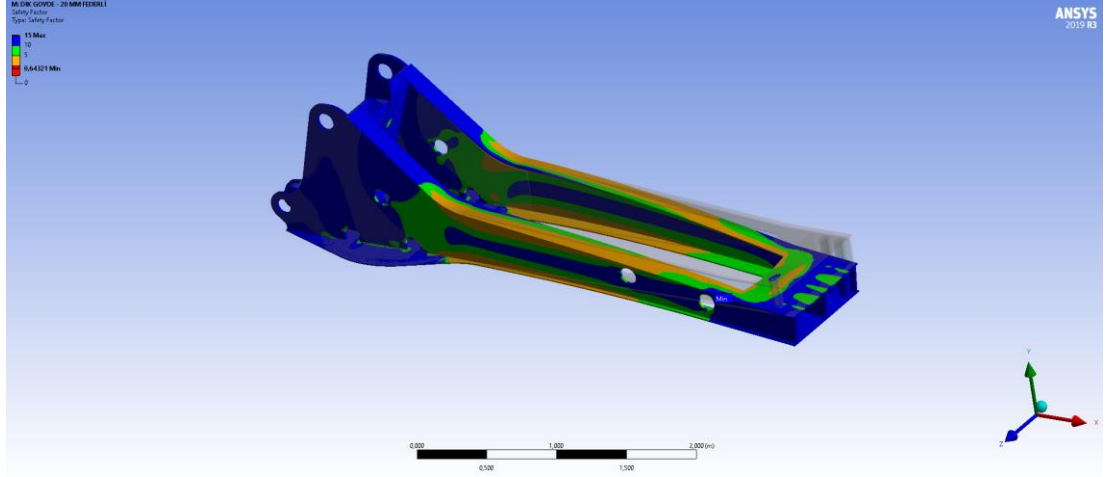


Şekil 5.15 Hesaplama yöntemlerine göre dik gövde üzerindeki maksimum gerilmeler

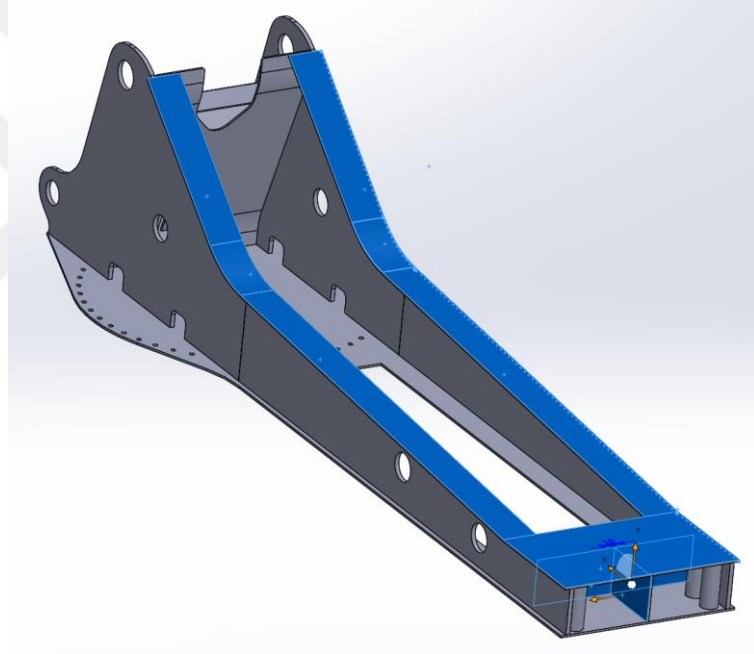
10 mm için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 5.15'teki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Von Mises teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 320,27 MPa'dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölgede herhangi bir kaynak bulunmamasıyla beraber maksimum akma mukavemet değeri St-52 malzemeyle aynıdır. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'nin altında ve 1,11'dir.

Şekil 5.13'teki deformasyon miktarları incelendiğinde Şekil 5.10'daki federin deformasyonu azalttığını ancak yeterli olmadığı gözlemlenmiştir.

