

KAZICI-YÜKLEYİCİLERDE KAZMA MESAFESİNE  
BAĞLI OLARAK BOM-STİK GRUBUNUN  
TASARIMI

SUAT ÖZER

MERSİN ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ  
ANA BİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MERSİN  
EYLÜL-2007

KAZICI-YÜKLEYİCİLERDE KAZMA MESAFESİNE BAĞLI  
OLARAK BOM-STİK GRUBUNUN TASARIMI

SUAT ÖZER

Mersin Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği  
Ana Bilim Dalı

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı  
Yrd. Doç. Dr. Onur GÜVEN

MERSİN  
Eylül-2007

Bu tezin gerek bilimsel içerik, gerekse elde edilen sonuçlar açısından tüm gerekleri sağladığı kanaatine ulaşan ve aşağıda imzaları bulunan biz jüri üyeleri, sunulan tezi oy birliği ile Yüksek Lisans Tezi olarak kabul ediyoruz.

Tez Danışmanı  
Yrd. Doç. Dr. Onur GÜVEN

Jüri Üyesi  
Prof.Dr. Yusuf ZEREN

Jüri Üyesi  
Yrd.Doç.Dr.Uğur EŞME

Bu tezin Fen Bilimleri Enstitüsü yazım kurallarına uygun olarak yazıldığı Enstitü Yönetim Kurulu'nun ...../...../..... tarih ve ...../..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Mahir TURHAN  
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.

## ÖZ

Kazıcı-yükleyici üreticileri modellerinde farklı kazma mesafesine sahip bom-stik gruplarını opsiyon olarak müşterilerine sunmaktadır. Bu tezde farklı kazma mesafesine sahip bom-stik gruplarında sonlu elemanlar analizi yöntemiyle mukavemet analizleri yapılmış, analizlerden çıkan veriler ışığında farklı kazma mesafesine sahip bom-stik gruplarının şekil parametreleri arasında bir bağıntı kurulmuştur.

Bu bağıntı sayesinde farklı kazma mesafesine sahip bom-stik grupları Solidworks programında otomatik olarak tasarlanabilmektedir.

Sonlu eleman analizleri Ansys Workbench programında yapılmıştır.

**Anahtar Sözcükler:** Kazıcı-Yükleyici, Kazma Mesafesi, Tasarım, Sonlu Elemanlar Yöntemi

## **ABSTRACT**

Backhoe loader manufacturers offer different boom-stick groups which are having different digging reach as an option, to their customers. In this thesis, strength analysis done at boom-stick groups having different digging reach, with finite element analysis method and a correlation between shape parameters of boom-stick groups having different digging reach is found.

With the aid of this study correlation, boom-stick groups having different digging reach can be designed with Solidworks.

Finite element analyses are conducted on Ansys Workbench.

**Keywords:** Backhoe-Loader, Digging Reach, Design, Finite Element Method

## **TEŞEKKÜR**

Yüksek lisans tez çalışmamın yürütülmesini üstlenerek derin bilgi ve tecrübeleri ile araştırmalarımaya yön veren, çalışmalarım süresince her konuda desteğini esirgemeyen sayın hocam Yrd. Doç Dr. Onur GÜVEN'e ve çalışmam süresince desteklerini esirgemeyen araştırma görevlisi arkadaşlarım Fatih ALTINIŞIK, Ali KARAKUŞ, Barış GÖKTÜRK ve Bilge ANGIN'a teşekkürü bir borç bilirim...

## İÇİNDEKİLER

	SAYFA
ÖZ	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ÇİZELGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ	x
<b>1. GİRİŞ</b>	<b>1</b>
<b>2. KAYNAK ARAŞTIRMASI</b>	<b>3</b>
<b>3. MATERYAL VE METOT</b>	<b>14</b>
3.1 KAZICININ KİNEMATİK ANALİZİ	14
3.1.1 Kazıcının Parametrik Pozisyon Analizi	15
3.1.2 Kazma Kuvveti Hesaplamaları	19
3.1.2.1 Stik silindirinin oluşturduğu kazma kuvveti	19
3.1.2.2 Kepçe silindirinin oluşturduğu kazma kuvveti	20
3.1.3 Maksimum Stik Kazma Kuvveti ve Kepçe Koparma Kuvvetleri	21
3.2. TEMEL BOM-STİK GRUBU TASARIMI	23
3.2.1. Temel Bom	24
3.2.2. Temel Stik	26
3.2.3. Kepçe	28
3.2.4. Manivela kolları	30
3.2.5. Tasarımlarda Kullanılan Malzemelerin Mekaniksel Özellikleri	30
3.3. UZATILMIŞ MAKSİMUM KAZMA MESAFESİNE SAHİP BOM-STİK GRUPLARI TASARIMLARI	31
3.3.1. Şekil Parametreleri	31
3.3.1.1. Tasarım parametreleri arasındaki bağıntılar	33
3.3.2. Uzatılmış Maksimum Kazma Mesafeleri	34
3.4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE MUKAVEMET ANALİZLERİ	35

3.4.1. Temel Kazıcının Gerilme Ve deformasyon Analizleri	35
3.4.2. Uzatılmış Stiklerdeki Gerilme Analizleri	36
3.5. KAZMA MESAFESİNE GÖRE OTOMATİK STİK TASARIMI	38
<b>4. BULGULAR VE TARTIŞMA</b>	<b>39</b>
4.1. SONLU ELEMANLAR ANALİZ SONUÇLARI	39
4.1.1. Temel Kazıcının Maksimum Kepçe Koparma Kuvvetine Göre Analizi	39
4.1.2. Uzatılmış Stiklerdeki Analiz Sonuçları	46
4.1.3. Uzatılmış Stiklerdeki Seçilen Gerilme Noktalarındaki Gerilme Değerleri	67
4.1.4. Otomatik Olarak Oluşturulmuş Stikteki Gerilme Değerleri	71
<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER</b>	<b>72</b>
5.1. SONUÇLAR	72
5.1.1. Temel Kazıcıda Yapılan Sonlu Elemanlar Analizlerinin Sonuçları	72
5.1.2. Uzatılmış Stiklerden En iyi Tasarımların Seçimi	72
5.1.3. Şekil Parametreleri Arası Bağını	73
5.2. ÖNERİLER	73
<b>6. KAYNAKLAR</b>	<b>74</b>
<b>EKLER</b>	<b>77</b>



## ÇİZELGELER DİZİNİ

ÇİZELGE	SAYFA
Çizelge 3.1. Bomdaki parçalar ve malzemeleri.....	24
Çizelge 3.2. Stikteki parçalar ve malzemeleri.....	27
Çizelge 3.3. Kepçedeki parçalar ve malzemeleri.....	29
Çizelge 3.4. Maniveladaki parçalar ve malzemeleri.....	30
Çizelge 3.5. Tasarım alternatiflerindeki L1, L2 değerleri.....	34
Çizelge 4.1. 250 mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarındaki gerilmeler	67
Çizelge 4.2. 500 mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarındaki gerilmeler	38
Çizelge 4.3. 750mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarındaki gerilmeler	69
Çizelge 4.4. 1000mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarındaki gerilmeler.....	70

## ŞEKİLLERİN DİZİNİ

ŞEKİL	SAYFA
Şekil 1.1. Kazıcı-yükleyicinin kazıcı kısmı.....	1
Şekil 2.1. Bom-Stik Grubu sonlu elemanlar ağı.....	5
Şekil 2.2 Bom-Stik Grubu analiz sonuçları.....	5
Şekil 2.3. İlk stikteki gerilme dağılımları.....	6
Şekil 2.4. İyileştirme yapılmış stikteki gerilme dağılımı.....	7
Şekil 2.5. İlk Bomdaki gerilme dağılımı.....	7
Şekil 2.6. İyileştirme yapılmış bomdaki gerilme dağılımı.....	8
Şekil 2.7. Optiboom programı ara yüzü.....	9
Şekil 2.8 İlk geometri ve 90 no lu model.....	10
Şekil 2.9. Bom parametreleri ve Lee'nin çalışmasındaki Von Misses gerilme dağılımları.....	11
Şekil 2.10. Çalışma esnasında bom daki gerilme dağılımları.....	11
Şekil 2.11. Deney sonuçları ile Sonlu eleman analizi sonuçları karşılaştırması.....	12
Şekil 2.12. İlk model ve optimum modeldeki gerilme dağılımları.....	13
Şekil 3.1. Kazıcı.....	14
Şekil 3.2. Bomdaki mekanizma parametreleri.....	15
Şekil 3.3. Stikteki mekanizma parametreleri.....	16
Şekil 3.4. Kepçedeki mekanizma parametreleri.....	17
Şekil 3.5. Stik koparma kuvveti.....	20
Şekil 3.6. Kepçe kazma kuvveti.....	21
Şekil 3.7. Maksimum kepçe koparma kuvveti.....	22
Şekil 3.8 Maksimum stik koparma kuvveti.....	23
Şekil 3.9. Temel kazıcı ve kazma eğrisi.....	24
Şekil 3.10. Standart Bom katı Modeli.....	26
Şekil 3.11. Temel stik katı modeli.....	28
Şekil 3.12. Kepçe katı modeli.....	30
Şekil 3.13. Yan sol sac ve stik ucu.....	32
Şekil 3.14. Yan sac açılımındaki şekil parametreleri.....	32
Şekil 3.15. Maksimum Kazma Mesafeleri.....	35

Şekil 3.16. Gerilme noktaları.....	38
Şekil 4.1. Kazıcının sonlu elemanlar ağı.....	39
Şekil 4.2. Temaslardaki ağ yapısı.....	40
Şekil.4.3. Sınır şartları.....	40
Şekil 4.4. Kazıcıdaki Gerilme dağılımları.....	41
Şekil 4.5. Temel Stikteki Gerilme Dağılımları.....	42
Şekil 4.6. Bomdaki gerilme dağılımları.....	43
Şekil 4.7. Bom piston bağlantı yatağında ve destek plaklarında iyileştirme sonucu oluşan gerilme dağılımları.....	44
Şekil.4.8. Kepeçdeki Gerilme Dağılımları.....	45
Şekil 4.9. Kazıcıdaki Toplam deformasyon.....	46
Şekil 4.10. Temel Desteksiz Stikteki Gerilme Dağılımları.....	47
Şekil 4.11. 250mm uzatılmış TA1 deki gerilme dağılımları.....	47
Şekil 4.12. 250mm uzatılmış TA2 deki gerilme dağılımları.....	48
Şekil 4.13. 250mm uzatılmış TA3 deki gerilme dağılımları.....	48
Şekil 4.14. 250mm uzatılmış TA4 deki gerilme dağılımları.....	49
Şekil 4.15. 250mm uzatılmış TA5 deki gerilme dağılımları.....	49
Şekil 4.16. 250mm uzatılmış TA6 daki gerilme dağılımları.....	50
Şekil 4.17. 250mm uzatılmış TA7 deki gerilme dağılımları.....	50
Şekil 4.18. 250mm uzatılmış TA8 deki gerilme dağılımları.....	51
Şekil 4.19. 250mm uzatılmış TA9 daki gerilme dağılımları.....	51
Şekil 4.20. 250mm uzatılmış TA10 daki gerilme dağılımları.....	52
Şekil 4.21. 500mm uzatılmış TA1 deki gerilme dağılımları.....	52
Şekil 4.22. 500mm uzatılmış TA2 deki gerilme dağılımları.....	53
Şekil 4.23. 500mm uzatılmış TA3 deki gerilme dağılımları.....	53
Şekil 4.24. 500mm uzatılmış TA4 deki gerilme dağılımları.....	54
Şekil 4.25. 500mm uzatılmış TA5 deki gerilme dağılımları.....	54
Şekil 4.26. 500mm uzatılmış TA6 daki gerilme dağılımları.....	55
Şekil 4.27. 500mm uzatılmış TA7 deki gerilme dağılımları.....	55
Şekil 4.28. 500mm uzatılmış TA8 deki gerilme dağılımları.....	56
Şekil 4.29. 500mm uzatılmış TA9 daki gerilme dağılımları.....	56
Şekil 4.30. 500mm uzatılmış TA10 daki gerilme dağılımları.....	57
Şekil 4.31. 7500mm uzatılmış TA1 deki gerilme dağılımları.....	57

Şekil 4.32. 750mm uzatılmış TA2 deki gerilme dağılımları.....	58
Şekil 4.33. 750mm uzatılmış TA3 deki gerilme dağılımları.....	58
Şekil 4.34. 750mm uzatılmış TA4 deki gerilme dağılımları.....	59
Şekil 4.35. 750mm uzatılmış TA5 deki gerilme dağılımları.....	59
Şekil 4.36. 750mm uzatılmış TA6 daki gerilme dağılımları.....	60
Şekil 4.37. 750mm uzatılmış TA7 deki gerilme dağılımları.....	60
Şekil 4.38. 750mm uzatılmış TA8 deki gerilme dağılımları.....	61
Şekil 4.39. 750mm uzatılmış TA9 daki gerilme dağılımları.....	61
Şekil 4.40. 750mm uzatılmış TA10 daki gerilme dağılımları.....	62
Şekil 4.41. 1000mm uzatılmış TA1 deki gerilme dağılımları.....	62
Şekil 4.42. 1000mm uzatılmış TA2 deki gerilme dağılımları.....	63
Şekil 4.43. 1000mm uzatılmış TA3 deki gerilme dağılımları.....	63
Şekil 4.44. 1000mm uzatılmış TA4 deki gerilme dağılımları.....	64
Şekil 4.45. 1000mm uzatılmış TA5 deki gerilme dağılımları.....	64
Şekil 4.46. 1000mm uzatılmış TA6 daki gerilme dağılımları.....	65
Şekil 4.47. 1000mm uzatılmış TA7 deki gerilme dağılımları.....	65
Şekil 4.48. 1000mm uzatılmış TA8 deki gerilme dağılımları.....	66
Şekil 4.49. 1000mm uzatılmış TA9 daki gerilme dağılımları.....	66
Şekil 4.50. 1000mm uzatılmış TA10 daki gerilme dağılımları.....	67
Şekil 4.51. 250 mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarının tasarım alternatiflerine göre değişimi.....	68
Şekil 4.52. 500mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarının tasarım alternatiflerine göre değişimi.....	69
Şekil 4.53. 750 mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarının tasarım alternatiflerine göre değişimi.....	70
Şekil 4.54. 1000mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarının tasarım alternatiflerine göre değişimi.....	71
Şekil 4.55. L1 Parametresi 2600 mm seçilerek otomatik oluşturulan stikteki gerilme dağılımları.....	71

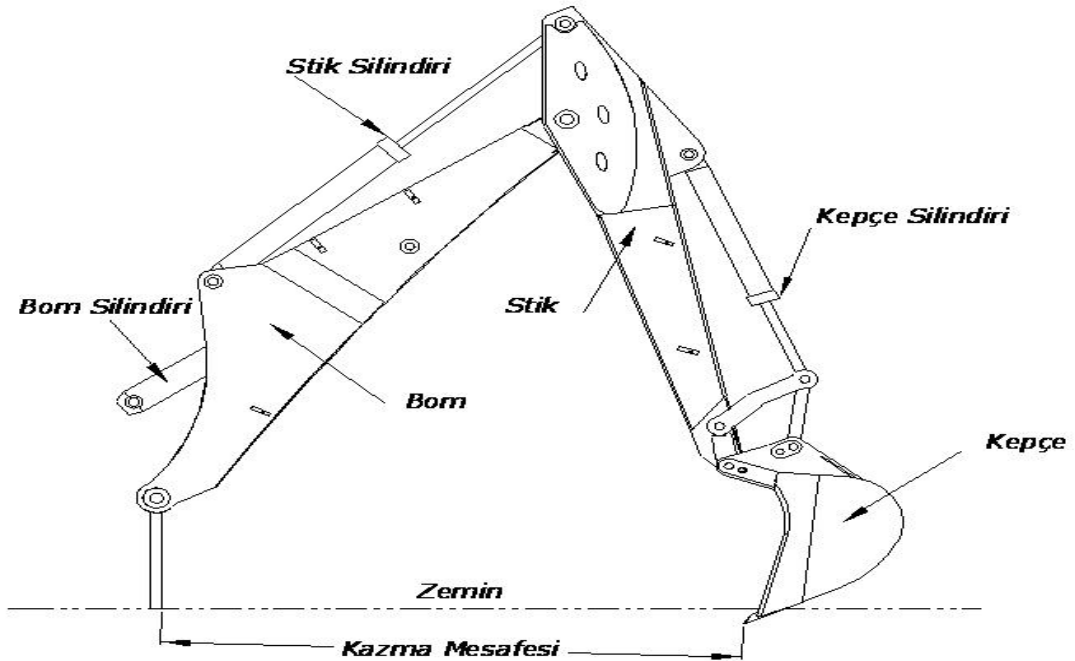
## SİMGE VE KISALTMALAR

$s_1$	:Bom silindirinin uzunluğu
$s_2$	:Stik silindirinin uzunluğu
$s_3$	:Kepçe silindirinin uzunluğu
$F_{ks}$	:Stik koparma kuvveti
$F_{kk}$	:Kepçe koparma kuvveti
$F_{s2}$	:Stik silindirinde oluşan kuvvet
$F_{s3}$	:Kepçe silindirinde oluşan kuvvet
$K_m$	:Kazma Mesafesi
$L$	:Şekil parametresi uzunluk
$a$	:Şekil parametresi açı
TA	:Tasarım Alternatifi
GN	:Gerilme noktası

## 1. GİRİŞ

Kazıcı-yükleyici ( Backhoe-loader) çok amaçlı bir inşaat makinesidir. Traktörü temel alan bu makineler, kazıcıların ve yükleyicilerin fonksiyonlarını birleştirir. Küçük inşaat projelerinde, şehirlerde alt ve üst yapı çalışmalarında büyük kolaylık ve verimlilik sağlarlar. Doğal olarak gelişen kentleşme ile birlikte Kazıcı yükleyicilere olan talep her geçen gün artmaktadır. Her ne kadar Türkiye'deki iş makinesi pazarının büyük bir kısmı dünyadaki belli başlı üreticiler tarafından paylaşılmış olsa da, birçok yerli üreticide Kazıcı-yükleyici üretmektedirler.

Kazıcı-yükleyicinin verimini etkileyen, dolayısıyla pazarda tercih edilmesini sağlayan faktörlerden önemli birisi de kazıcı-yükleyicinin sahip olduğu maksimum kazma mesafesidir. Kazıcı-yükleyicinin maksimum kazma mesafesi arttıkça araç daha az hareket edip daha uzun kazılar yapabilir. Böylelikle zamandan tasarruf edilmiş olur. Makine bir işi ne kadar az zaman da bitirirse o oranda daha az yakıt tüketeceği için maksimum kazma mesafesinin büyüklüğü müşteriler için çok önemli bir tercih nedenidir. Bu yüzden üreticiler modellerinde daha uzun maksimum kazma mesafesine sahip bom-stik gruplarını (Şekil 1.1.) müşterilerine bir opsiyon olarak sunmaktadırlar.



Şekil 1.1. Kazıcı-yükleyicinin kazıcı kısmı

Sanayinin hemen tüm sektör ve alt sektörlerinde olduğu gibi iş makinası üretiminde faaliyet gösteren bir işletmenin yurtiçi ve özellikle ihraç pazarlarında rekabetçi olabilmesi için ar-ge çalışmalarına ve projelerine önem vermesi kaçınılmazdır.[1]

Dünyada bu konuda söz sahibi ve lider konumunda birkaç firmanın ar-ge faaliyetleri için ayırdıkları bütçe ülkemizdeki en büyük yerli iş makinası üreticisinin yıllık cirosunun birkaç mislidir. Yerli kazıcı-yükleyici üreticilerinin gerek sermaye ve finansman, gerek yönetsel sistem ve beceriler gerekse de insan kaynakları mekanizmalarında belli bir düzeye gelmeden bu tür ar-ge faaliyetlerini kendi bünyelerinde oluşturup devam ettirmeleri pek mümkün olmamaktadır.

Birçok yerli kazıcı-yükleyici üreticisi müşterilerine opsiyonel olarak sundukları daha uzun maksimum kazma mesafesine sahip bom-stik gruplarını tasarlariken, ar-ge faaliyetlerinin yetersizliğinden dolayı gerekli gerilme analizlerini henüz tasarım aşamasındayken bilgisayar ortamında yapmayıp şekilsel olarak bom-stik grubu tasarlamaktadırlar. Ardından prototip üretilip sahada denemeler yaparak üretilen kazıcının maksimum kazma kuvvetlerine dayanıp dayanamayacağını irdelemektedirler. Sonunda üretilen kazıcı mukavemet koşullarını sağlasa da daha az malzeme kullanılarak imal edilip edilemeyeceği bir soru işareti olarak kalmaktadır.

Bu şartlar göz önüne alınarak bu tezde, yerli bir kazıcı-yükleyici üreticisinin bir modelinin kazıcısına benzetilerek bilgisayar ortamında 5366mm maksimum kazma mesafesine sahip bir kazıcı tasarlanmıştır. Ardından ilk tasarımda sonlu elemanlar yöntemi kullanarak mukavemet analizleri yapılmıştır. Analiz sonuçlarından faydalanılarak iyileştirmeler yapılmış ve kazma mesafesine bağlı kazıcı tasarımları için referans olacak mukavemet değerleri elde edilmiştir.

Şekil parametreleri oluşturularak, kazma mesafesi periyodik olarak arttırılarak 5609mm, 5853mm, 6097mm ve 6343mm'lik maksimum kazma mesafesine sahip kazıcı grupları tasarlanmıştır

Yeni tasarımlarda sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak mukavemet analizleri yapılmış ve bu analizlerden elde edilen sonuçlara göre her bir kazma mesafesi için en iyi tasarımlar belirlenmiştir. En iyi tasarımlardaki şekil parametreleri bir biriyle kıyaslanmış ve parametreler arasında bir bağıntı kurulmuştur. Böylelikle bu

bağıntıdan faydalanarak istenilen herhangi bir kazma mesafesi için otomatik olarak tasarım gerçekleştirebilmektedir.



## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

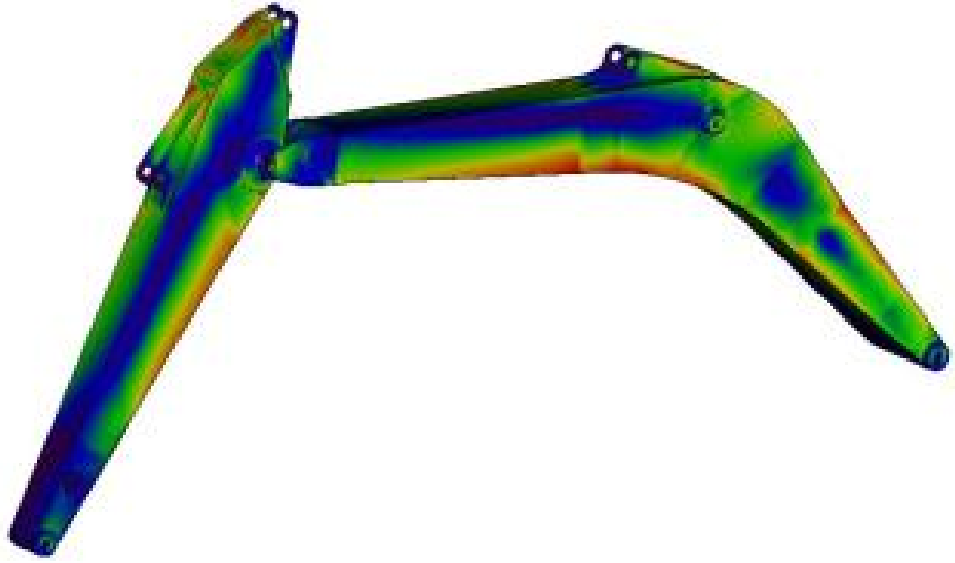
Kazıcı yükleyiciler üzerine yapılan araŐtırmaların büyük kısmı bom stik ve kepçenin kinematik ve dinamik analizleri üzerinedir.[14-17]

Literatürde Bom-Stik grubuyla ilgili sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan tasarım ve iyileştirme çalışmalarını da mevcuttur. Fakat hemen hemen bütün çalışmalarda bir ortak özellik göze çarpar. O da bomun veya stiğın tek başına modellenmesi ve sonlu elemanlar analizlerinin yapılmasıdır. Bunun nedeni sonlu elemanlar yöntemini kullanan ticari programlar da bundan birkaç yıl öncesine kadar geniş ölçekli montaj tasarımlarının analizinin oldukça zorlu olmasıdır. Çok fazla zaman alacak çalışmalar yerine bomu ve stiğe gelen kuvvetler statik hesaplar yardımıyla hesaplanmaktadır. Bu hesaplar yapılırken da gerçek çalışma koşullarında kepçe ve stikte oluşan deformasyonlar ihmal edilmektedir.

Yener ve ark. [2] Çalışmalarında kazıcı-yükleyici ve ekskavatörlerin tasarımında sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla mukavemet analizleri yapılmasının önemi üzerinde durmuşlardır. Basit mukavemet hesaplamaları doğrultusunda tasarlanan bom-stik gruplarının sonlu elemanlar modellerinin oluşturulması (Şekil2.1) ve mukavemet hesaplarının yapılması ile elde edilen sonuçlar yardımıyla (Şekil 2.2) tasarımda iyileştirmeler yapılabileceğini belirtilmiştir.

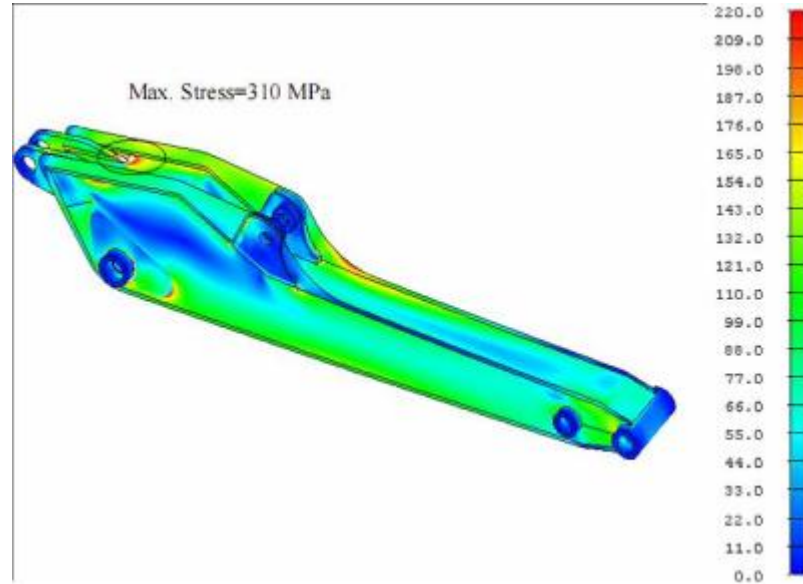


Şekil 2.1. Bom-Stik Grubu sonlu elemanlar ağı [2]

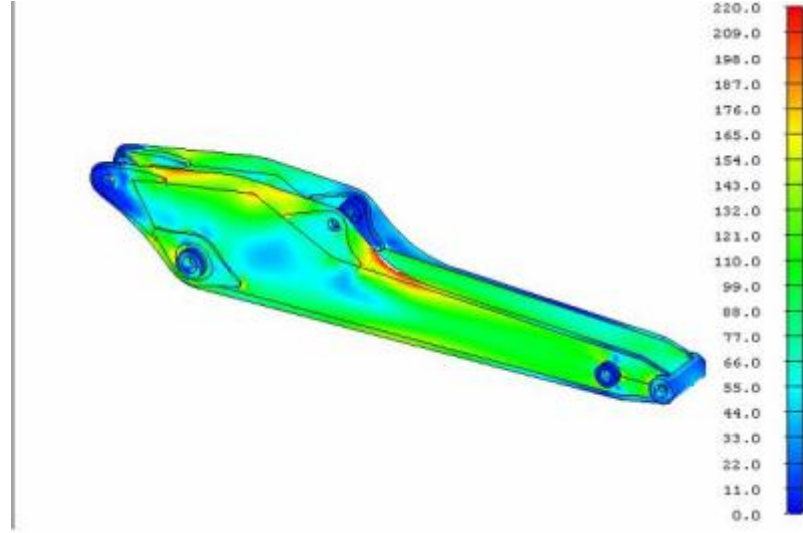


Şekil 2.2 Bom-Stik Grubu analiz sonuçları ( Von Misses gerilme dağılımları)[2]

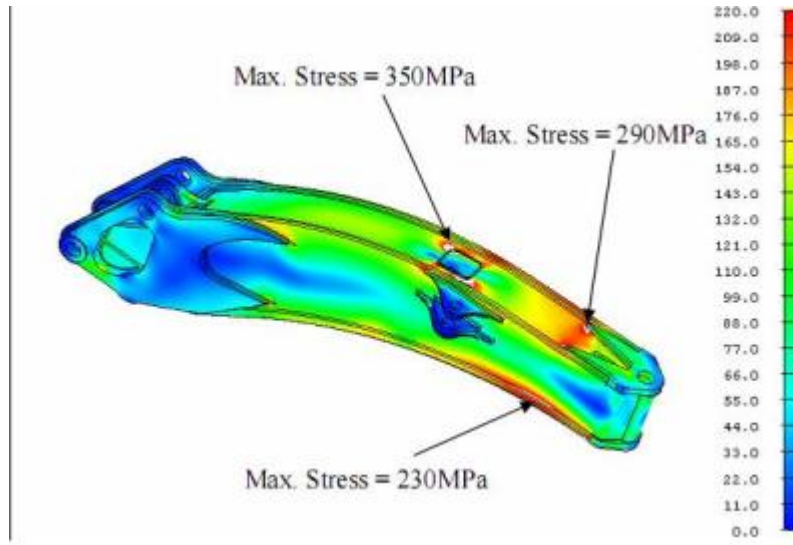
Sharma [3] tezinde bir ekskavatörün bom ve stiğinin kinetik analizlerini ve sonlu elemanlar yöntemiyle mukavemet analizlerini yapmıştır. Sonlu elemanlar analizinden faydalanarak bom ve stikte iyileştirmeler yapmıştır. Stik ve bom analizleri ayrı ayrı yapılmıştır. Analizlerin ayrı ayrı yapılması yüzünden boma ve stiğe etkiyen kuvvetleri bulmak için, bilgisayar ortamında ticari Mathcad ve Design View programları kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizlerinde bulunan kuvvetler bom ve stiğin hidrolik piston yataklarına uygulanmıştır. Katı modeller Solid Edge programında hazırlanıp, Hypermesh programında sonlu elemanlar ağı oluşturulmuş ve İdeas programında sınır koşulları ve kuvvetler uygulanarak analizler yapılmıştır. Yapılan iyileştirmeler sonucu stikteki gerilmeler güvenilir sınır olan 220 Mpa civarlarına çekilmiş ve stiğin kütlesi 409 kg dan 387.4 kg a düşürülmüştür. Bom da yapılan iyileştirmeler ile de gerilmeler güvenilir sınır olan 220 Mpa civarlarına çekilmiş fakat bomun ağırlığı 678 kg dan 712 kg a çıkmıştır. Şekil 2.3, 2.4, 2.5 ve 2.6 da stik ve bomun ilk durum ve iyileştirilmiş durumdaki gerilme dağılımları gösterilmiştir.



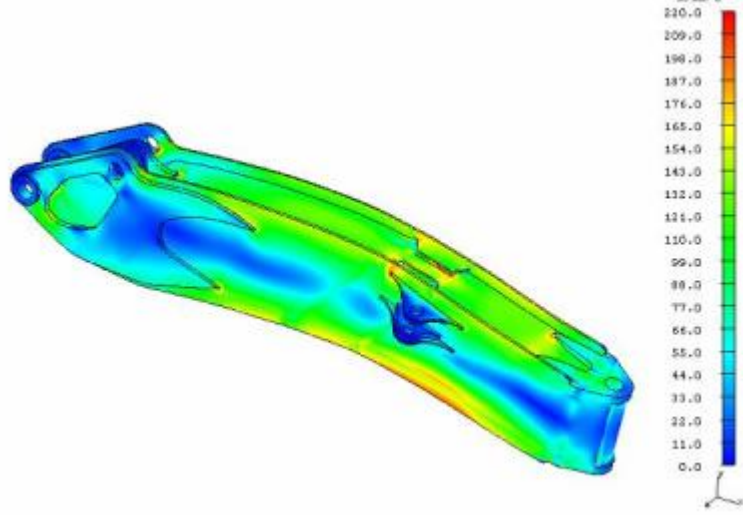
Şekil 2.3. İlk stikteki gerilme dağılımları [3]



Şekil 2.4. İyileştirme yapılmış stikteki gerilme dağılımı [3]



Şekil 2.5. İlk Bomdaki gerilme dağılımı [3]



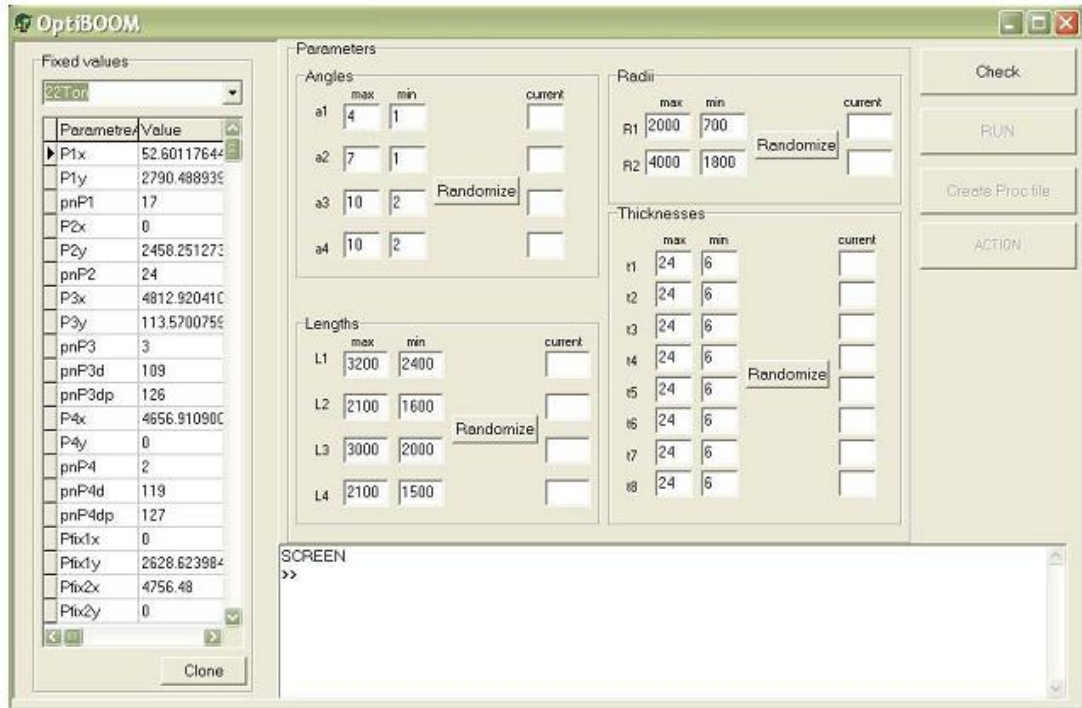
Şekil 2.6. İyileştirme yapılmış bomdaki gerilme dağılımı [3]

Dağ ve ark. [4] Hidromek Ltd. Şirketi tarafından imal edilmekte olan HMK220LC – 2 model 22 ton kapasiteli bir ekskavatör bomunun parametrik üç boyutlu sonlu elemanlar modeli geliştirmişler ve yapılan analizlerden elde edilen farklı tasarımlardaki kritik gerilmeleri göz önüne alarak yorulma hesapları yapmışlardır. Elde edilen sonuçlar ile tasarım geometrileri arasındaki yorulma ömrü farklılıklarını incelemişlerdir.

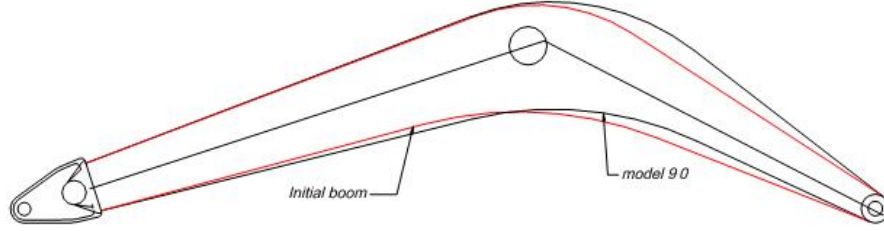
Lee ve ark. [5] eğitim amaçlı bir bom dizayn ve üretim prosesi üzerine çalışmıştır. Bomun sonlu elemanlar analizini yapmak için Pro Engineer programı kullanılarak parametrik katı model oluşturulmuştur.

Yener [6] tezinde kullanıcısı ile ticari MSC.Marc-Mentat programı arasında ekskavatör bomununun otomatik sonlu elemanlar analizini yapan bir bilgisayar ara yüzü tasarlamıştır. Optiboom (Şekil 2.7) adlı programın kullanılabilmesi için kullanıcının bomun geometrisini parametrik olarak oluşturması gerekmektedir. Optiboom programı yardımıyla Hidromek firmasının HMK 220 LC model ekskavatörünün bomu iyileştirilmiştir. 21 farklı değişken parametre kullanılarak 100

den fazla model oluşturulmuş ve ilk modelin ağırlığını fazla artırmadan en düşük maksimum Von Mises gerilme değerine sahip bom katı modelinin tespit edilmesi için otomatik sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Sonuçta 100 den fazla model içinden, ağırlığın %3.6 artmasına karşılık (1403kg-1454kg) maksimum Von Misses gerilmesinde % 21.5 lik bir düşüş (186Mpa-146MPa) sağlayan 90 nolu optimum model(Şekil 2.8.) elde edilmiştir.

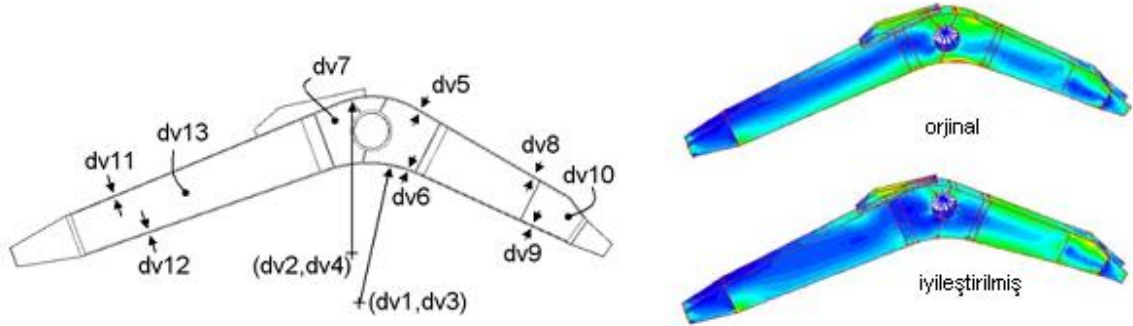


Şekil 2.7. Optiboom programı ara yüzü [6]



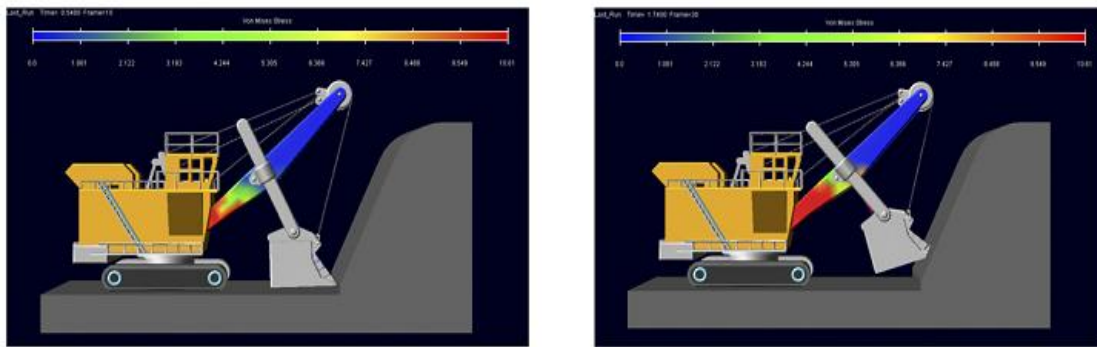
Şekil 2.8 İlk geometri ve 90 no lu model [6]

Lee ve Kwak [7] Taguchi metodunu kullanarak yapısal iyileştirme çalışmaları yapmışlardır. [15] Taguchi metodu tekrarlanarak dizayn değişkenlerinin değerlerinin güncellenmesi sağlanmıştır. Çalışmalarda parametrik cad programları kullanılarak sonlu eleman modelleri oluşturulmuştur. İyileştirme çalışmalarından biride 205,8 Gpa Young modülüne ve 0.3 Poisson oranına sahip bir ekskavatör bomu için yapılmıştır. Bom 1816 quadrilateral ve 179 triangular kabuk eleman kullanılarak modellenmiştir. Ekskavatörün maksimum kepçe koparma kuvveti 123.4 kN olarak hesaplanmış ve bu kuvvetin, bomun kepçe bağlantı pimi yataklarında oluşturduğu tepki hesaplanarak sonlu elemanlar analizinde sınır şartlarında etki eden kuvvet olarak kullanılmıştır. 4 geometrik ve 9 kalınlık parametresi değiştirilerek 639 adet sonlu elemanlar analizi sonucunda en iyi çözüme ulaşılmıştır. Sonuçta bomun hacmi  $0.247\text{m}^3$  ten  $0.251\text{m}^3$  e çıkmasına karşılık maksimum Von Misses gerilmesi 256 Mpa dan 212 Mpa a düşürülmüştür. Kullanılan parametreler ile ilk ve optimize edilmiş bom geometrisi şekil 2.9 de gösterilmiştir.



Şekil 2.9. Bom parametreleri ve Lee'nin çalışmasındaki Von Misses gerilme dağılımları [7]

Frimpong ve Li [8] çalışmalarında P&H4100A kablolu kepçenin bomunda çalışma esnasında oluşan gerilme ve deformasyonları Adams-Nastran ve Adams-Flex programlarını kullanarak dinamik olarak incelemiştir. Bomdaki gerilme dağılımlarını(Şekil 2.10) sonlu elemanlar yöntemi ile bularak kritik bölgeleri tespit etmiş ve ileride yapılabilecek hata ve yorulma analizleri için temel verileri elde etmişlerdir.