Makine bamları üzerinde olduğu gibi dik gövdede de değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 0,64 olup statik emniyet katsayısında olduğu gibi minimum istenilen değer olan 2'nin altındadır. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 5.16'da gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın eklenen feder kalınlığı ve arttırılmış diğer kalınlıklarıyla elde edilmiş revizyonlu halinin kullanılması uygun değildir. Yorulma emniyet katsayısı dikkate alınarak hasar görecektir. Saclar Şekil 5.17'de gösterilmiştir. Sacların kalınlığını 20 mm'ye çıkararak analizler tekrarlanmıştır.



Şekil 5.16 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı



Şekil 5.17 Sac kalınlığı 20 mm'ye çıkarılan saclar

5.3 20 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövde Sonlu Elemanlar Analizi

Şekil 5.17'de gösterilmiş olan sacların da Şekil 5.11'deki saclar gibi kalınlıklarının 20 mm olması gerektiği yapılan analizler sonucu görülmektedir.

5.3.1 20 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

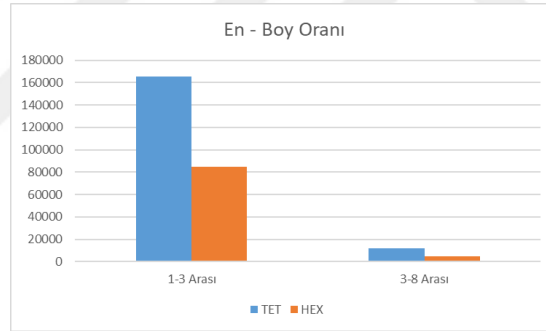
Sınır şartları Şekil 5.2 (a), Şekil 5.2 (b), Şekil 5.2 (c) ve Şekil 5.2. (d)’de gösterildiği gibi uygulanmıştır.

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 5.3 ‘te verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 5.3 20 mm sac kalınlıklı dik gövdenin sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

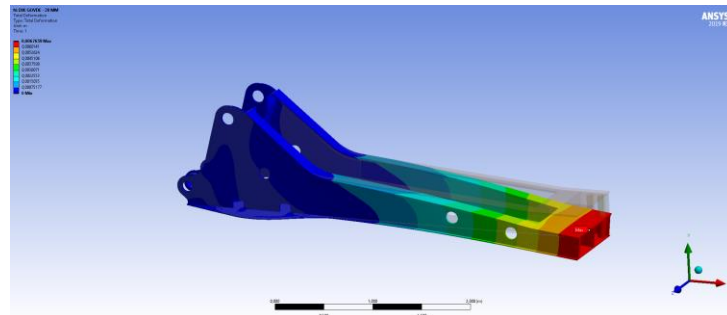
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	794031
Eleman Sayısı	248552

Şekil 5.18’de verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



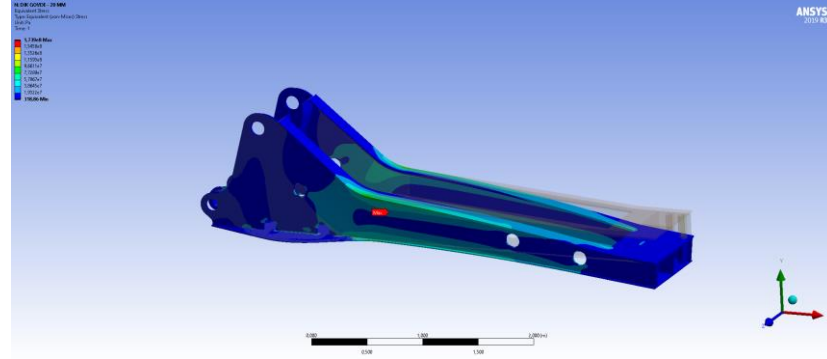
Şekil 5.18 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 5.19’da gösterilmiştir.

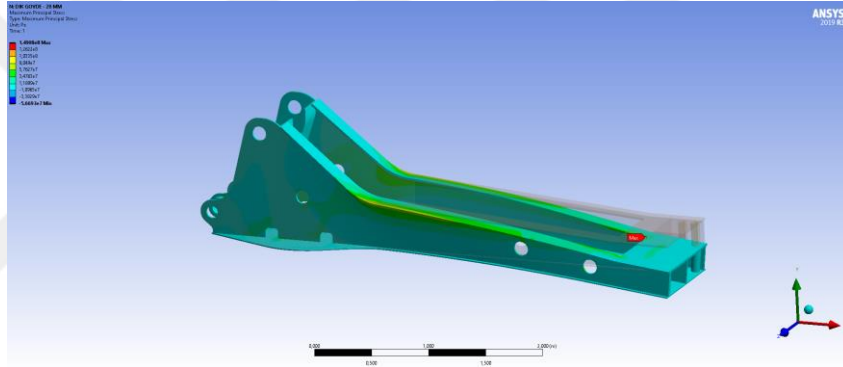


Şekil 5.19 Toplam şekil değiştirme

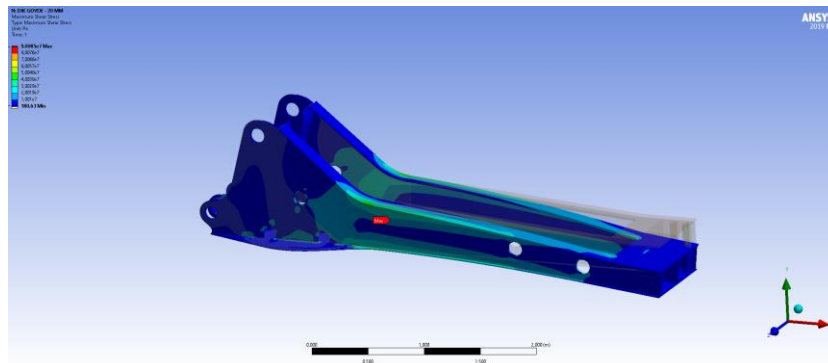
Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 5.20 (a), Şekil 5.20 (b) ve Şekil 5.20 (c)' de gösterilmiştir.



(a)

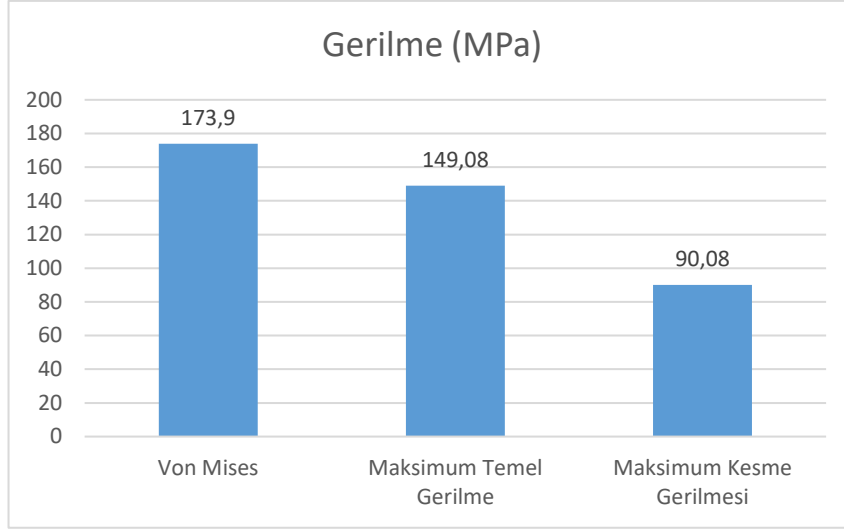


(b)



(c)