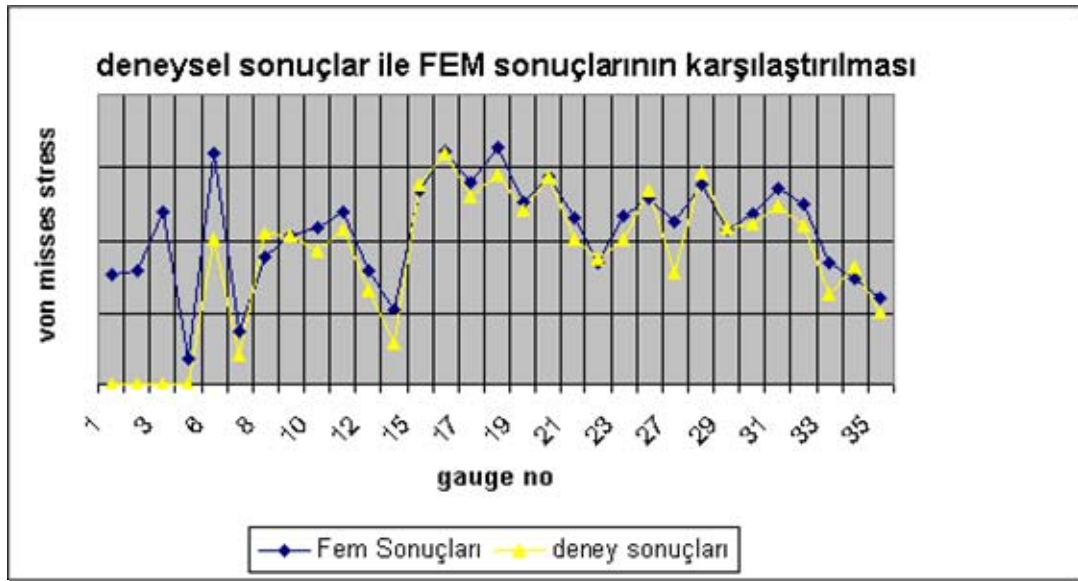


Şekil 2.10. Çalışma esnasında bom daki gerilme dağılımları [8]

Fıçıcı ve ark. [9] iş makinelerinin konstrüksiyonlarında sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan mukavemet hesaplarının doğrulanması amacı ile deneysel mukavemet analizleri gerçekleştirip karşılaştırmalar yapmışlardır. Deneye



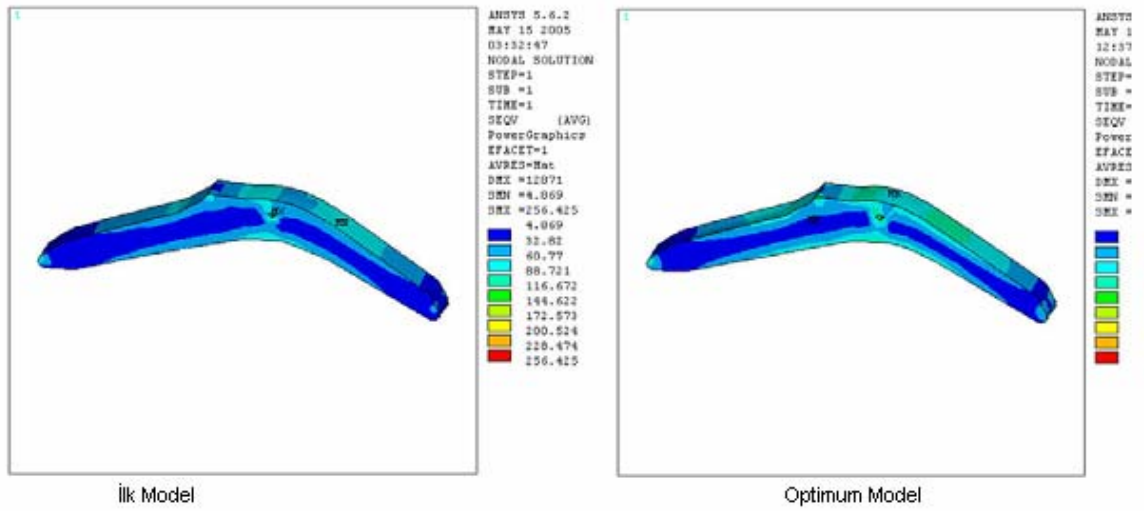
ön hazırlık aşamasında, deney sırasında uygulanması gereken kuvvetlerin tespiti gerçekleştirilmiştir. Bu aşama, kazıcı yükleyicilerin ve ekskavatörlerin kinematik analizlerinin çözümlenmesi sonucu ortaya çıkmıştır. Deney pozisyonu, sınır koşulları ve şartları belirlenen mekanizmanın bilgisayar ortamında analizi, bu koşullar doğrultusunda yapılmıştır. Yapılan sonlu elemanlar analizleri sonucu kritik bölgeler belirlenmiştir. Bu bölgelere mukavemet analizi sırasında, gerilimlerin tespiti için, çelik konstrüksiyon üzerindeki gerilimlerin neden olduğu sehimlere – deformasyonlara – karşı duyarlı olan strain gauge’ ler yerleştirilmiştir. Daha sonra yüklemeler yapılmış ve elde strain gauge lerden okunan değerlerden gerilmeler hesaplanmıştır. Sonuçta sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan mukavemet analizlerinin. Deneysel mukavemet analizleri ile örtüştüğü gözlenmiştir. Şekil 2.11 de sonlu eleman analizi ile deneysel sonuçların karşılaştırmaları gösterilmektedir.



Şekil 2.11. Deney sonuçları ile Sonlu eleman analizi sonuçları karşılaştırması [9]

Lim ve Choi [10] internet aracılığıyla prosesleri dağıtarak geniş ölçekli tasarım problemleri için bir optimizasyon yaklaşımı üzerinde çalışmalar yapmıştır. Tek başına bir bilgisayarla büyük ölçekli yapısal analizler ve tasarımlar yapmak oldukça zordur. Gelişen teknoloji sayesinde artık ticari programlar analizlerin birden çok bilgisayara yayılarak ortak şekilde çözümlenmesine olanak vermektedir. Bu

çalışmada irdelenen yapılardan biride bir ekskavatör bomudur. Analiz tek bilgisayarda yapıldığı zaman 94 dakika sürerken 3 bilgisayara dağıtıldığı zaman 32.3 dakikada tamamlanabilmektedir. Bom parametrik olarak modellenmiş max kepçe koparma kuvveti statik hesaplamalarla boma uygulanarak sınır şartları oluşturulmuştur. yapılan iyileştirmeler sonucunda elde edilen optimum model ilk modelden hacimsel olarak %2.47 daha küçüktür ve max Von Misses gerilmesi 256 Mpa dan 210 Mpa a düşürülmüştür. Şekil 2.12 de ilk model ve son modeldeki gerilme dağılımları gösterilmiştir.



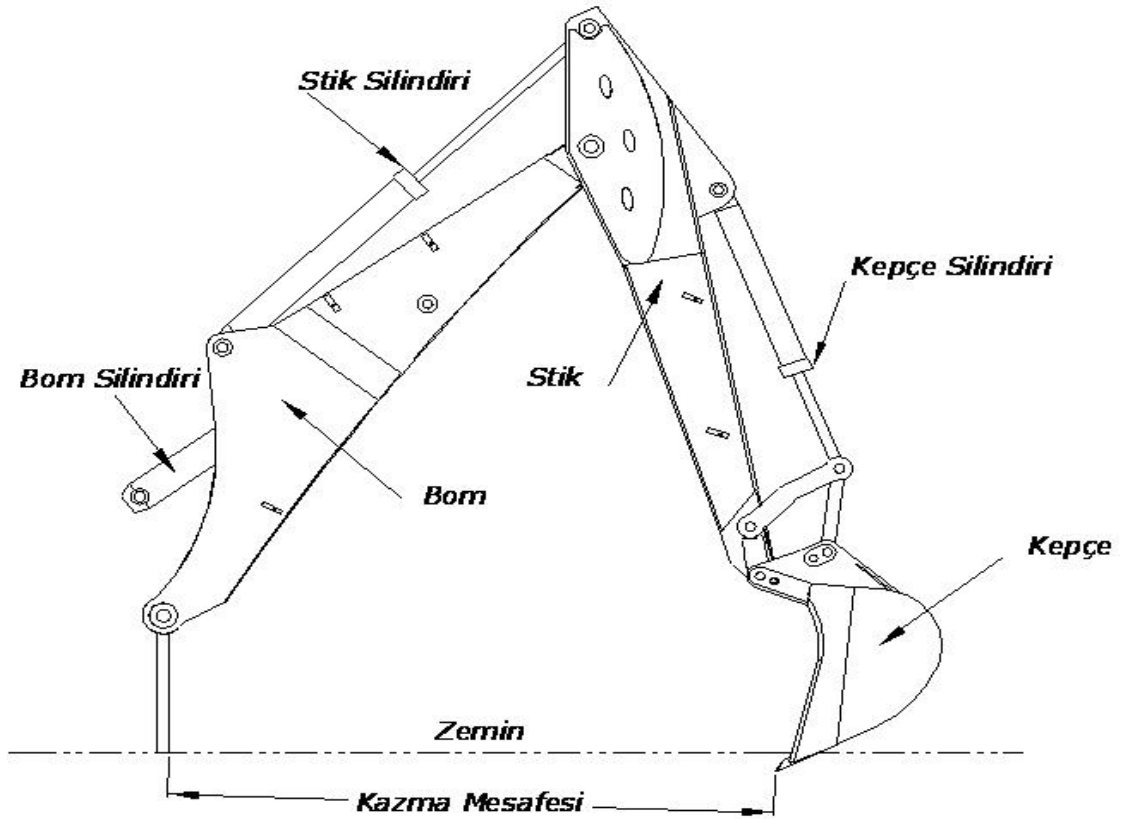
Şekil 2.12 İlk model ve optimum modeldeki gerilme dağılımları [10]

### 3. MATERYAL METOD

#### 3.1. KAZICININ KİNEMATİK ANALİZİ

Kazıcı (Şekil 3.1) üç serbestlik derecesine sahip bir mekanizmadır. Ayrı ayrı kontrol edilebilen üç farklı mekanizmanın birleşmesiyle elde edilmektedir.

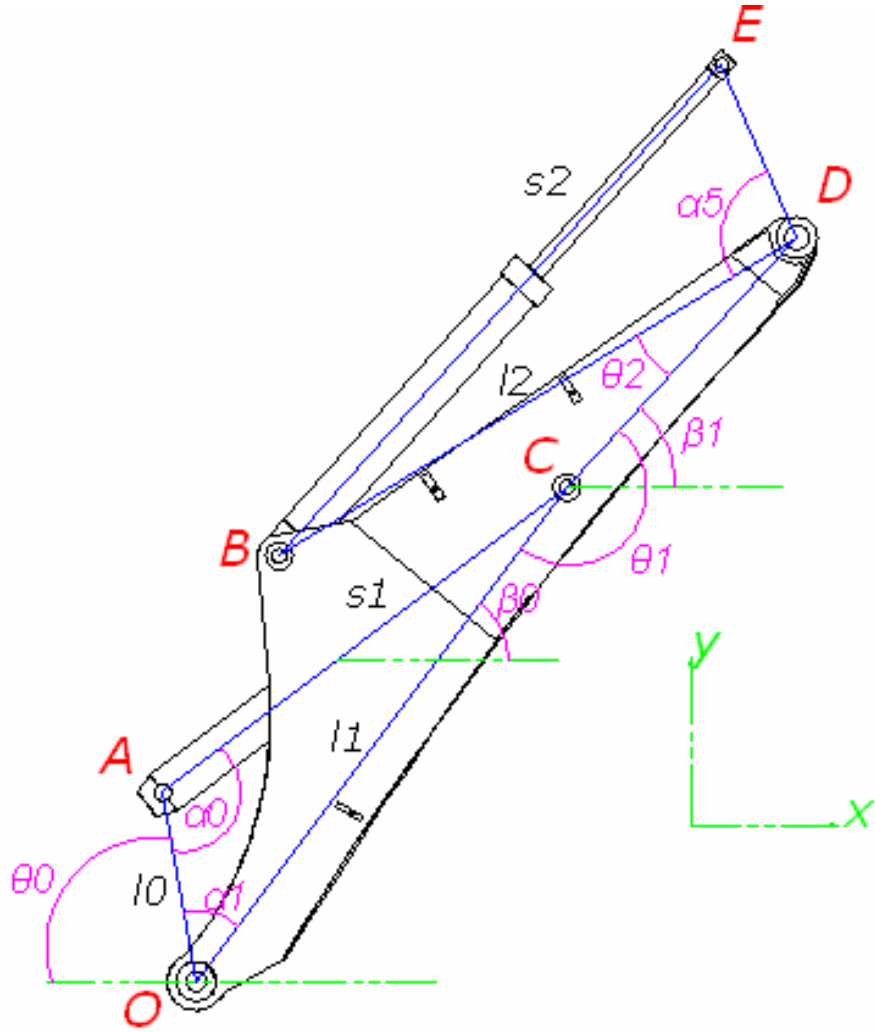
İlk mekanizma bomun, bom silindiri sayesinde gövdeye bağlandığı nokta etrafında dönmesini sağlayan bir kol-kızak mekanizmasıdır. İkinci mekanizma stığın, stik silindiri sayesinde boma bağlı olarak dönmesini sağlayan yine bir kol kızak mekanizmasıdır. Üçüncü mekanizma ise kepçenin stiğe bağlı olarak dönmesini sağlayan ve 4 çubuk ile kol-kızak mekanizmalarının birleşmesiyle oluşan altı uzuvlu bir mekanizmadır ve hareketini kepçe silindiri sağlar.



Şekil 3.1. Kazıcı

### 3.1.1. Kazıcının Parametrik Pozisyon Analizi

Pozisyon analizi için öncelikle bom, stik ve kepçe için açılar ve uzunluklardan oluşan gerekli mekanizma parametreleri tanımlanır (Şekil 3.2)



Şekil 3.2. Bomdaki mekanizma parametreleri

Şekil de AC  $s_1$  uzunluğundaki bom silindirini, BE  $s_2$  uzunluğundaki stik silindirini gösterir. A ve O bomun gövdeye bağlandığı mafsal noktalarıdır.

X eksenine göre bomun pozisyonunu  $\beta_0$  açısıyla tanımlanır.  $\beta_0$  açısını hesaplayabilmek için  $s_1$  uzunluğuna bağlı  $\alpha_1$  açısı için OAC üçgeninde cosinüs teoremi uygulanmasıyla;

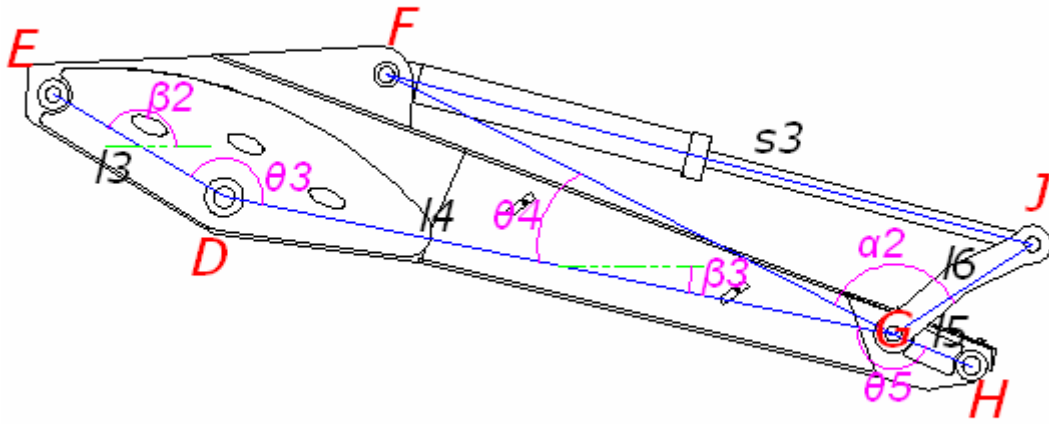
$$s_1^2 = l_0^2 + l_1^2 - 2l_0l_1 \cos \alpha_1 \quad (3.1)$$

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{l_0^2 + l_1^2 - s_1^2}{2l_0l_1}\right) \quad (3.2)$$

Olarak bulunur. Buradan;

$$\beta_0 = \pi - \theta_0 - \alpha_1 \quad (3.3)$$

Şeklinde ifade edilebilir.



Şekil 3.3. Stikdeki mekanizma parametreleri

Şekilde FJ  $s_3$  uzunluğundaki kepçe silindirini, D bom stik bağlantı noktasını, E de stik silindiri bağlantı noktasını gösterir. Stığın x eksenine göre pozisyonunu  $\beta_2$  açısı belirler. Bu açığı hesaplamak için aşağıdaki işlemler yapılır

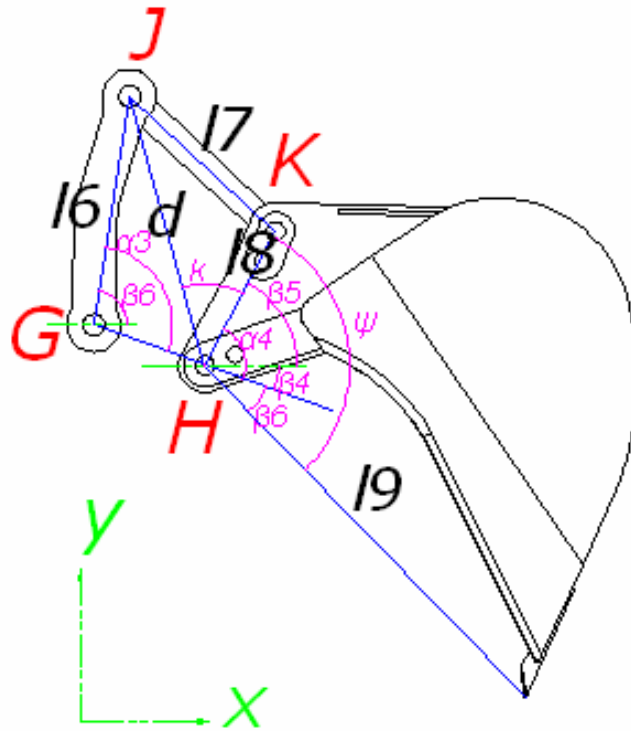
$$\alpha_5 = \arccos\left(\frac{l_2^2 + l_3^2 - s_2^2}{2l_3l_2}\right) \quad (3.4)$$

$$\beta_1 = \theta_1 - \beta_0 \quad (3.5)$$

Buradan

$$\beta_2 = \pi + \beta_1 - \theta_2 - \alpha_5 \quad (3.6)$$

Bulunur



Şekil 3.4. Kepçedeki mekanizma parametreleri

Kepçe dört çubuklu GJKH mekanizmasının çıkış uzvudur. FJ arasındaki  $s_3$  uzunluğundaki kepçe silindiri mekanizmaya hareket verir. Kepçenin pozisyonunu

belirleyebilmek için öncelikle GJ krankının pozisyonu belirlenmelidir. Kepçe ve krank pozisyonları aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir.

$$s_3^2 = l_6^2 + l_4^2 - 2l_6l_4 \cos \alpha_2 \quad (3.7)$$

$$\alpha_2 = \ar \cos \left( \frac{l_6^2 + l_4^2 - s_3^2}{2l_6l_4} \right) \quad (3.8)$$

$$\beta_3 = \beta_2 - \theta_3 \quad (3.9)$$

$$\beta_6 = \pi - \beta_3 - \alpha_2 - \theta_4 \quad (3.10)$$

$$xd = l_6 \cos \alpha_3 - l_5 \quad (3.11)$$

$$yd = l_6 \sin \alpha_3 \quad (3.12)$$

$$\psi = a \tan^2 \left( \frac{yd}{xd} \right) \quad (3.13)$$

$$d = \sqrt{xd^2 + yd^2} \quad (3.14)$$

$$k = \ar \cos \left( \frac{l_8 + d^2 - l_7^2}{2l_8d} \right) \quad (3.15)$$

$$\alpha_4 = \psi - k \quad (3.16)$$

$$\beta_4 = \beta - \pi + \theta_5 \quad (3.17)$$

$$\beta_5 = \beta_4 + \alpha_4 \quad (3.18)$$

Uzuv uzunlukları ve  $s_3$  silindir deplasmanı verilirse yukarıdaki eşitlikler yardımıyla JG, JK ve KH(Kepçe) pozisyonları stiğe bağlı olarak hesaplanabilir.

Kazma mesafesi  $K_m$ , OC, CD, DG, GH ve HL uzunluklarının x eksenindeki izdüşümlerinin toplamı olarak ifade edilebileceğine göre  $K_m$  aşağıdaki eşitlikler yardımıyla bulunur.

$$\beta_6 = \psi - \alpha_4 \quad (3.19)$$

$$Km = l_1 \cos \beta_0 + CD \cos \beta_1 + l_4 \cos \beta_3 + l_5 \cos \beta_5 + l_9 \cos \beta_6 \quad (3.20)$$

Bomun ve stiğın pozisyonları 3.2 ve 3.3 denklemlerinden bulunabildiğine göre, kazıcıdaki bütün rijit yapıların pozisyonları ve kazma mesafesi  $s_1$ ,  $s_2$  ve  $s_3$  silindir uzunluklarına göre hesaplanabilir

### 3.1.2. Kazma Kuvveti Hesaplamaları

Kazıcı mekanizmasını harekete geçirmek için hidrolik silindirler boma, stiğe ve kepçeye kuvvet uygularlar. Silindir çaplarına hidrolik basınca ve mekanizmanın konumuna göre bu kuvvetlerin değerleri değişmektedir.

Kazı işlemi stik silindirinin uyguladığı veya kepçe silindirinin uyguladığı kuvvet sayesinde yapılmaktadır. Pratikte bom silindiri yalnızca mekanizmanın pozisyonunu değiştirmek için kullanılır. Bu yüzden kazma kuvveti hesaplamaları stik silindirinin aktif olduğu ve kepçe silindirinin aktif olduğu durumlar için ayrı ayrı yapılır.

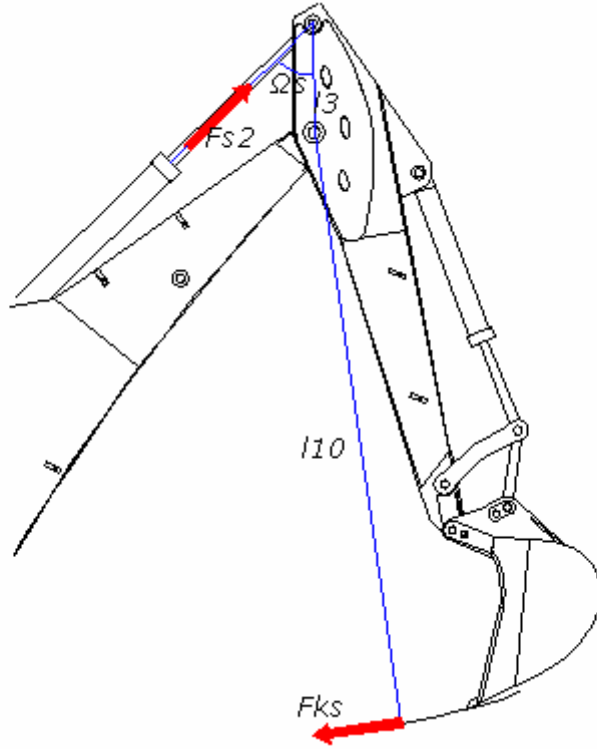
#### 3.1.2.1 Stik silindirinin oluşturduğu kazma kuvveti

Bir hidrolik silindirde oluşan kuvvet silindir çapı ve silindir içerisindeki hidrostatik basınca bağlıdır. Stik silindirinde oluşan kuvvet

$$F_{s_2} = P\pi \frac{D^2}{4} \quad (3.21)$$

Şeklinde ifade edilir.