Şekil 5.20 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı



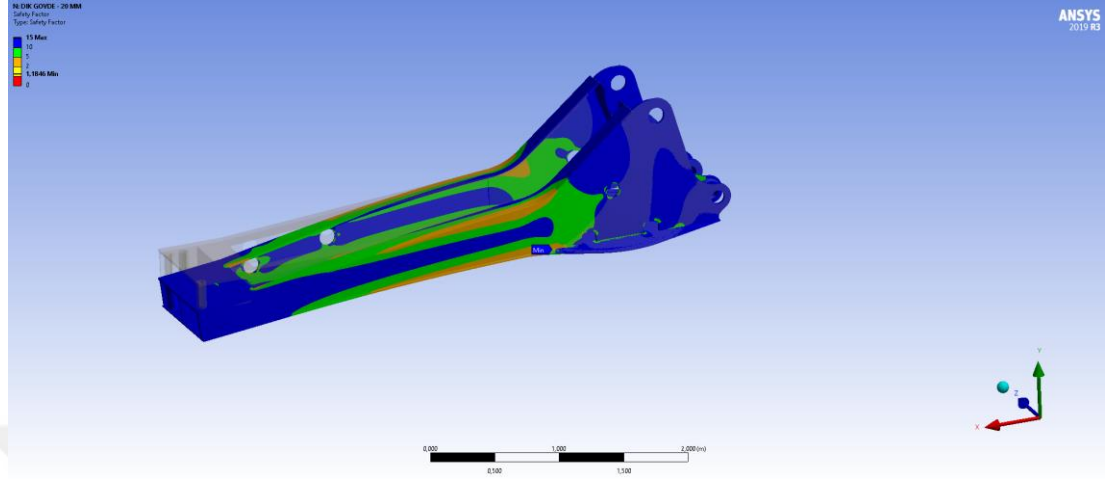
Şekil 5.21 Hesaplama yöntemlerine göre dik gövde üzerindeki maksimum gerilmeler

20 mm için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 5.21'deki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Von Mises teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 173,9 MPa'dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölgede herhangi bir kaynak bulunmamasıyla beraber maksimum akma mukavemet değeri St-52 malzemeyle aynıdır. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2'nin üstündedir ve 2,04'tür. Statik çalışma şartlarında sistem emniyetlidir.

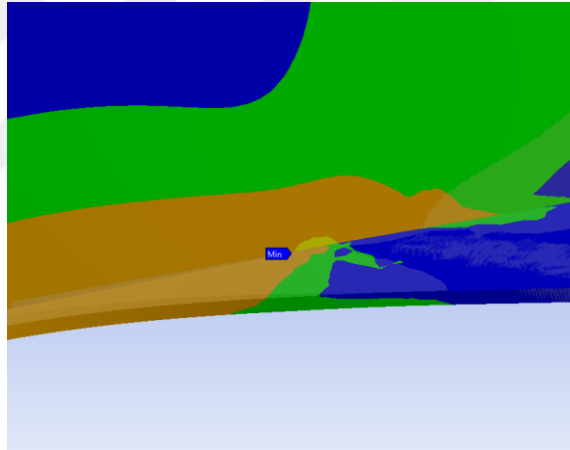
Şekil 5.19' daki deformasyon miktarları incelendiğinde Şekil 5.10'daki federin kalınlığının 20 mm olması sistem için yeterli olduğu saptanmıştır.

Makine bamları üzerinde olduğu gibi dik gövdede de değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 1,18 olup statik emniyet katsayısında emniyetli alanda olmasına rağmen çevrimsel zorlamada minimum istenilen değer olan 2'nin altındadır. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 5.22'de gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın 20 mm'lik sac kalınlıklarıyla kullanılması uygun değildir. Yorulma emniyet katsayısı dikkate alınarak hasar görecektir. Bu bölgedeki rijitliği

sağlamak amacıyla taban sacının kalınlığı 20 mm'ye çıkarılarak analizler tekrarlanmıştır.



Şekil 5.22 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı



Şekil 5.23 Emniyet katsayısı 2'nin altında olan bölge

5.4 20 mm (Revizyon 1) Sac Kalınlıklı Dik Gövde Sonlu Elemanlar Analizi

Tüm sistem saclar gibi taban sacının da 20 mm olarak analiz yapılması gerektiği saptanmıştır.