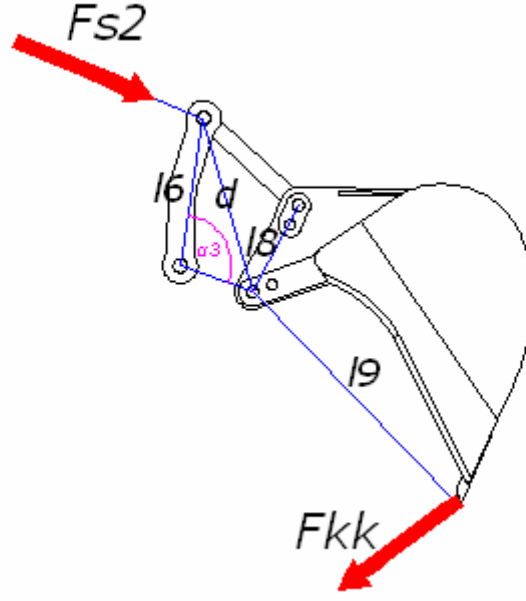


Şekil 3.5. Stik koparma kuvveti

Literatürde stiğın oluşturduğu kazma kuvvetine stik koparma kuvveti denir. Stik koparma kuvveti  $F_{ks}$  aşağıdaki gibi hesaplanabilir

$$F_{ks} = \frac{F_{s_2} l_3}{l_{10}} \sin \Omega_s \quad (3.22)$$

### 3.1.2.2. Kepçe silindirinin oluşturduğu kazma kuvveti



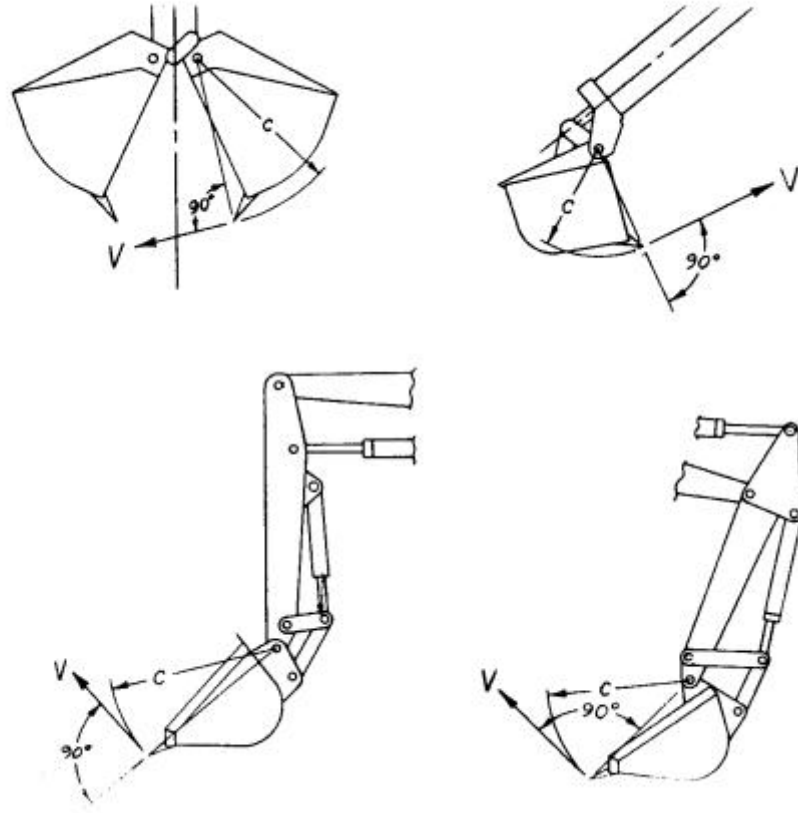
Şekil 3.6. Kepçe kazma kuvveti

Kepçe silindirinin oluşturduğu kazma kuvvetine Kepçe koparma kuvveti denilmektedir ve bu değer aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanır.

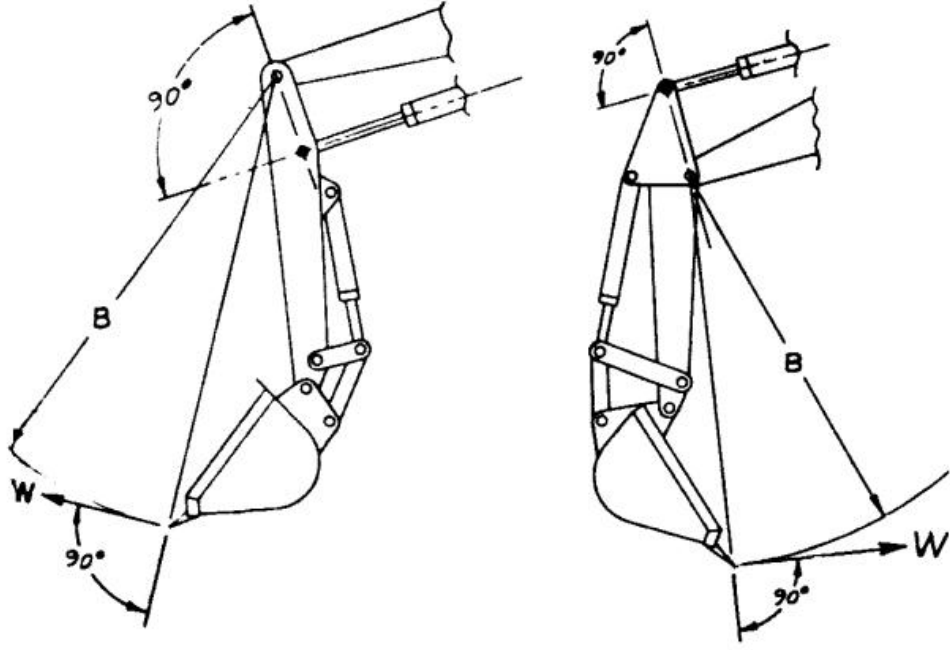
$$F_{kk} = \frac{F_{s3} l_6}{l_9} \cos \alpha_3 \quad (3.23)$$

### 3.1.3 Maksimum Stik Kazma Kuvveti ve Kepçe Koparma Kuvvetleri

Kazıcı-yükleyici üreticileri imal ettikleri kazı-yükleyicilerin maksimum stik koparma kuvveti ve maksimum kepçe koparma kuvvetlerini SAE J1179 [11] (Hydraulic Excavator and Backhoe digging forces) standartına göre hesaplarlar. Bu standartta maksimum kazma kuvvetlerinin oluştuğu pozisyonlar belirtilmiştir. Şekil 3.7 ve 3.8 de bu pozisyonlar gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Maksimum kepçe koparma kuvveti [11]

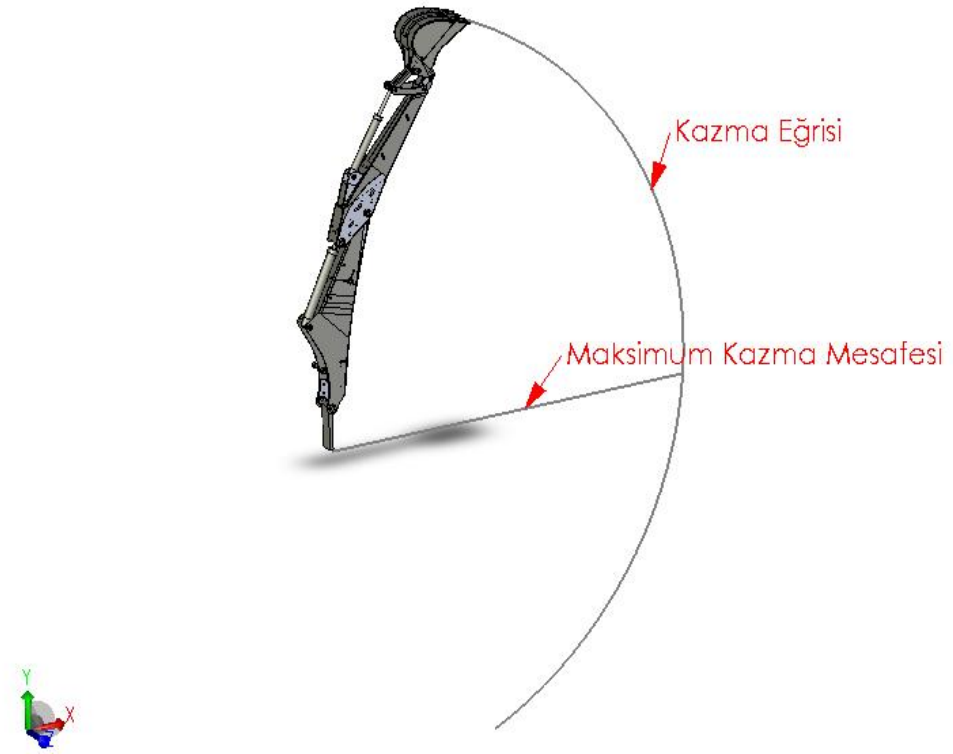


Şekil 3.8 Maksimum stik koparma kuvveti [11]

### 3.2. TEMEL BOM-STİK GRUBU TASARIMI

Temel tasarım yerli bir kazıcı-yükleyici üreticisinin bir modelinin kazıcısına benzetilerek yapılmıştır. Öncelikle Autocad programında bom-stik grubunu oluşturan parçaların 2 boyutlu çizimleri oluşturulmuştur. Ardından Solidworks programında, 2 boyutlu çizimlerden faydalanarak 3 boyutlu katı modeller oluşturulmuştur.

Temel kazıcının maksimum kazma mesafesi 5368 mm, maksimum kepçe koparma kuvveti 60 kN ve maksimum stik koparma kuvveti 31 kN dur.



Şekil 3.9. Temel kazıcı ve kazma eğrisi

### 3.2.1. Temel Bom

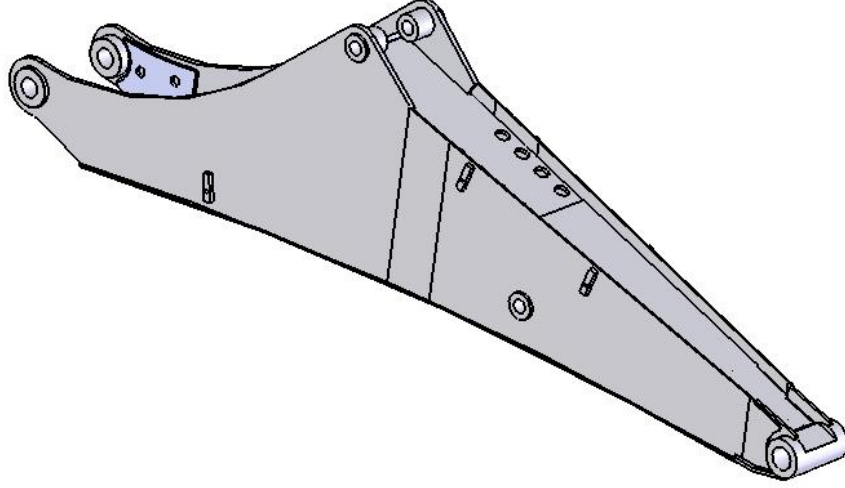
Temel bom (Şekil 3.10) 31 parçadan oluşmaktadır. 31 parça katı olarak modellenmiş ve Solidworks montaj ortamında birleştirilerek standart bom katı modeli oluşturulmuştur. Çizelge 3.1 de bomu oluşturan parçalar ve malzemeleri görülmektedir.

Çizelge 3.1. Bomdaki parçalar ve malzemeleri

PARÇA ADI	MALZEME
Hortum Kelepçesi 1. Boom Üzeri	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Mafsal Takviye Sacı 1. Boom	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Mafsal Alt Kapama Sacı 1.Boom	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Bağlantı Yatal Takoğu 1. Boom	SAE 1040
Hortum Tutucu Braketi 1. Boom	DIN671
Takoğ 1. Boom	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94

Çizelge 3:1: (Devam)

Mafsal Başlık Takozu 1. Boom	SAE 1040
1. Boom Hort. Kelepçe Saplamaı	DIN671
Kelepçe Saplamaı	DIN671
Uç Takviye 1. Boom	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Yan Sac 1. Boom	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Yan Sac Sağ 1.Boom	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Yan Sac Sol 1.Boom	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Alt Kapama Sacı 1. Boom	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Ara Takviye Sacı - Üst 1. Boom	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Arka Boom Üst Kapama Sacı	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Hortum Tutucu Braketi 1. Boom	DIN671
Boom Sil.Ön Yatak Takozu( Sol )	SAE 1040
Boom Sil.Ön Yatak Takozu( Sağ )	SAE 1040
Stick Silindiri - Arka Takozu (Sağ)	SAE 1040
Stick Silindiri - Arka Takozu (Sol)	SAE 1040
Arka Boom Yatak Takviyesi 1	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Arka Boom Yatak Takviyesi 2	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Hortum Tutucu Braketi 1. Boom	DIN671
Tahdit Pimi Tutuvcu Sacı - Sağ	ST52 - 3 #25 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Tahdit Pimi Tutuvcu Sacı - Sol	ST52 - 3 #25 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Ara Kapama Sacı - Üst	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Ara Takviye Mili	SAE 1040
Boru Üzeri Boom Ara Takviye Sacı	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Yan Sac Takviyesi -Sağ	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Yan Sac Takviyesi -Sol	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94



Şekil 3.10. Standart Bom katı Modeli

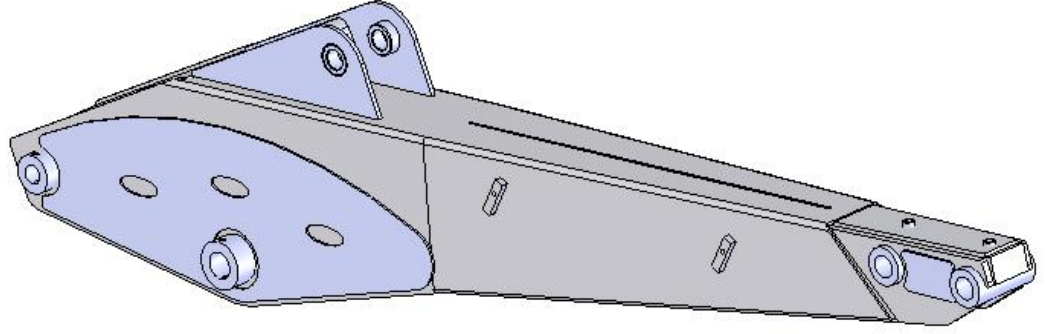
### 3.2.2. Temel Stik

Temel stik (Şekil 3.11) 27 parçadan oluşmaktadır. 27 parça katı olarak modellenmiş ve Solidworks montaj ortamında birleştirilerek standart stik katı modeli oluşturulmuştur. Çizelge 3.2 de stiği oluşturan parçalar ve malzemeleri gösterilmektedir.

Çizelge 3.2. Stikteki parçalar ve malzemeleri

PARÇA ADI	MALZEME
Stick Uzatma - Kepçe Mafsalı Pim Yatağı	SAE 1040
Kepçe Silindiri Arka Yatak Takozu 1	SAE 1040
Kepçe Silindiri Arka Yatak Takozu 2	SAE 1040
Takoz 1. BOOm	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Silindiri Ön Yatak Takozu - Sağ	SAE 1040
Boom Silindiri Ön Yatak Takozu - Sol	SAE 1040
Beko Boom Mafsalı - Pim Yatağı Takozu Sol	SAE 1040
Beko Boom Mafsalı - Pim Yatağı Takozu Sağ	SAE 1040
Kepçe Mafsalı Pim Yatağı Yan Takviye Sacı	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Ara Takviye Sacı	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Pim Yatağı Sacı - Kelepça Sil. Arka Yatak	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Alt Takviye Sacı Kelepça Sil. Arka Yatak	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Standart - 2. Boom İç Yan Takviye Sacı	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Standart - 2. Boom Yan Takviye Sacı	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Yan Sacı - Sol	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Yan Sacı - Sağ	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Gövde Destek Sacı	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Ucu Yan Sacı -Sol	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Ucu Yan Sacı -Sağ	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Ucu Üst Kapak Sacı	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Ucu Alt Kapak Sacı	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Boom Ucu Ön Kapak	ST52 - 3 #15 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Alt Kademe Sacı	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Gresörlük Yuvası 2	SAE 1040
Gresörlük Yuvası 1	SAE 1040
Üst Kapama Sacı	ST52 - 3 #8 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Takoz Takviye Sacı	ST52 - 3 #20 ERD.6052 DIN EN 10025-94





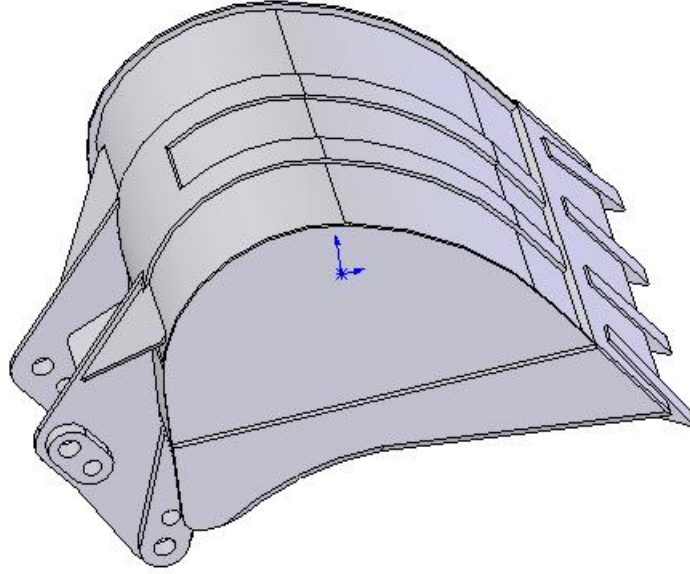
Şekil 3.11. Temel stik katı modeli

### 3.2.3. Kepçe

Kepçe (şekil) 17 parçadan oluşmaktadır. 17 parça katı olarak modellenmiş ve Solidworks montaj ortamında birleştirilerek kepçe katı modeli oluşturulmuştur. Çizelge 3.3. de kepçeyi oluşturan parçalar ve malzemeleri gösterilmektedir. Farklı kazma mesafesine göre tasarlanmış tüm kazıcılarda aynı kepçe kullanılmıştır.

Çizelge 3.3. Kepçedeki parçalar ve malzemeleri

PARÇA ADI	MALZEME
Arka Kepçe Sacı	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Arka Takviye Sacı	ST52 - 3 #8 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Takviye Borusu	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Arka Kepçe Yan Sacı	ST52 - 3 #5 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Yan Üst Bıçak- Sağ	SAE 950 C # 15mm. ERD. 3990
Yan Üst Bıçak- Sol	SAE 950 C # 15mm. ERD. 3990
Arka Takviye Sacı	ST52 - 3 #8 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Arka Kepçe Pimi	SAE 1040
Kepçe Ağız Bıçağı	SAE 950 C # 20mm. ERD. 3990
Bıçak Takviye Sacı	ST52 - 3 #8 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Arka Kepçe Bağlantı Sacı	# 20 DIN EN 10025 -94 ST52 - 3 ERD.6052
Arka Kepçe Bağlantı Sacı - Sağ	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Arka Kepçe Bağlantı Sacı - Sol	ST52 - 3 #10 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Kepçe Bağlantı Kulağı Sol	# 20 DIN EN 10025 -94 ST52 - 3 ERD.6052
Arka Kepçe Takviyesi	# 30 DIN EN 10025 -94 ST52 - 3 ERD.6052
Kepçe Takviyesi	ST52 - 3 #8 ERD.6052 DIN EN 10025-94
Tırnak	DIN EN 10025-94



Şekil 3.12. Kepçe katı modeli

#### 3.2.4. Manivela Kolları

Standart stik (şekil) 4 parçadan oluşmaktadır. 4 parça katı olarak modellenmiş ve Solidworks montaj ortamında birleştirilerek manivela kolları katı modelleri oluşturulmuştur. Çizelge 3.4 de manivela kollarını oluşturan parçalar ve malzemeleri gösterilmiştir.

Çizelge 3.4. Maniveladaki parçalar ve malzemeleri

PARÇA ADI	MALZEME
Manivela Yan Sacı	#50 DIN EN 10025 - 94 ST52 - 3 ERD. 6252
Manivela Ara Sacı	#10 DIN EN 10025 - 94 ST52 - 3 ERD. 6252
Kepçe Manivela Sacı	#20 DIN EN 10025 - 94 ST52 - 3 ERD. 6252
Arka Manivela Burcu	Sae 1040

#### 3.2.5. Tasarımlarda Kullanılan Malzemelerin Mekaniksel Özellikleri

St52-3 ( DIN EN 10025-94) :

- Elastisite Modülü: 210 GPa

- Poisson Oranı: 0,3
- Yoğunluğu: 7800 kg/m<sup>3</sup>
- Akma Mukavemeti (bası-çeki): 345 MPa
- Çekme Mukavemeti (bası-çeki): 490–630 MPa

SAE 1040:

- Elastisite Modülü: 200 GPa
- Poisson Oranı: 0,29
- Akma Mukavemeti: 415 MPa
- Çekme Mukavemeti: 590-620 MPa

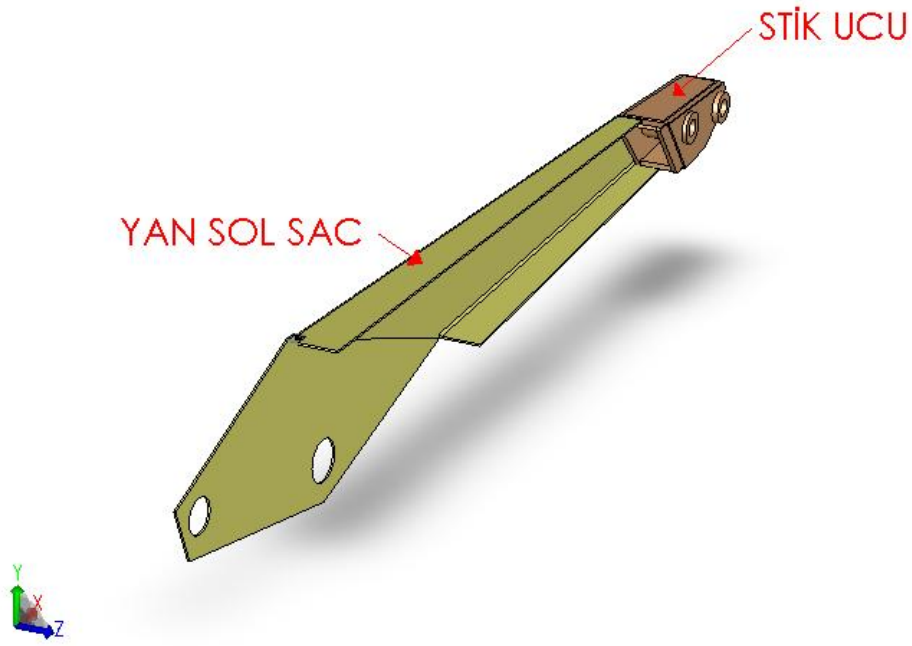
### 3.3. UZATILMIŞ MAKSİMUM KAZMA MESAFESİNE SAHİP BOM-STİK GRUPLARI TASARIMLARI

Kazıcı-yükleyici üreticileri bir modelin farklı kazma mesafesine sahip kazıcılarını üretirken, yalnızca stiğin boyutlarını değiştirmektedirler. Bu tezde de daha uzun kazma mesafesi için tasarım yapılırken yalnızca stiğin boyutları değiştirilmiş, bomun boyutları aynı kalmış fakat bomda iyileştirmeler yapılmıştır.

Uzatılmış stikleri elde etmek için öncelikle geometri parametrik olarak tasarlanmıştır.

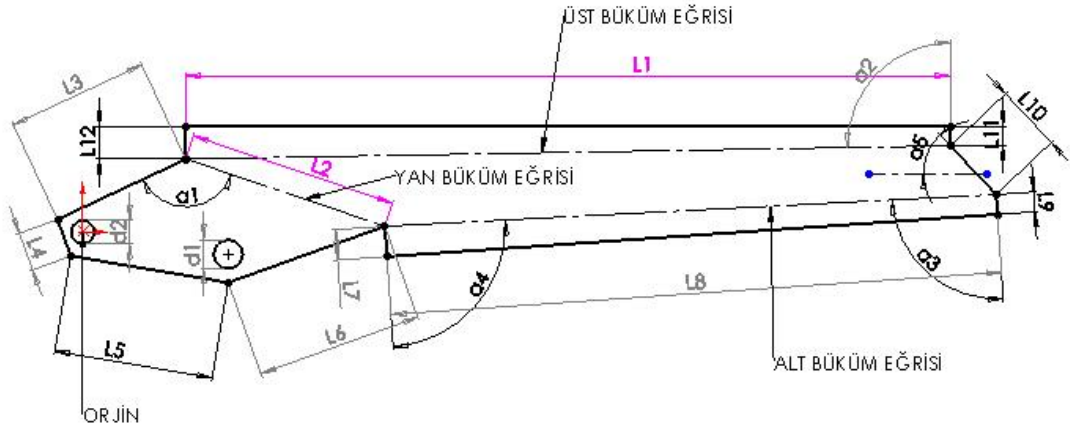
#### 3.3.1. Şekil Parametreleri

Stik de üç temel parça mevcuttur. Bunlar iki yan sac ve manivela kollarıyla, kepçenin bağlantı noktalarını içeren stik ucudur. Şekil 3.13 de yan sac ve stik ucu görülmektedir. Stiğin boyutları arttırılırken stik ucunda herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Stikteki uzama yan sacların uzunluğunun parametrik bir şekilde arttırılmasıyla sağlanmıştır.



Şekil 3.13. Yan sol sac ve stik ucu

Yan sacın parametrik olarak Solidworks ortamında tasarlanabilmesi için seçilen şekil parametreleri şekil 3.14. deki gibidir.



Şekil 3.14 Yan sac açılımındaki şekil parametreleri

Solidworks ortamında parametreler arası bağıntılar tanımlanarak tasarım L1 ve L2 uzunluklarına bağımlı hale getirilmiştir. L1 mesafesi artırılarak kazma

mesafesi arttırılmış, L2 mesafesi arttırılarak ta belli bir kazma mesafesi için tasarım alternatifleri elde edilmiştir.

#### 3.3.1.1. Tasarım parametreleri arasındaki bağıntılar

Belirli bir kazma mesafesine sahip bir stiğin daha mukavemetli bir hale gelmesi için L1 ile L8 arasındaki açının büyümesinin gerekliliği aşikârdır. Bu açığı arttırmak için de L2 mesafesinin artması gerekmektedir. Bu amaçla, L1 ve L8 parametreleri değişirken diğer parametrelerin geometri bozulmayacak şekilde değişmesi için aşağıdaki bağıntılar atanmıştır:

- $d_1$  ve  $d_2$  dairelerinin çapları ve koordinatları sabitlenmiştir.
- L3, L4 ve L5'in uzunlukları, başlangıç ve bitiş noktalarının koordinatları sabitlenmiştir.
- L12, L1'e diktir.
- L11 dikeydir
- L10'un yatay eksenle arasındaki  $a_5$  açısı sabitlenmiştir.
- L9 uzunluğu sabitlenmiştir.
- L9 ile alt büküm eğrisi arasındaki  $a_3$  açısı  $a_2$  açısıyla eşitlenmiştir.
- L7, L8'e diktir ve alt büküm eğrisiyle arasındaki  $a_4$  açısı  $180-a_2$  olarak tanımlanmıştır.

Yukarıdaki bağıntılar sayesinde yan sac L1 ve L2 'ye bağlı olarak parametrik bir şekilde tasarlanmıştır.

Yan saca destek olan destek plakaları yan sacın geometrisine bağlı olacak şekilde tasarlanmıştır. Ardından Solidworks ortamında L1 ve L2 ye bağlı tasarım tabloları oluşturulmuştur. Solidworks bu tablodaki değerleri okuyarak otomatik olarak farklı tasarımları oluşturmaktadır.

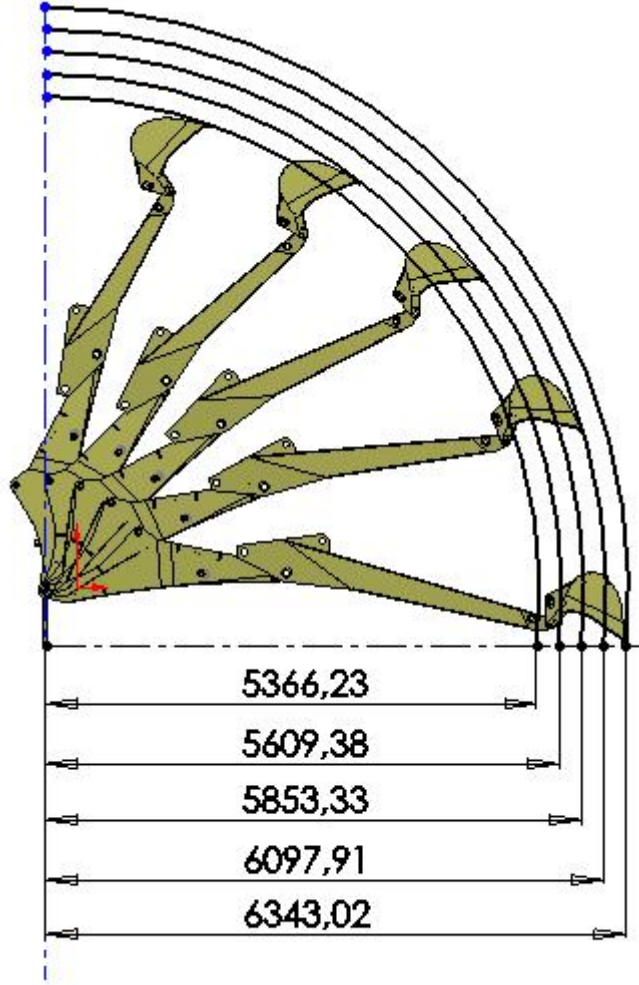
L1 her defasında 250 mm uzayacak şekilde 4 farklı kazma mesafesine sahip stik tasarlanmış ve her kazma mesafesi için L2, 20 şer mm arttırılarak 10 farklı tasarım oluşturulmuştur. Sonuçta 40 adet tasarım alternatifi elde edilmiştir.

Çizelge 3.5. Tasarım alternatiflerindeki L1, L2 değerleri

	L1=1950	L1=2200	L1=2450	L1=2700
	L2	L2	L2	L2
TA1	752	752	752	752
TA2	772	772	772	772
TA3	792	792	792	792
TA4	812	812	812	812
TA5	832	832	832	832
TA6	852	852	852	852
TA7	872	872	872	872
TA8	892	892	892	892
TA9	912	912	912	912
TA10	932	932	932	932

### 3.3.2. Uzatılmış Maksimum Kazma Mesafeleri

L1 parametresinin 4 farklı değeriyle oluşan Stiklerin Solidworks ortamında kazıcıya eklenmesi sonucu oluşan maksimum kazma mesafeleri Şekil 3.15. deki gibidir.



Şekil 3.15. Maksimum Kazma Mesafeleri

L1 parametresindeki artışın  $\cos(12,57^\circ)$  çarpımı maksimum kazma mesafesindeki artışı vermektedir.

### 3.4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE MUKAVEMET ANALİZLERİ

#### 3.4.1. Temel Kazıcının Gerilme Ve Deformasyon Analizleri

Sonlu elemanlar yöntemi ile standart kazıcıda gerilme ve gerinme analizleri yapılmış, elde edilen sonuçlar yardımıyla standart modelde iyileştirmeler yapılmıştır.

Yapılan çalışmaların algoritması şu şekildedir:

- Öncelikle kazıcının mukavemetine etkisi olmayan parçalar sonlu elemanlar yönteminin daha kolay ve düzgün yapılabilmesi için kazıcı katı modelinden çıkartılmıştır.



- Solidworks montaj ortamında maksimum kepçe koparma kuvvetine göre analiz yapılacağı için kazıcı SAE J1179 standardına göre uygun pozisyona getirilir ve dosya kaydedilir.
- Ansys Workbench simülasyon modülü açılır ve geometri olarak kaydedilen montaj dosyası seçilir.
- Kazıcıyı oluşturan parçalar arası temas bölgeleri (bonded contact) tanımlanmıştır.
- Kazıcıyı oluşturan parçaların malzeme özellikleri girilir. (Elastisite modülü, yoğunluk, Poisson oranı, akma mukavemeti, çekme mukavemeti)
- Eleman (Mesh) boyutu seçilerek sonlu elemanlar ağı oluşturulur.
- Analiz türü olarak yapısal statik analiz seçilir.
- Sınır şartları belirlenir. Bomun gövde bağlantı pimlerinin iç yüzeylerinde ve bom silindirin gövdeye bağlandığı pimin dış yüzeylerinde ankastre mesnet tanımlanır. Standart yer çekimi sınır şartlarına dahil edilir. Maksimum kepçe koparma kuvveti kepçe tırnağı uçlarına yayılı olarak uygulanır.
- Çözüm çıktısı olarak, kazıcının komple Von Misses gerilme dağılımı ve maksimum şekil değiştirme dağılımı ile bomun, stiğin ve kepçenin Von-Misses Gerilme dağılımı, maksimum deformasyon dağılımı seçilir
- Çözüm gerçekleştirilir
- Ardından maksimum stik koparma kuvvetine göre analiz tekrarlanır.
- Elde edilen sonuçlara göre iyileştirmeler yapılarak ve daha uzun kazma mesafesine sahip kazıcının tasarımına etki eden parametreler belirlenirken sonlu elemanlar analizinden çıkan sonuçlar da göz önüne alınmıştır.

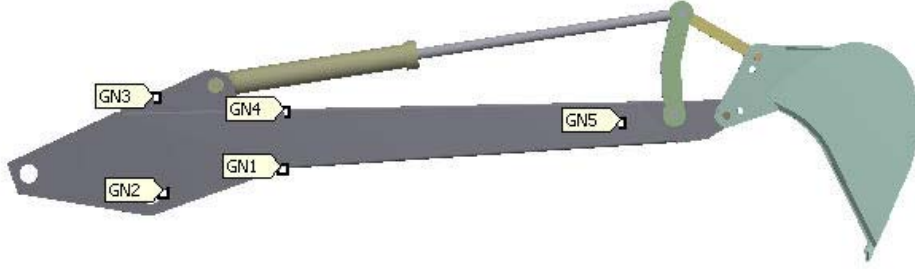
#### 3.4.2. Uzatılmış Stiklerdeki Gerilme Analizleri

Sonlu elemanlar yöntemiyle uzatılmış stiklerdeki gerilme analizi yapılmıştır. Yapılan çalışmaların algoritması şu şekildedir:

- Şekil parametrelerinin gerilme dağılımına etkisini daha iyi inceleyebilmek için yatak takozları ve yan takviye sacları tasarımdan çıkarılmıştır.
- Parametrik olarak tasarlanmış stikdeki gerilmeler incelendiği için bom dahil edilmeden kepçe ve pistonu Stik ile Solidworks montaj ortamında

birleştirilir. Solidworks' ün çekme menüsünden Ansys Workbench çalıştırılır

- Ansys Workbench simülasyon modülüne girilir
- İlk durumda Solidworks' teki montaj dosyasında temel stik konfigürasyonu seçilmiştir.
- Parçaların temas yüzeyleri ( bonded contact) tanıtılır.
- Parçaların malzeme özellikleri girilir
- Sonlu elemanlar ağı oluşturulur.
- Analiz türü olarak yapısal statik analiz seçilir.
- Çevre şartları oluşturulur
- Çözüm çıktısı olarak stikdeki maksimum Von-Misses gerilme dağılımı seçilmiştir.
- Çıkan sonuçlar incelenmiş ve bütün analizlerde kullanılacak 5 adet Gerilme noktası (GN) belirlenmiştir. (Şekil 3.16.)
- 40 farklı model olduğu için model seçilir ve 40 defa duplicate komutu verilir. Böylelikle 40 adet model oluşturulmuştur. 40 modelde de sınır şartları aynı olacağından yalnızca modellerdeki stik geometrileri değiştirilecektir.
- Solidworks montaj ortamına geri dönülür ve 250mm uzatılmış stiğin ilk konfigürasyonu seçilerek montaj güncellenir.
- Ansys Workbench ortamına geri dönülür ve ikinci model seçilip geometriyi güncelle komutu verilir.
- Yukarıdaki iki madde kalan 39 model için tekrarlanmıştır.
- Analizler gerçekleştirilir.[13-12]



Şekil 3.16 Gerilme noktaları

### 3.5. KAZMA MESAFESİNE GÖRE OTOMATİK STİK TASARIMI

L1 ve L2 parametrelerine bağlı olarak tasarlanmış 40 farklı modelin, sonlu elemanlar analiz sonuçları irdelenmiş ve her bir kazma mesafesi için en iyi tasarımlar seçilmiştir. Seçilen tasarımlardaki L1 ve L2 parametreleri arasında doğrusal Regresyon[18] metodu kullanılarak bir bağıntı elde edilmiştir.

Solidworks ortamında parametrik olarak tasarlanmış stik dosyasına bu bağıntı eklenmiş ve böylelikle parametrik tasarım yalnızca L1 parametresine bağlı hale getirilmiştir. L1 parametresinin artışıyla maksimum kazma mesafesinin artışı arasındaki eşitlik bilindiğine göre arzu edilen maksimum kazma mesafesi için L1 hesaplanır ve değeri girilince Solidworks Stik geometrisini otomatik olarak oluşturur.

## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

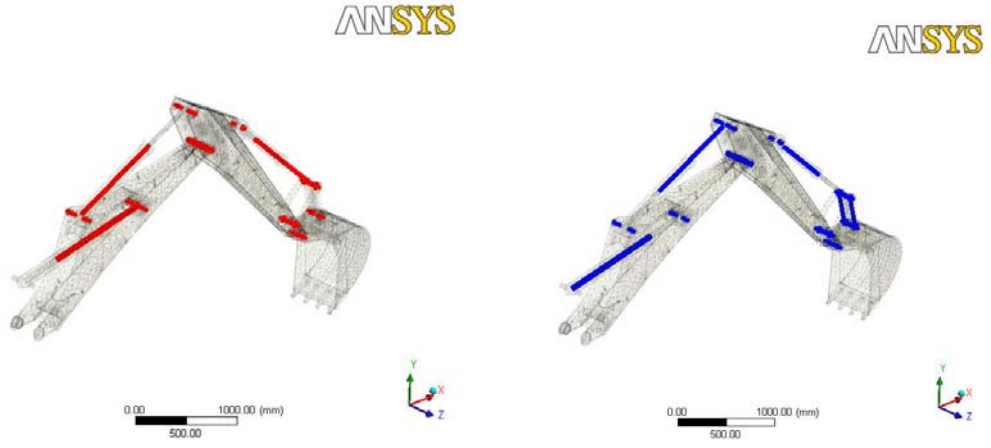
### 4.1. SONLU ELEMANLAR ANALİZ SONUÇLARI

#### 4.1.1. Temel Kazıcının Maksimum Kepçe Koparma Kuvvetine Göre Analiz Sonuçları

Sonlu eleman ağı 58874 adet 10 düğüm noktalı Quadratic Tetrahedron eleman ve 118995 düğüm noktasından oluşmaktadır.(Şekil 4.1.) Parçalar arası bağlantılar Quadratic Triangular elemanlarla sağlanmıştır. (Şekil 4.1.)



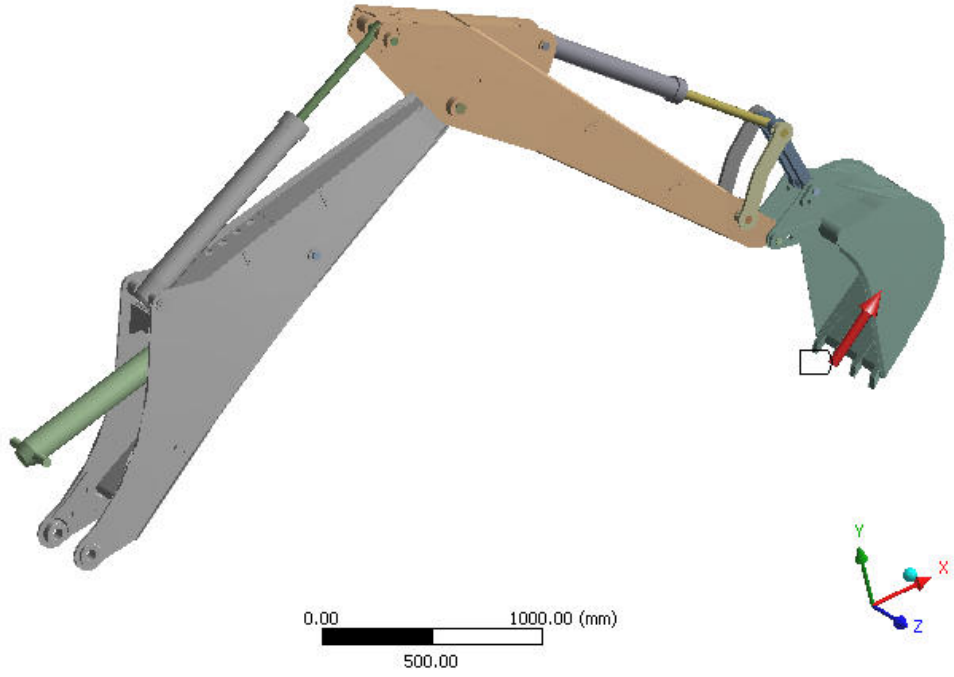
Şekil 4.1. Kazıcının sonlu elemanlar ağı



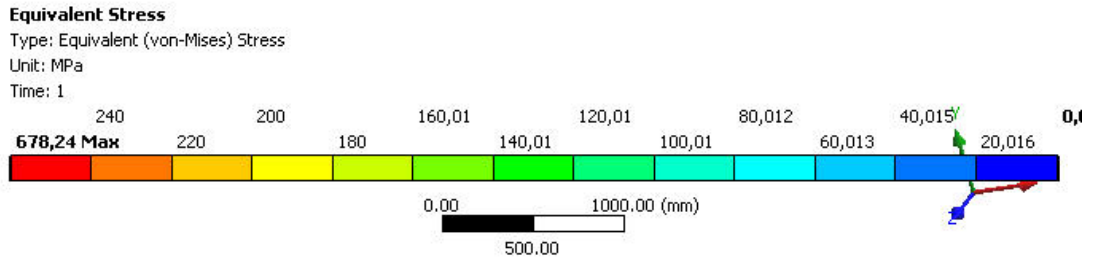
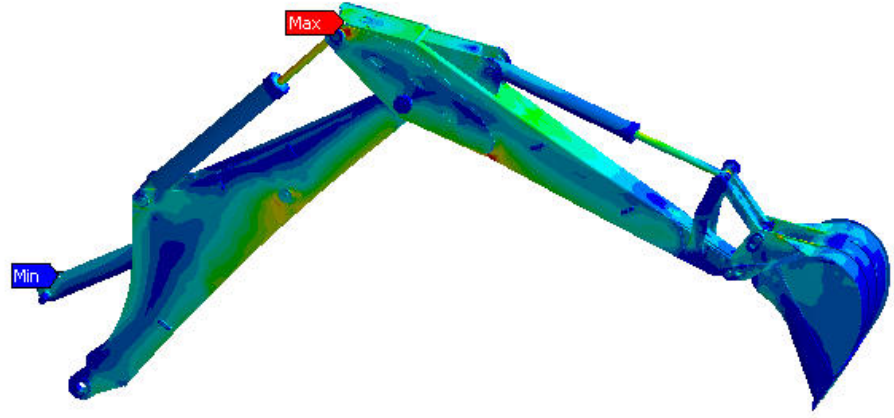
Şekil 4.2. Temaslardaki ağ yapısı