5.3.1 20 mm Sac Kalınlıklı Dik Gövdenin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

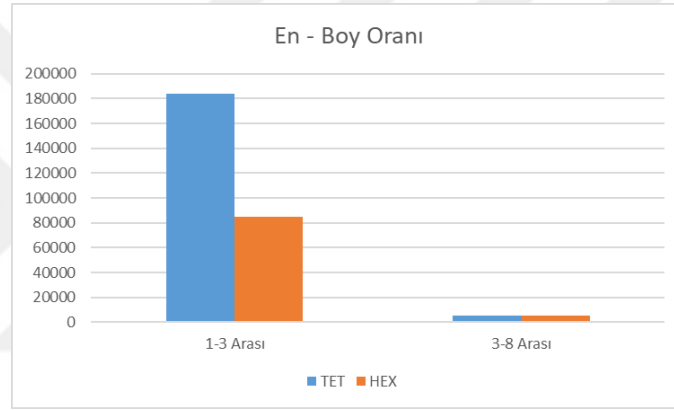
Sınır şartları Şekil 5.2 (a), Şekil 5.2 (b), Şekil 5.2 (c) ve Şekil 5.2. (d)'de gösterildiği gibi uygulanmıştır.

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan mesh özellikleri Tablo 5.4 ‘te verilmiştir. Analiz sonuçlarında bomdaki maksimum şekil değiştirme, maksimum gerilme ve yorulma durumları irdelenmiştir.

Tablo 5.4 20 mm sac kalınlıklı (revizyon 1) dik gövdenin sonlu elemanlar analizindeki ağ örgü yapısı özellikleri

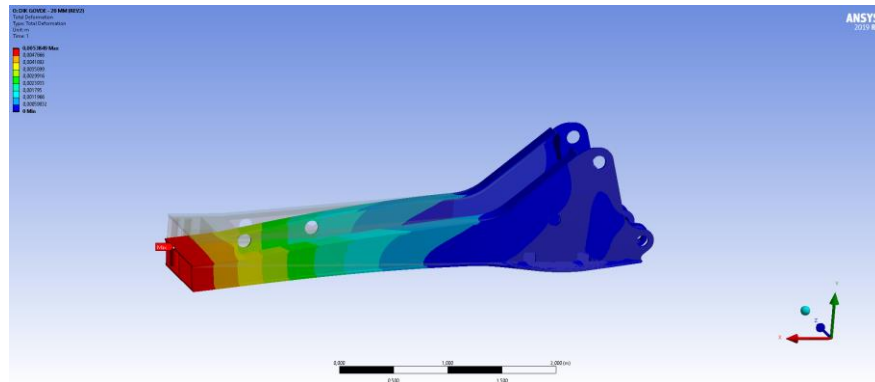
Eleman Boyutu	10 mm
Node Sayısı	817310
Eleman Sayısı	265688

Şekil 5.24’te verilmiş olan analizde kullanılacak mesh dağılımı 1 ile 3 arasında yoğunlaşmıştır. Bu dağılım kabul edilebilir düzeydedir.



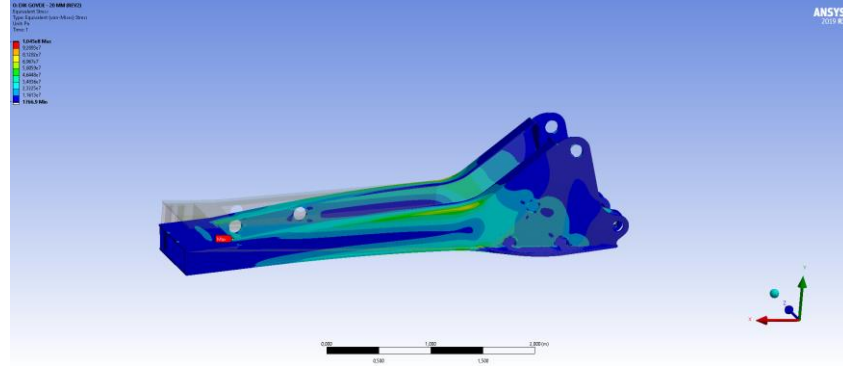
Şekil 5.24 En boy oranı dağılımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin deformasyon sonuçları Şekil 5.25’te gösterilmiştir.

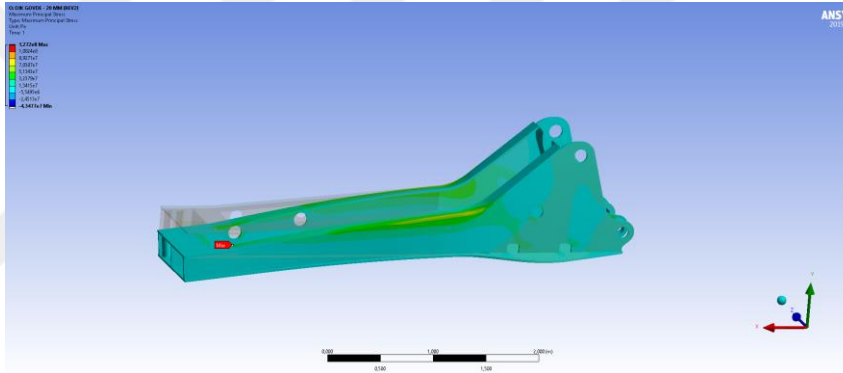


Şekil 5.25 Toplam şekil değiştirme

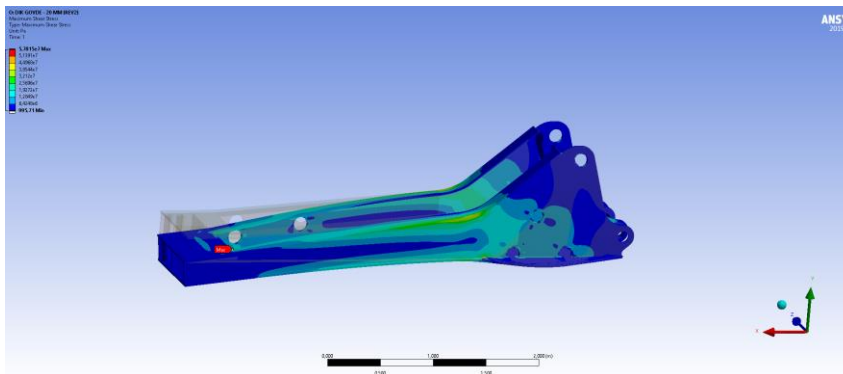
Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerin üç farklı gerilme teorisine göre sonuçları Şekil 5.26 (a), Şekil 5.26 (b) ve Şekil 5.26 (c)' de gösterilmiştir.



(a)

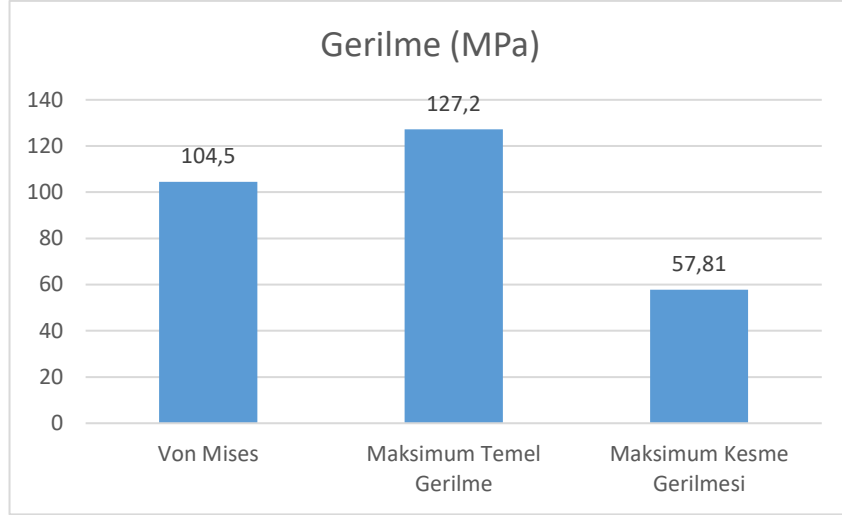


(b)