**Force**  
 Time: 1, s  
 23.09.2007 06:48

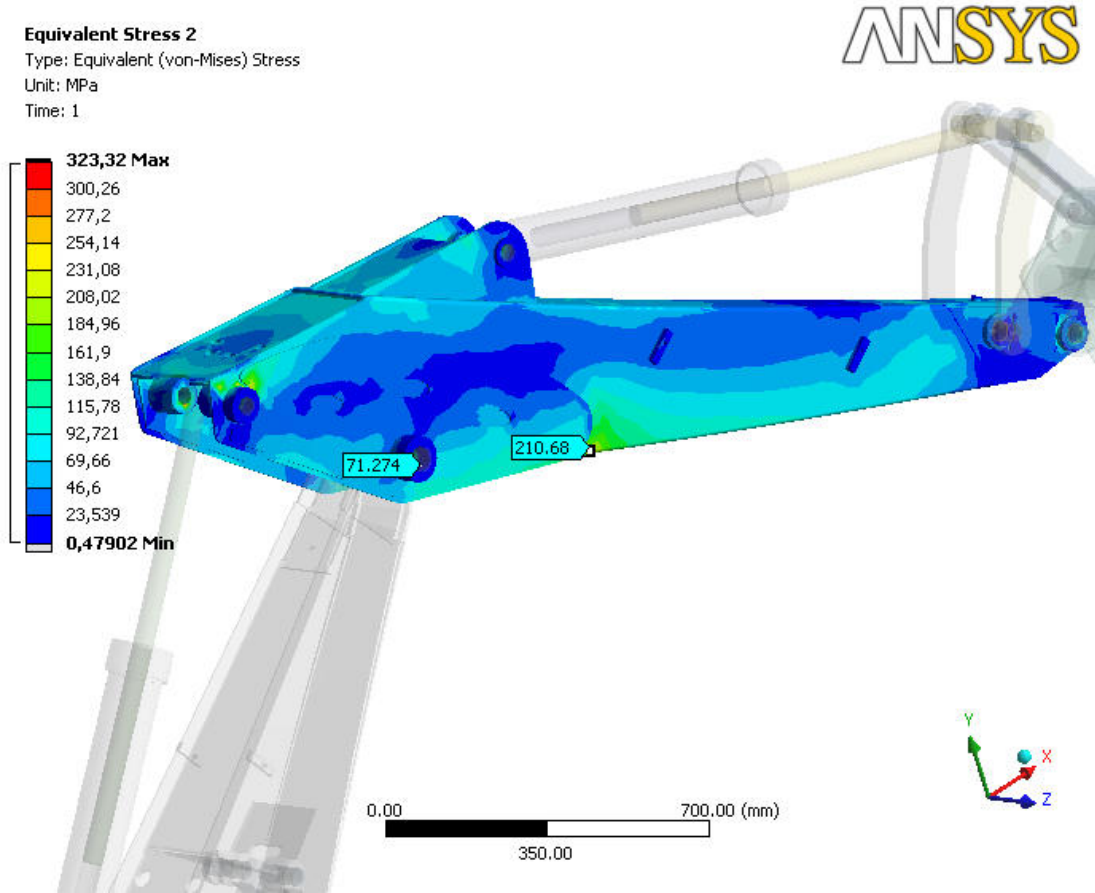
Force: 60000 N  
 Components: 48386, 35479, 3,8674e-005 N



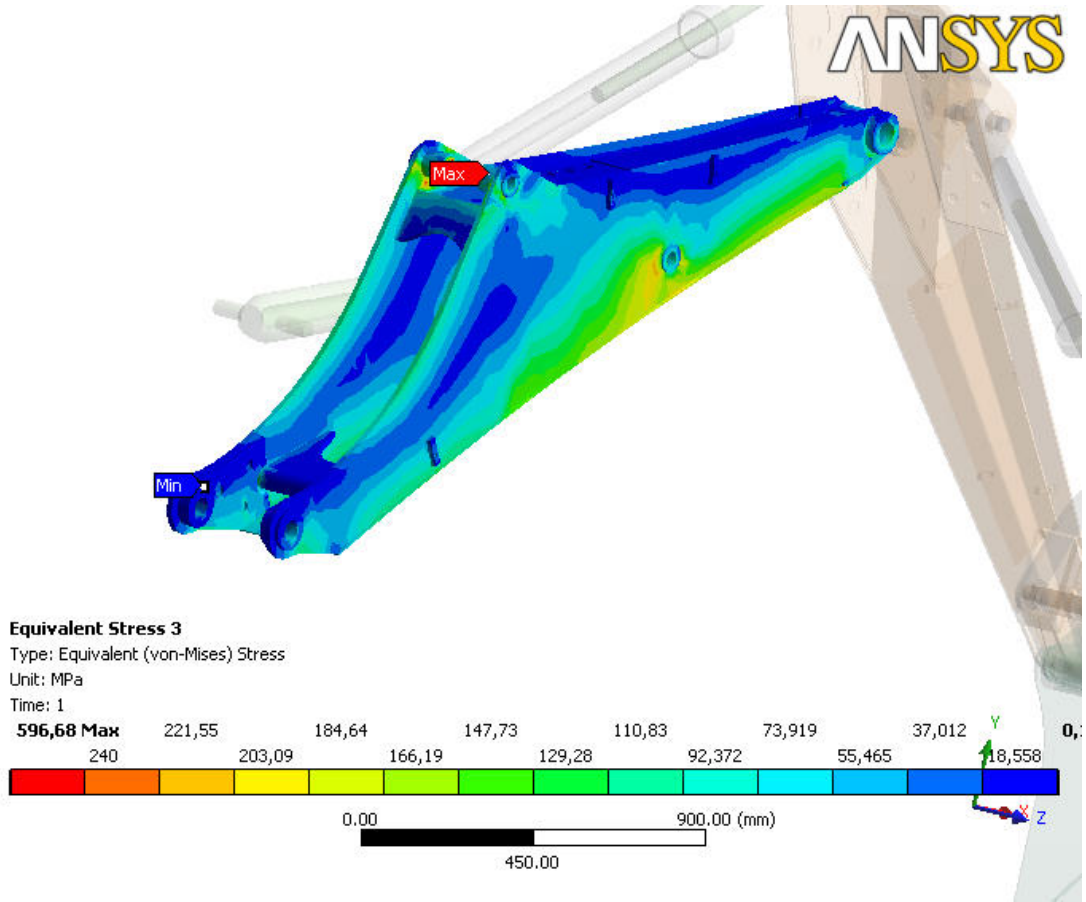
Şekil.4.3. Sınır şartları



Şekil 4.4. Kazıcıdaki Gerilme dağılımları

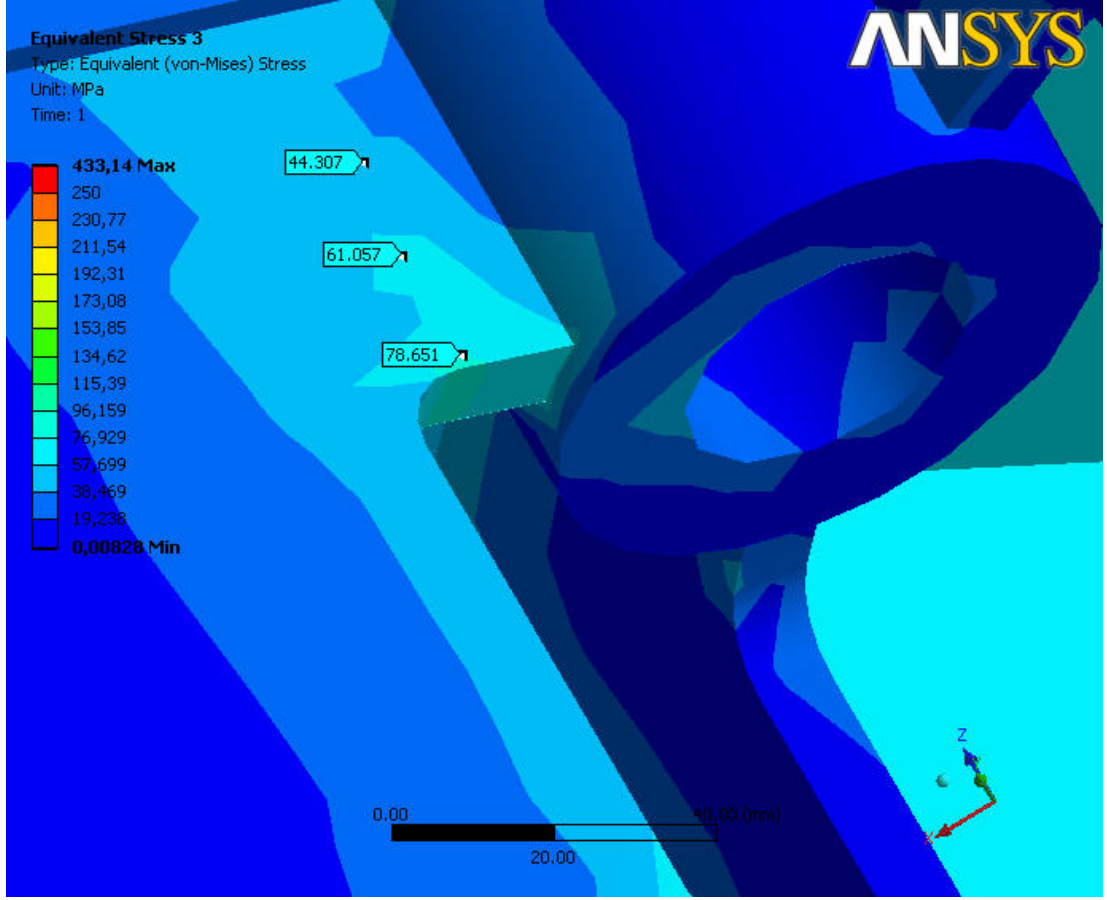


Şekil 4.5. Temel Stikteki Gerilme Dağılımları

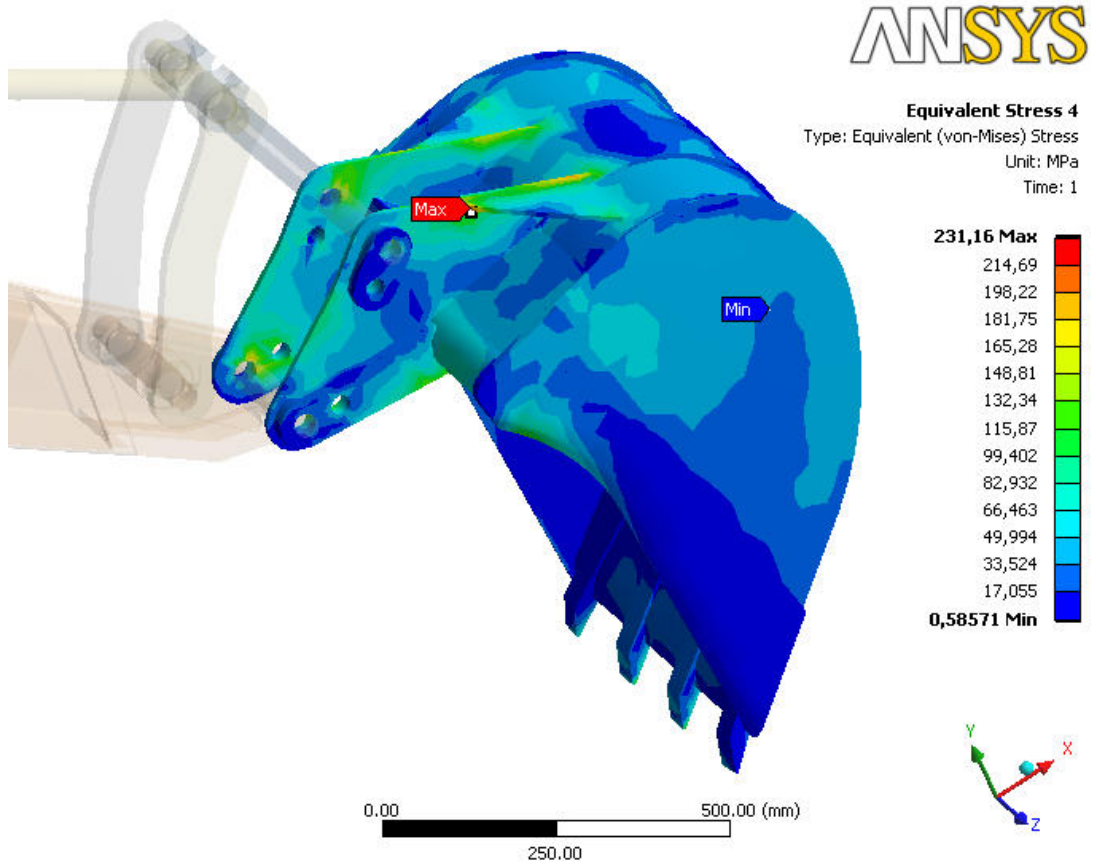


Şekil 4.6. Bomdaki gerilme dağılımları



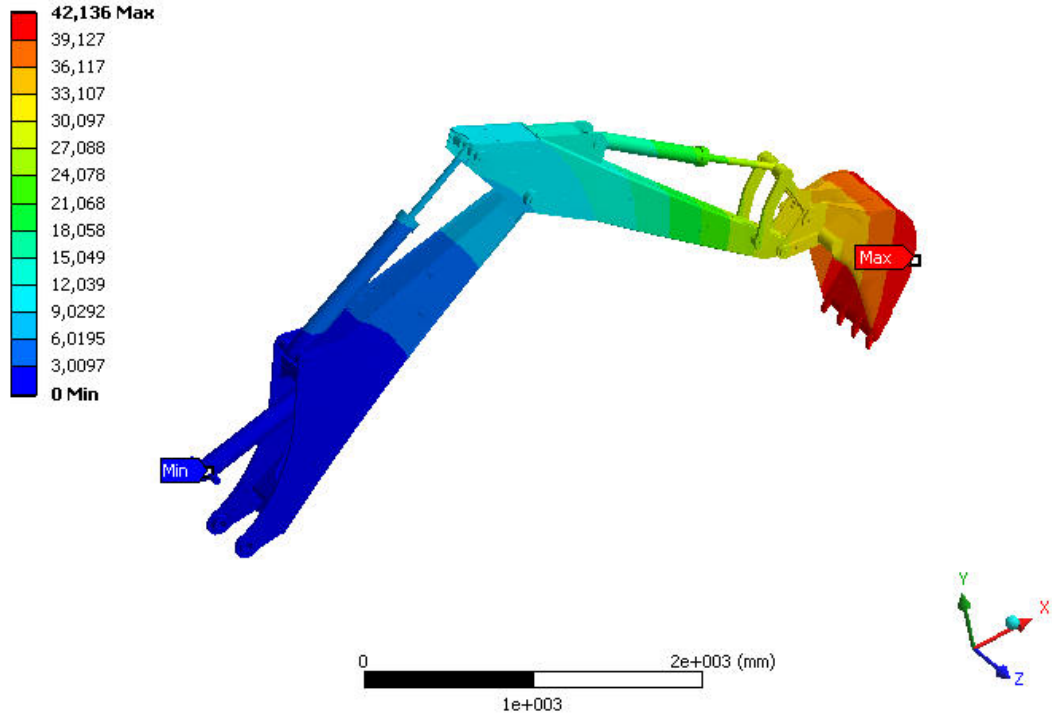


Şekil 4.7. Bom piston bağlantı yatağında ve destek plaklarında iyileştirme sonucu oluşan gerilme dağılımları



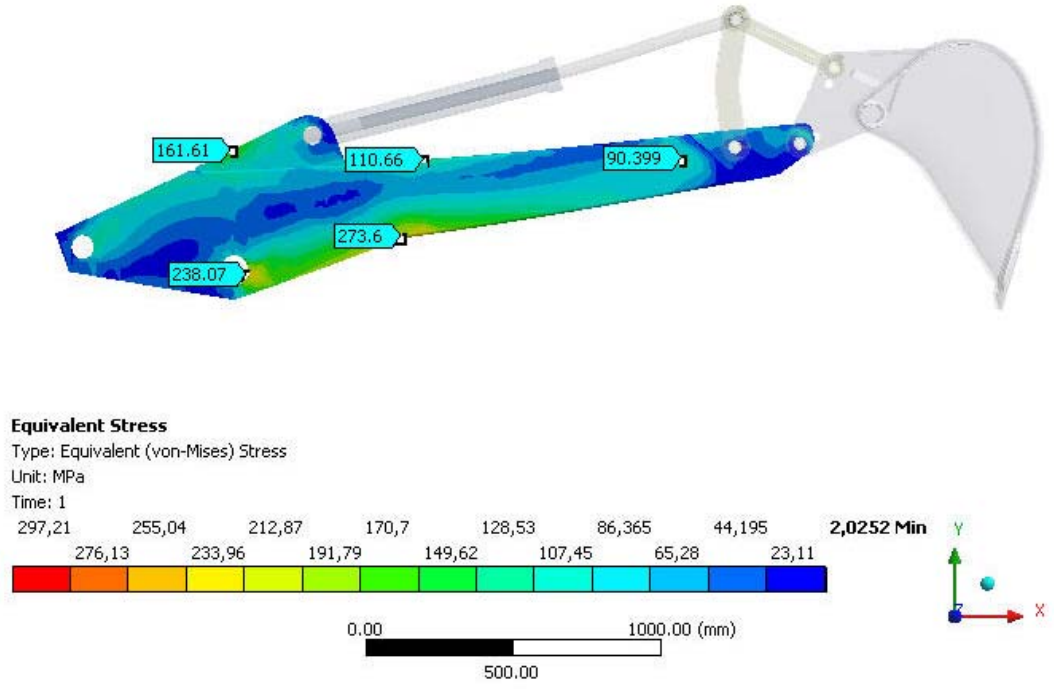
Şekil.4.8. Kepçedeki Gerilme Dağılımları

**Total Deformation**  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1

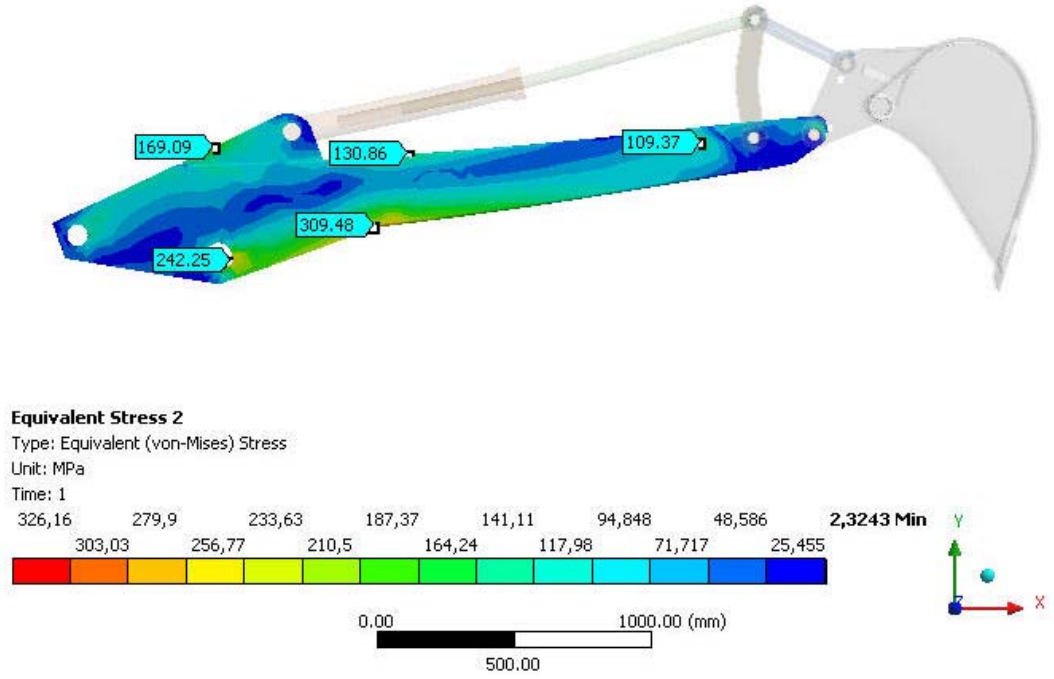


Şekil 4.9. Kazıcıdaki Toplam deformasyon

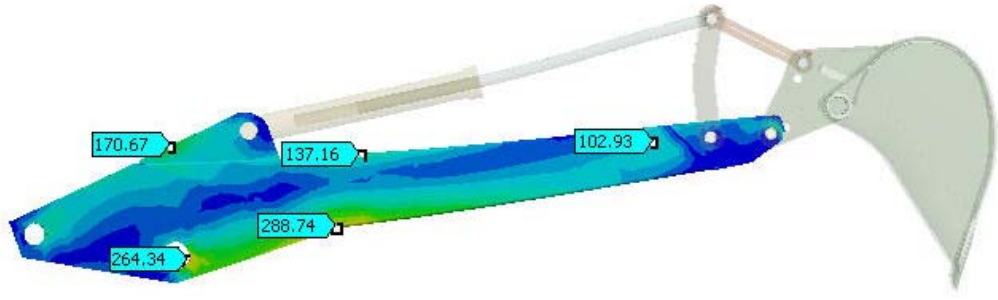
#### 4.1.2. Uzatılmış Stiklerdeki Analiz Sonuçları