(c)

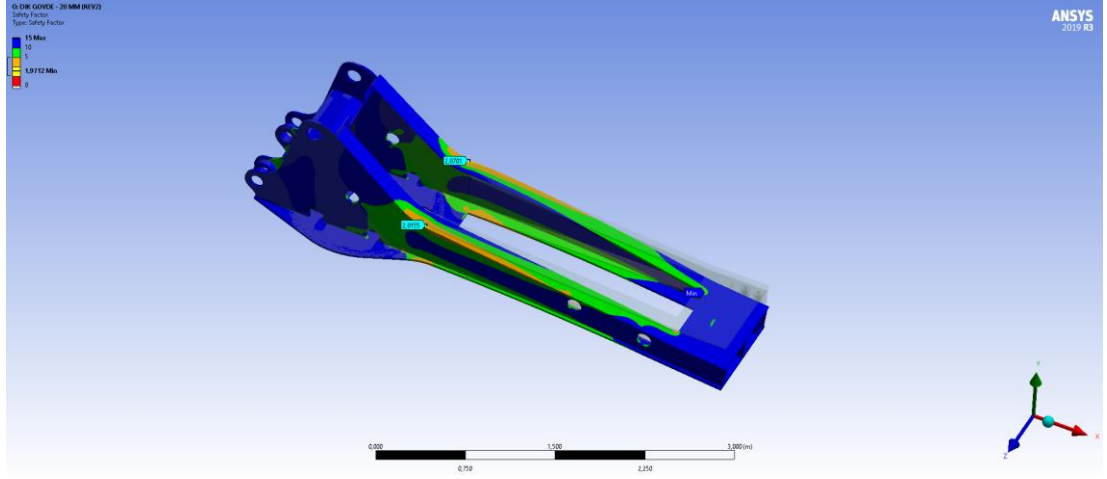
Şekil 5.26 (a) Von mises teorisine göre gerilme dağılımı (b) maksimum temel gerilme teorisine göre gerilme dağılı (c) maksimum kesme gerilme teorisine göre gerilme dağılımı



Şekil 5.27 Hesaplama yöntemlerine göre dik gövde üzerindeki maksimum gerilmeler

20 mm (revizyon 1) durumu için yapılmış analiz sonuçları değerlendirildiğinde Şekil 5.27’deki dağılım dikkate alındığında maksimum gerilme tipi Maksimum Temel Gerilme teorisinde elde edilmiştir. Maksimum gerilme 127,2 MPa’dır. Maksimum gerilmenin olduğu bölgede herhangi bir kaynak bulunmamakla beraber maksimum akma mukavemet değeri St-52 malzemeyle aynıdır. St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa’dır. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında emniyet katsayısı minimum istenilen değer olan 2’nin üstündedir ve 2,79’tür. Statik çalışma şartlarında sistem emniyetlidir.

Makine bamları üzerinde olduğu gibi dik gövdede de değişken zorlamalar meydana geldiği için malzemenin yorulma değeri de dikkate alınmalıdır. St-52 malzeme için yorulma emniyet katsayısı ise deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan Wöhler Eğrisine göre 10^7 çevrim baz alındığında (deneysel sonuçlar için elimizde bulunan en fazla çevrim oranı) 1,98 olup istenilen değer olan 2’ye çok yakındır bu durumda statik emniyet katsayısında emniyetli alanda olduğu gibi çevrimsel yükleme durumunda da sistemin emniyetli olduğu gözlemlenmiştir. Yorulma emniyet katsayısı Şekil 5.28’de gösterilmiştir. Sonuç olarak parçanın yapılmış olan son revizyonlu halinin kullanılması uygundur.