Şekil 4.10. Temel Desteksiz Stiktaki Gerilme Dağılımları



Şekil 4.11. 250mm uzatılmış TA1 deki gerilme dağılımları



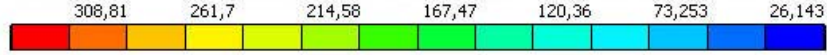
**Equivalent Stress**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

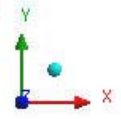
Time: 1

**332,36 Max**      238,14      191,03      143,92      96,808      49,698      **2,5875 Min**

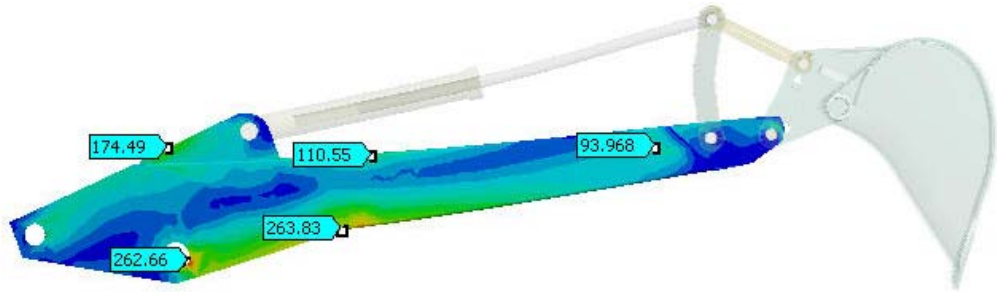


0.00      1000.00 (mm)

500.00



Şekil 4.12. 250mm uzatılmış TA2 deki gerilme dağılımları



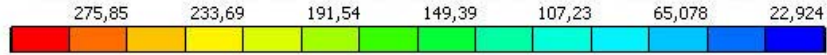
**Equivalent Stress**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

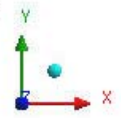
Time: 1

**296,93 Max**      212,62      170,46      128,31      86,155      44,001      **1,8472 Min**

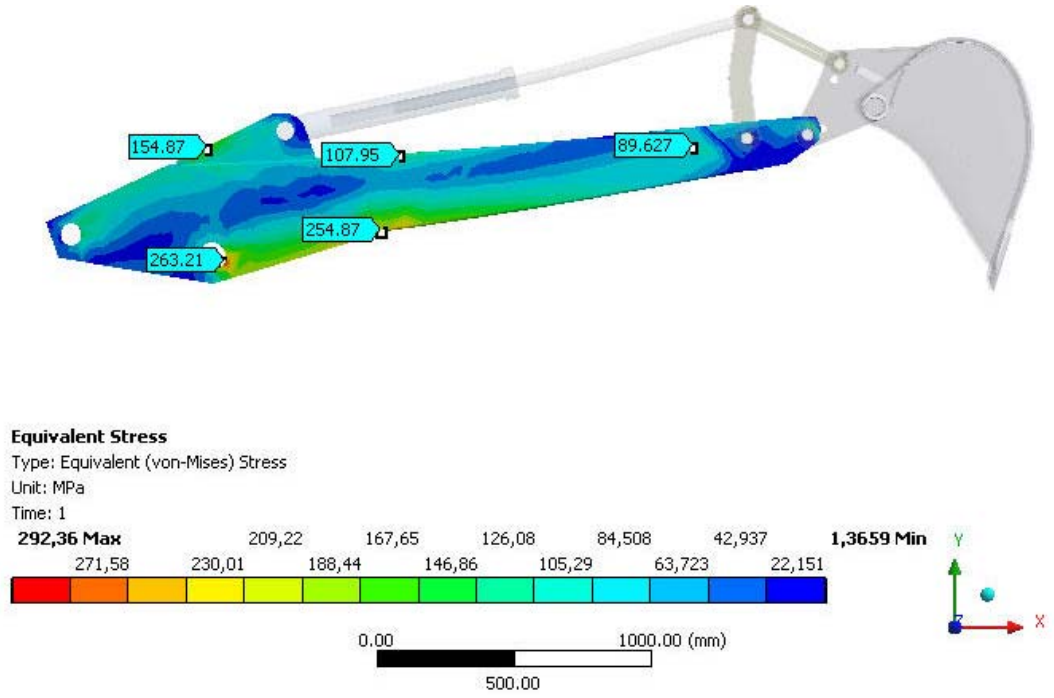


0.00      1000.00 (mm)

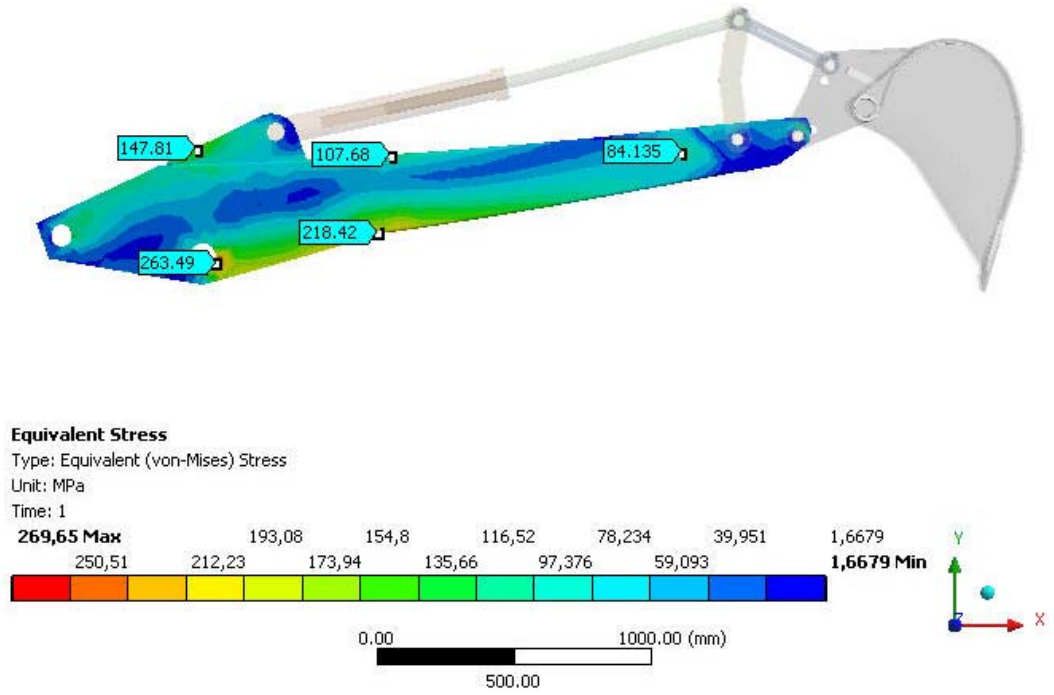
500.00



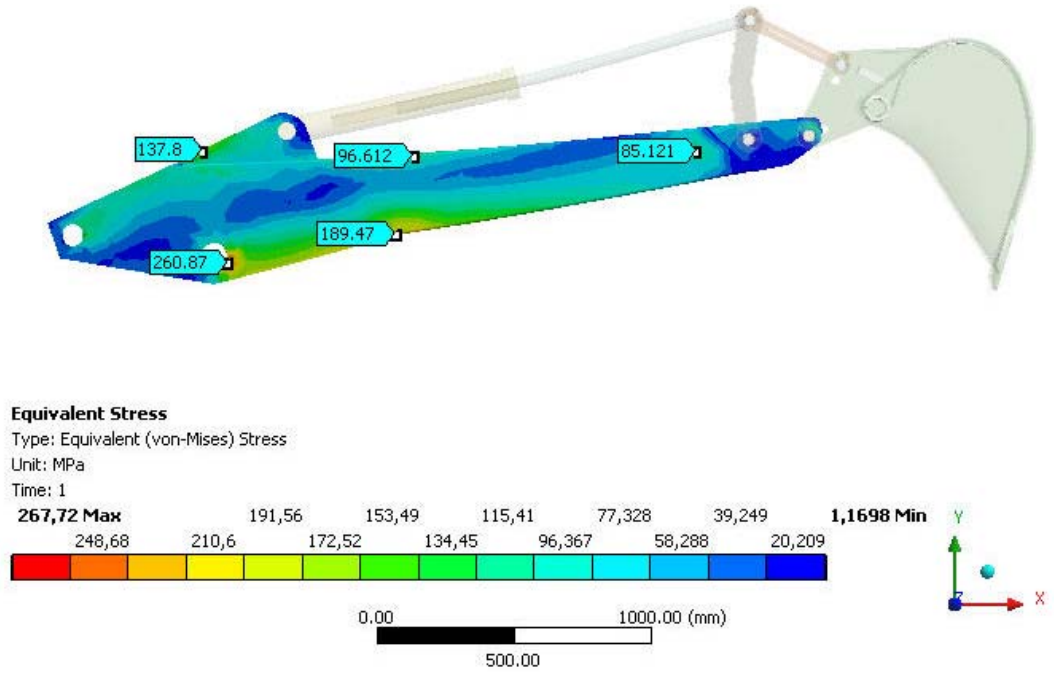
Şekil 4.13. 250mm uzatılmış TA3 deki gerilme dağılımları



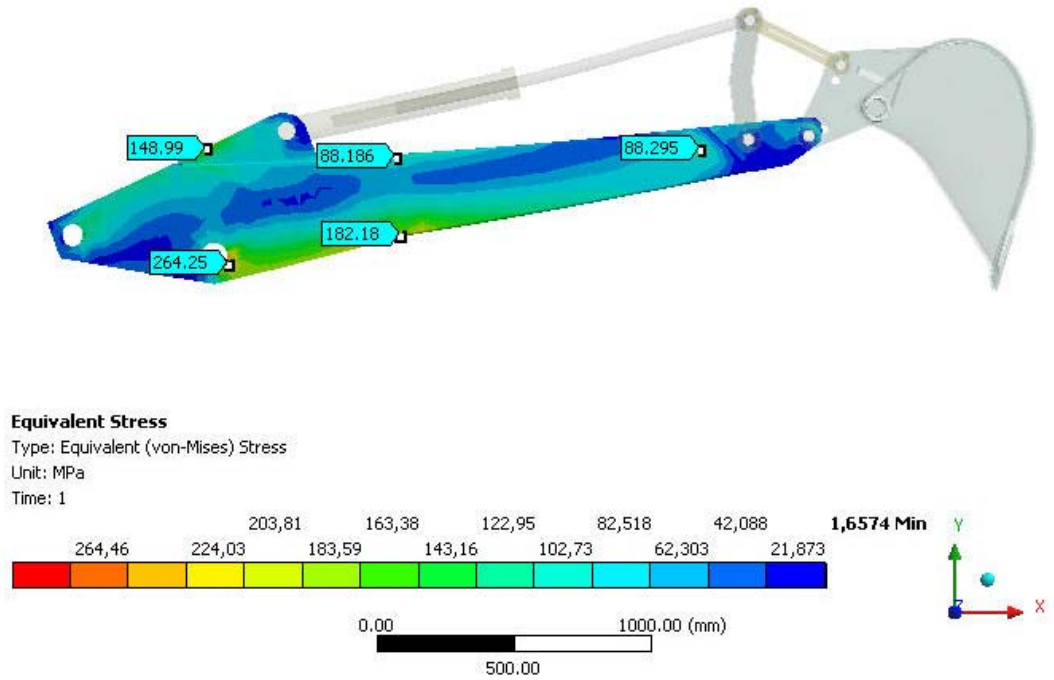
Şekil 4.14. 250mm uzatılmış TA4 deki gerilme dağılımları



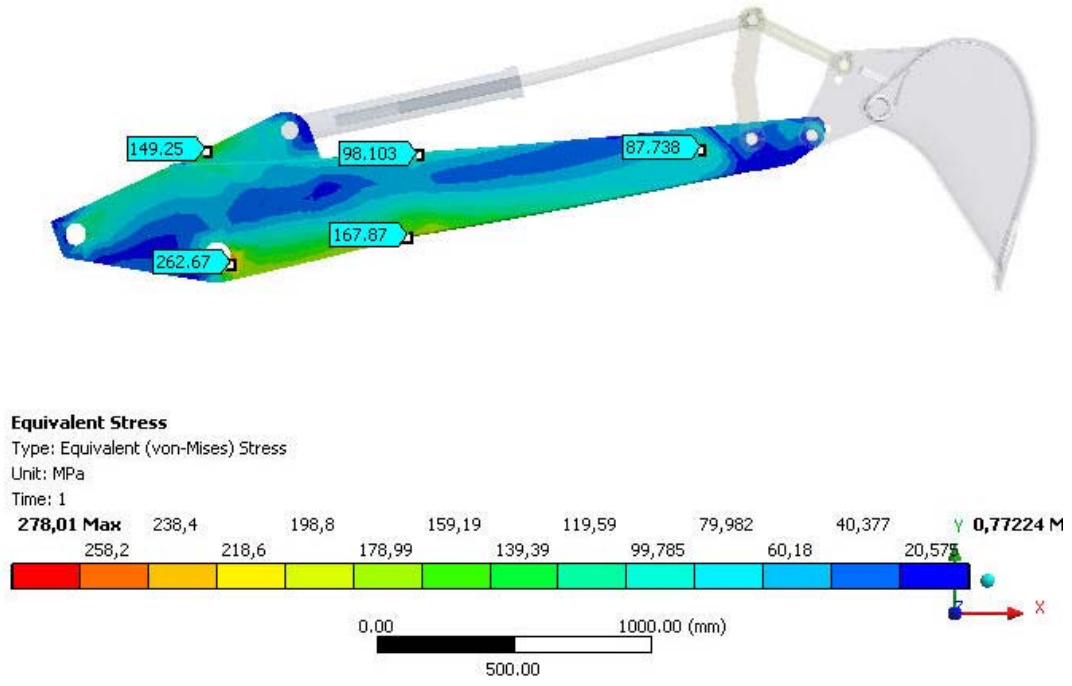
Şekil 4.15. 250mm uzatılmış TA5 deki gerilme dağılımları



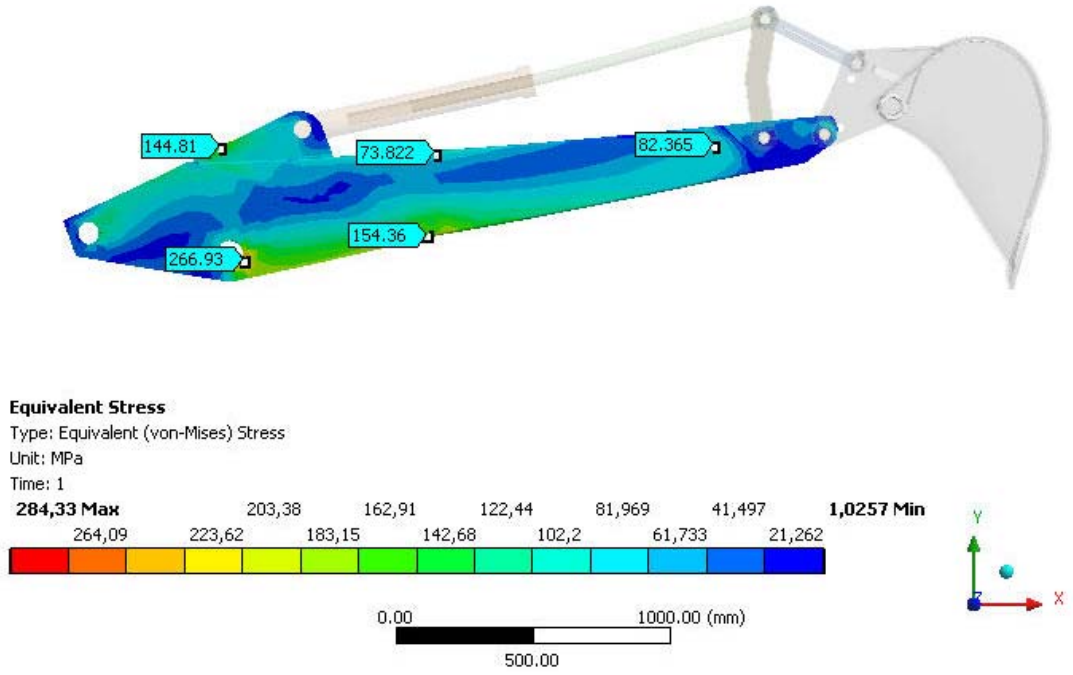
Şekil 4.16. 250mm uzatılmış TA6 daki gerilme dağılımları



Şekil 4.17. 250mm uzatılmış TA7 deki gerilme dağılımları

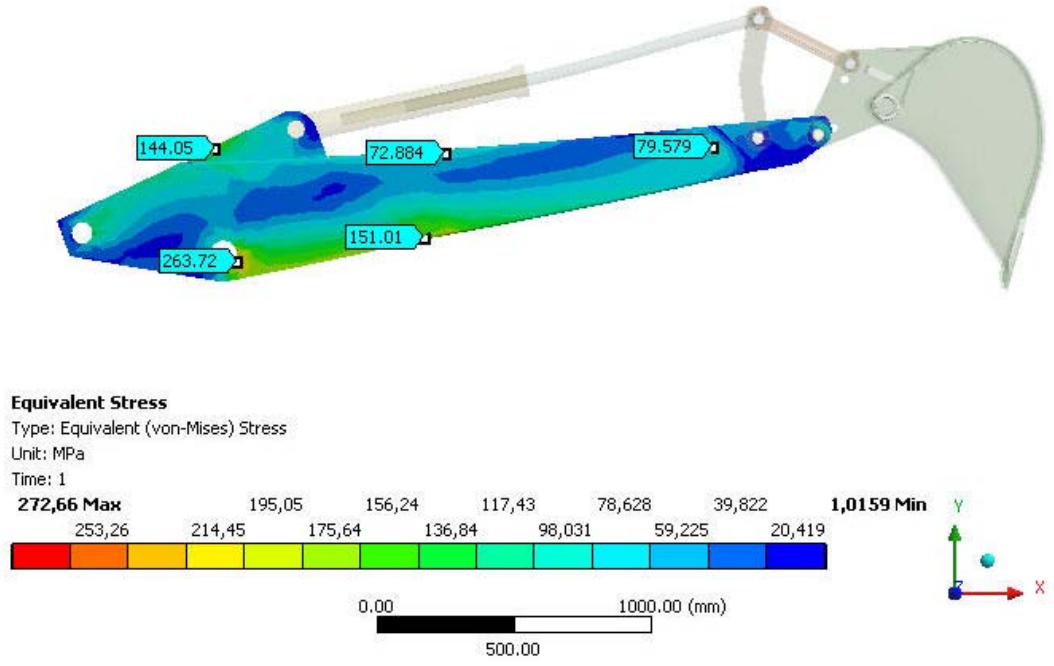


Şekil 4.18. 250mm uzatılmış TA8 deki gerilme dağılımları

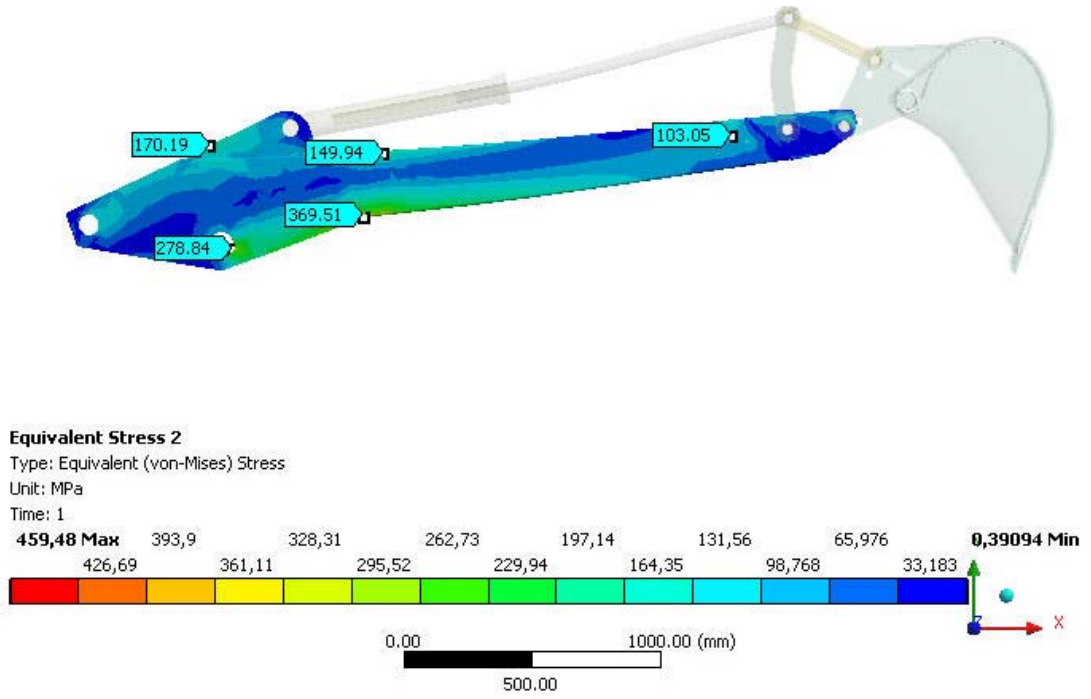


Şekil 4.19. 250mm uzatılmış TA9 daki gerilme dağılımları

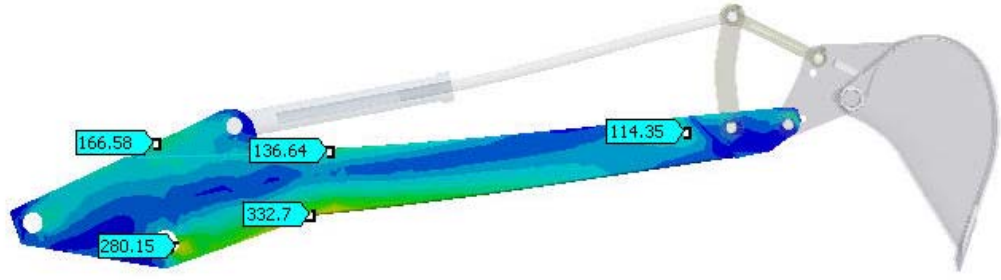




Şekil 4.20. 250mm uzatılmış TA10 daki gerilme dağılımları



Şekil 4.21. 500mm uzatılmış TA1 daki gerilme dağılımları



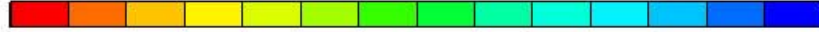
**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