Şekil 5.28 Yorulma emniyet katsayısı dağılımı

BÖLÜM ALTI

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada 14 metre kol açıklı 3,5 ton kaldırma kapasiteli (kaldırma aracı polip dahil) elleçleme vincinin statik mukavemet değerleri ve çevrimsel yük altındaki mukavemet değerleri incelenmiştir.

Gerilme değerleri üç farklı teoriye göre (Von Mises, Maksimum Temel Gerilme, Maksimum Kesme Gerilmesi) hesaplanarak sistemde oluşabilecek maksimum gerilmeler saptanarak optimizasyonlar bu yönde yapılmıştır.

Kaynak yapılan bölgelerde malzemelerin akma mukavemetlerinin 2/3 oranında saptanmıştır. Bu durumun analiz sonuçlarında değerlendirerek hesaplanan emniyet katsayılarının bölgesel olarak değerlendirmesi gerekliliği saptanmıştır. Hesaplanan emniyet katsayıları bu şekilde hesaplanıp optimizasyonlar bu yönde yapılmıştır.

Kaldırma bomu ve kırma bomu için kullanılmış olan konstrüksiyon kesitlerinin uygun olduğu saptanmıştır. Dik gövde için tasarımı yapılmış olan konstrüksiyonun da bomlar gibi uygun olduğu saptanmıştır.

Sac malzemesi olarak kullanılan St-52 malzemenin bu yükler altında dayanımın yeterli olduğu saptanmıştır. Maliyeti arttırıcı Weldom vb. saclarının kullanım zorunluluğu olmadığı belirlenmiştir.

Tez çalışmasında her bir elleçleme vincinin analizi tüm kuvvetleri elemana indirgenerek yapılmıştır. Yapılmış olan bu yöntemin doğruluğunun saptanması için elleçleme vincinin tüm bağlantıları gerçekleştirilerek sınır koşullarına uygun analizin tekrarlanması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- Ademiec-Wójcik, I., Drag, Ł., Metelski, M., Nadratowski, K. ve Wojciech, S. (2019). A 3D model for static and dynamic analysis of an offshore knuckle boom crane. *Applied Mathematical Modelling*, 256-274.
- Azeloğlu, C. O., Özen, S., Edinçliler, A. ve Kenan, H. (2017). Natural frequency analysis of lattice boom crane theoretically and experimentally. *International Journal of Steel Structures*, 757-762.
- Boller, C. ve Seeger, T. (1987). *Materials data for cyclic loading*. (1.Baskı) içinde (A.28-A.31). Amsterdam: Elsevier.
- Cibicik, A. ve Egeland, O. (2019). Dynamic modelling and force analysis of a knuckle boom crane using screw theory. *Mechanism and Machine Theory*, 179-194.
- Gašić, M. M., Savkovic, M. M., Bulatovic, R. R. ve Petrovic, R. S. (2011). Optimization of a pentagonal cross section of the truck crane boom using Lagrange's multipliers and differential evolution algorithm. *Meccanica*, 845-853.
- Kong, X., Qi, Z. ve Wang, G. (2015). Elastic instability analysis for slender lattice-boom structures of crawler cranes. *Journal of Constructional Steel Research*, 206-222.
- Mijailovic, R. ve Kastratovic, G. (2009). Cross-section optimization of tower crane lattice boom. *Meccanica*, 599-611.
- Qin, J., Shao, T., Chen, H., Wan, J., Li, Z. ve Jiang, M. (2017). Stress analysis of boom of special mobile crane for plain. *ICSMME 2017*. Seoul, South Korea: IOP Publishing.
- Roozbahani, H., Mäkinen, S., Pandolfo, V., ve Handroos, H. (2016, Nisan). Novel intelligent control method for improving the fatigue life of crane boom. In *2016*

IEEE 13th International Conference on Networking, Sensing, and Control (ICNSC), 1-8.

Total materia, (b.t.). 19 Şubat 2020, <https://www.totalmateria.com>.