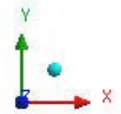
Time: 1

**377,33 Max**      270      216,33      162,66      108,99      55,321      1,6526  
 350,5      296,83      243,16      189,49      135,82      82,155      **1,6526 Min**

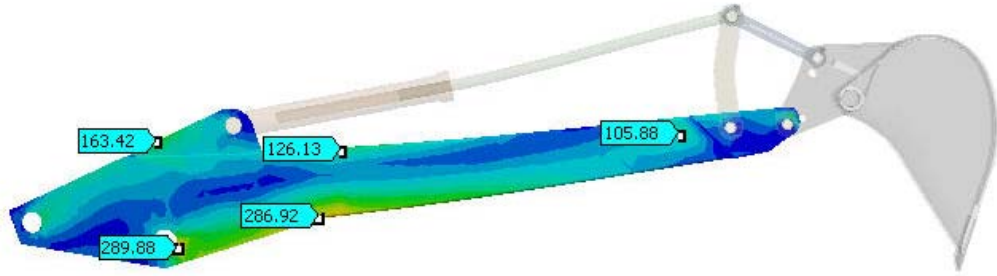


0.00      1000.00 (mm)

500.00



Şekil 4.22. 500mm uzatılmış TA2 deki gerilme dağılımları



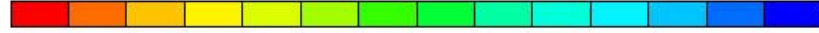
**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

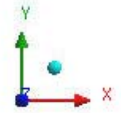
Time: 1

310,09      238,76      191,21      143,66      96,112      48,561      **1,011 Min**  
 262,54      214,99      167,44      119,89      72,337      24,786

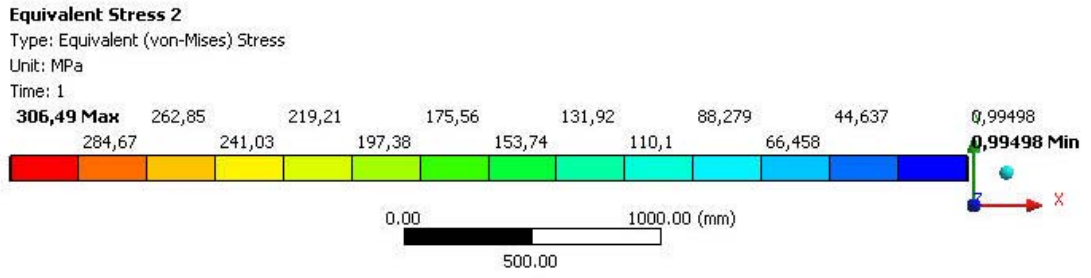
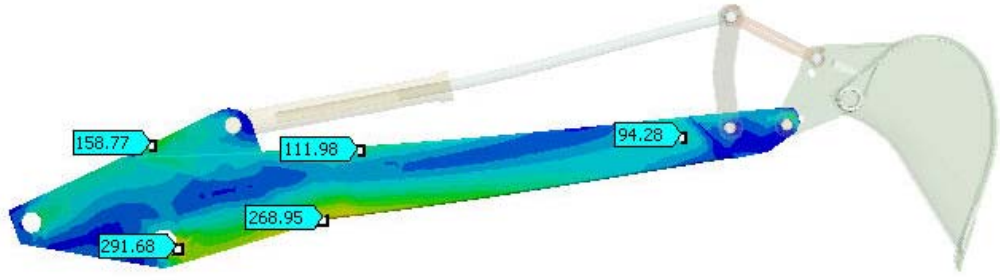


0.00      1000.00 (mm)

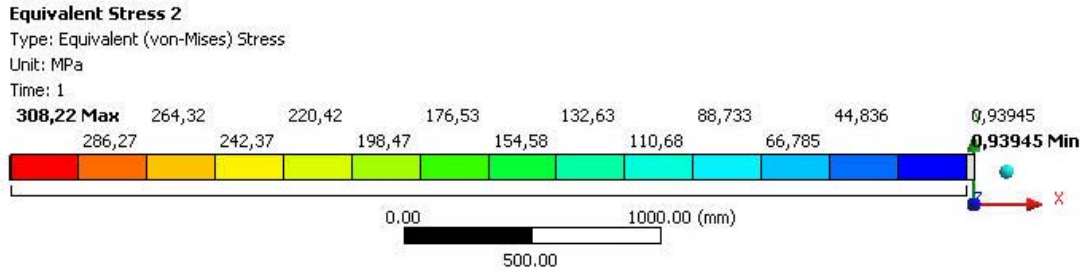
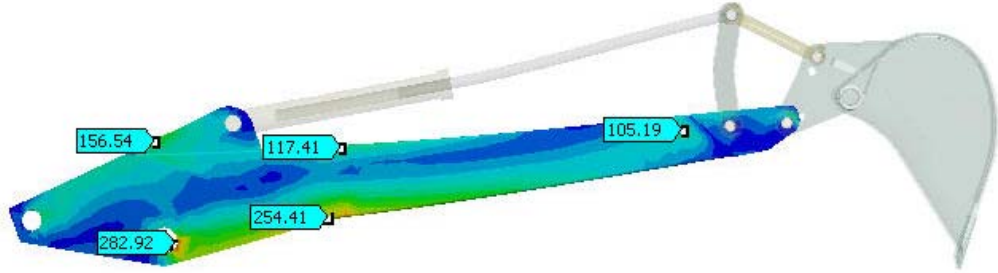
500.00



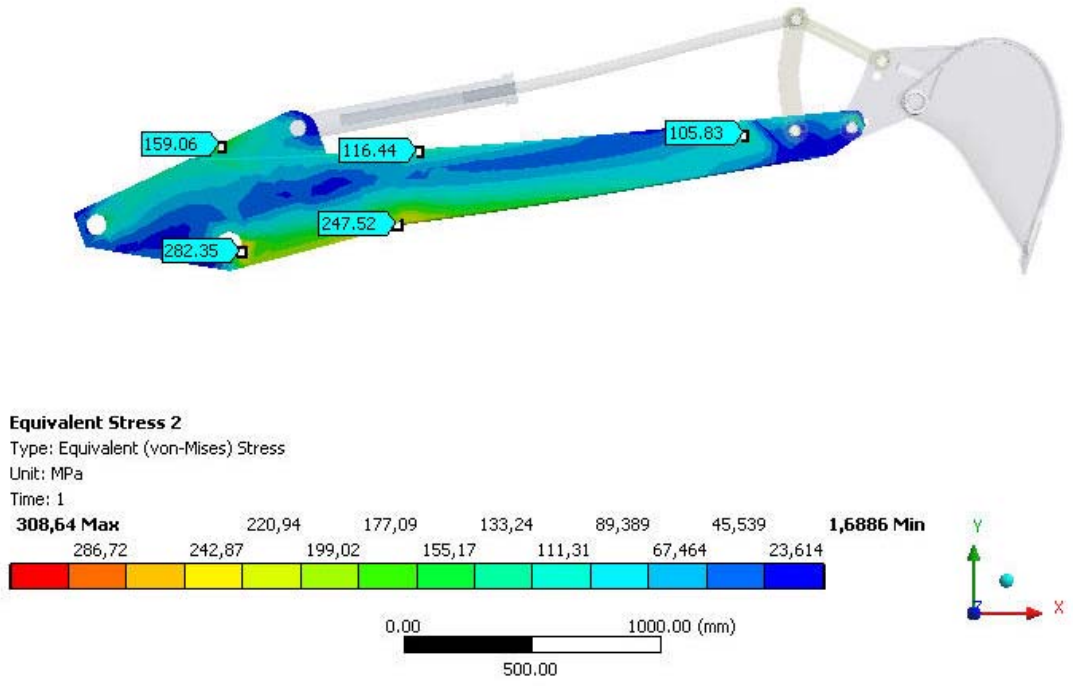
Şekil 4.23. 500mm uzatılmış TA3 deki gerilme dağılımları



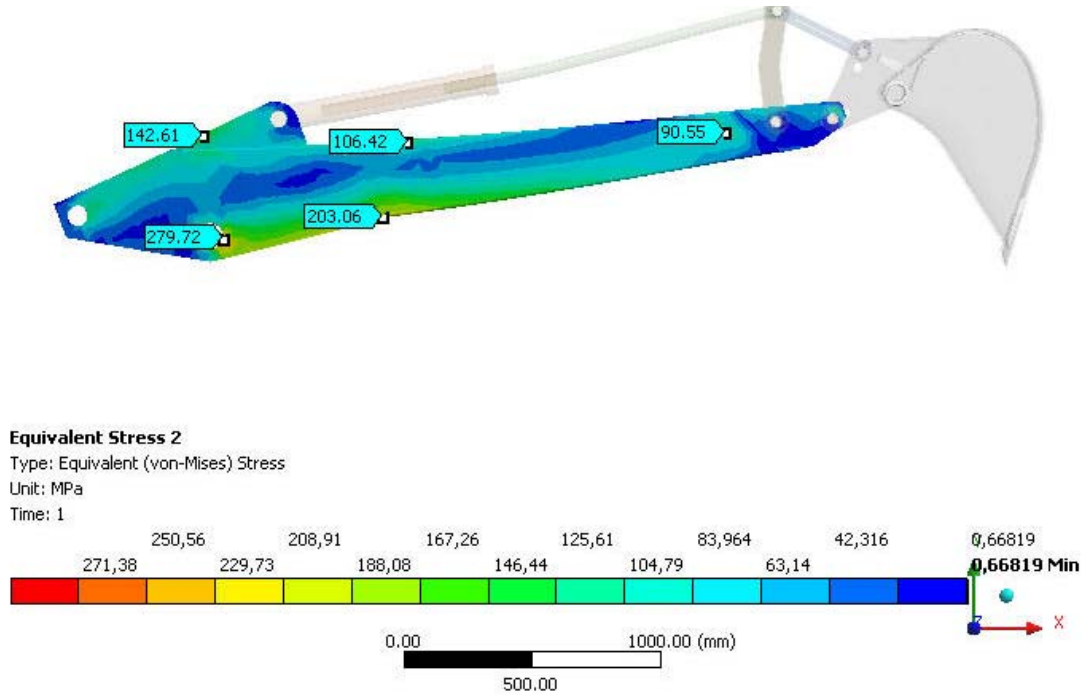
Şekil 4.24. 500mm uzatılmış TA4 deki gerilme dağılımları



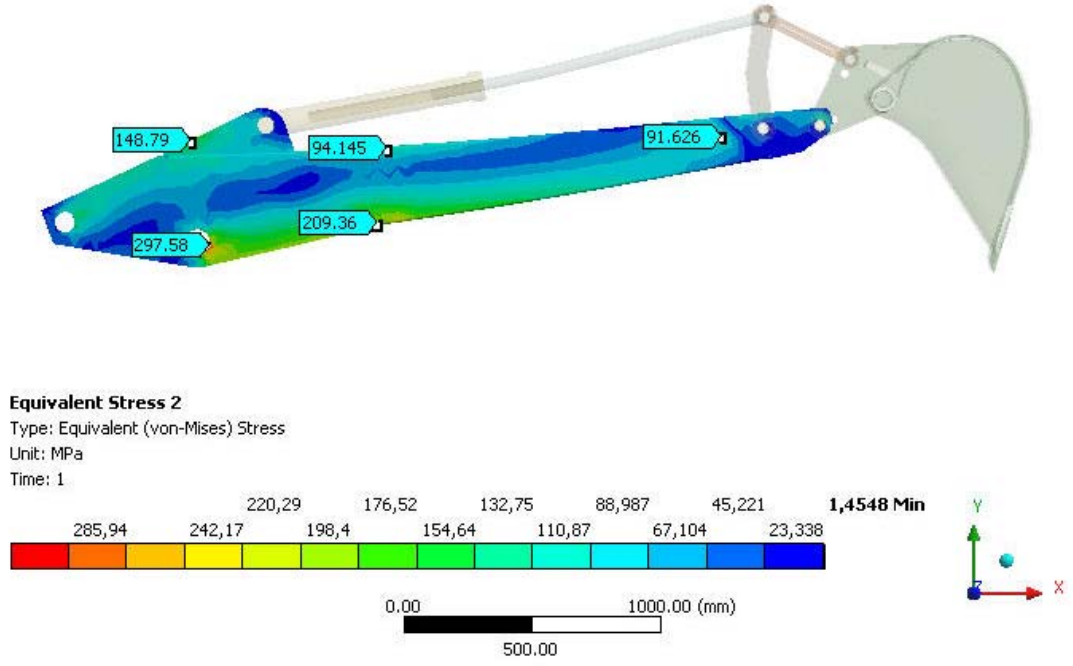
Şekil 4.25. 500mm uzatılmış TA5 deki gerilme dağılımları



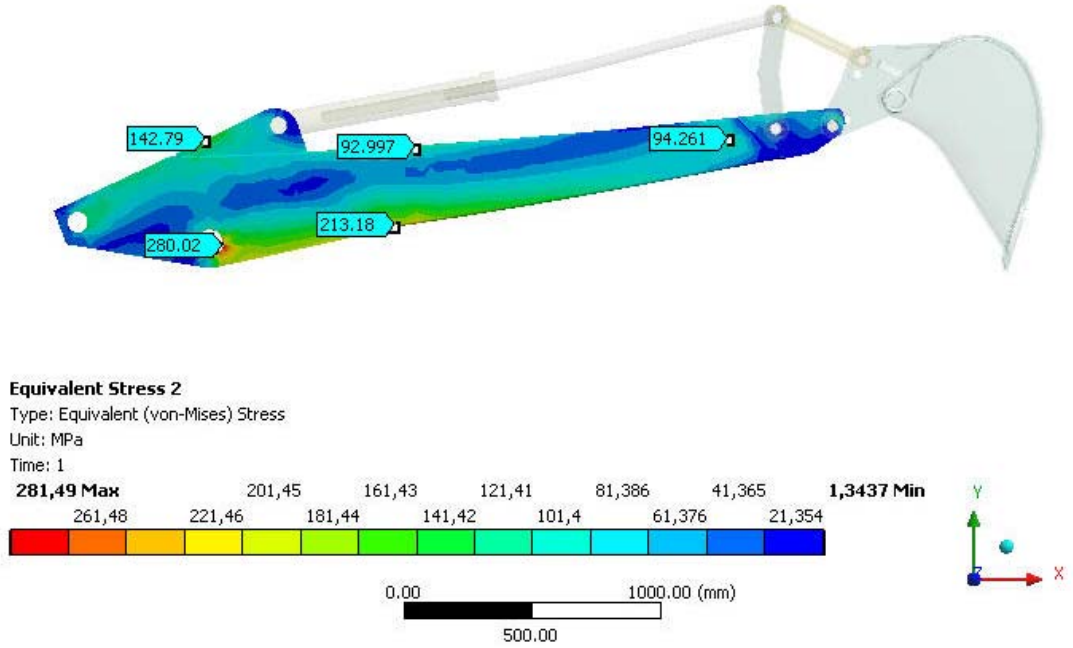
Şekil 4.26. 500mm uzatılmış TA6 daki gerilme dağılımları



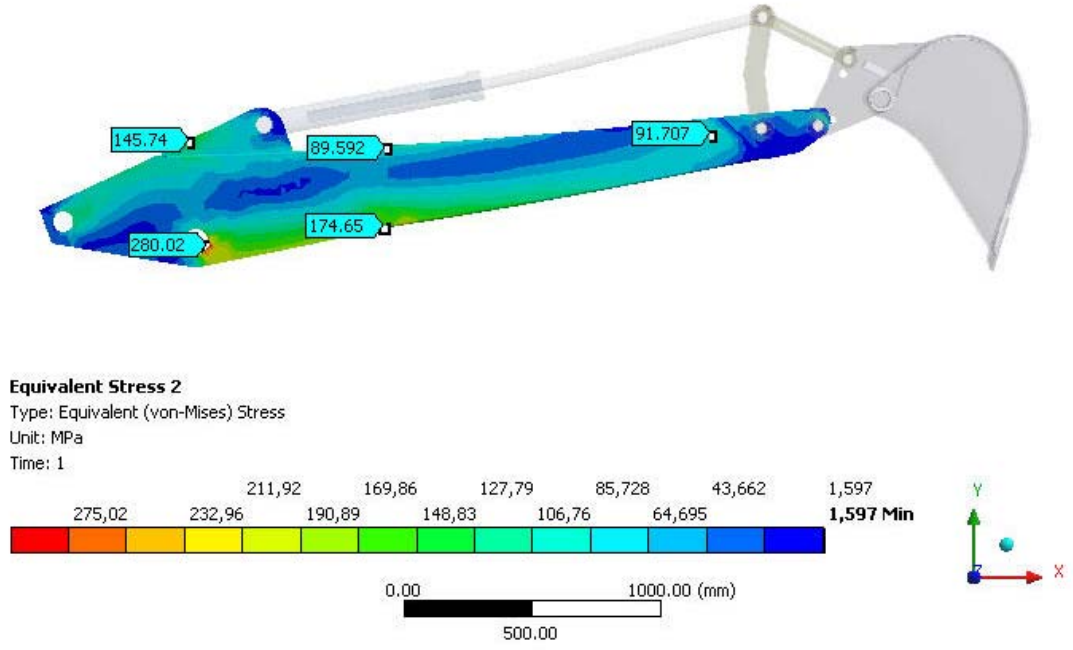
Şekil 4.27. 500mm uzatılmış TA7 deki gerilme dağılımları



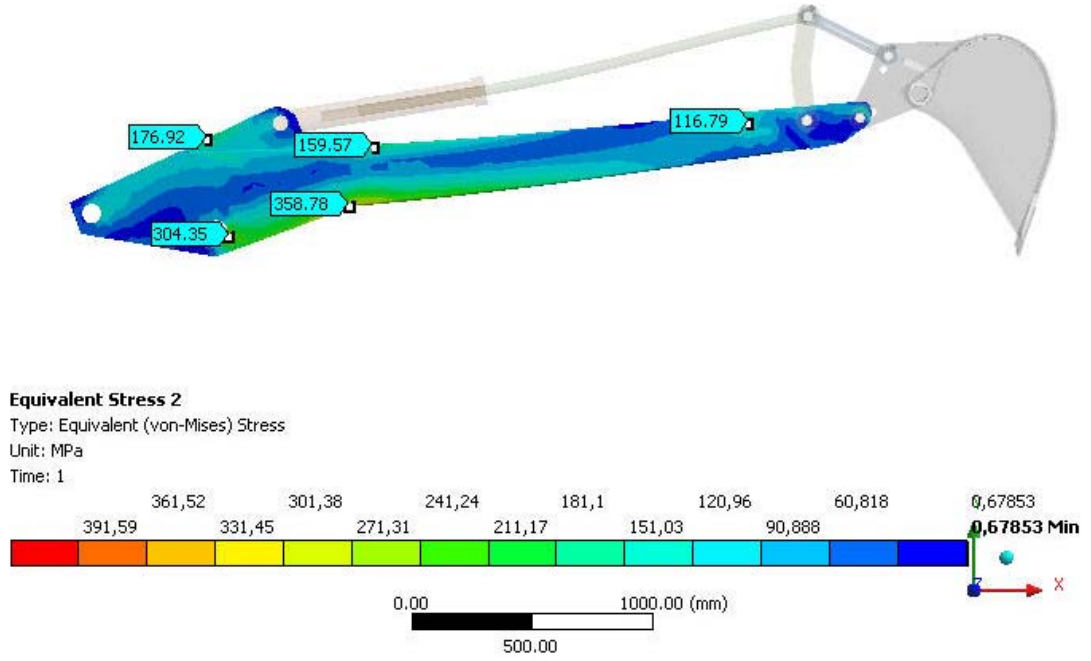
Şekil 4.28. 500mm uzatılmış TA8 deki gerilme dağılımları



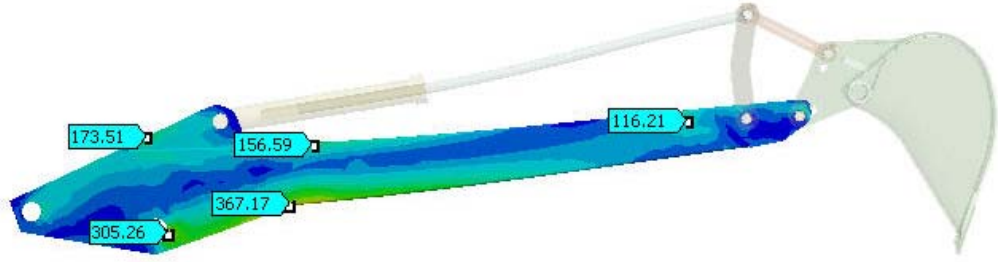
Şekil 4.29. 500mm uzatılmış TA9 daki gerilme dağılımları



Şekil 4.30. 500mm uzatılmış TA10 daki gerilme dağılımları



Şekil 4.31. 7500mm uzatılmış TA1 daki gerilme dağılımları



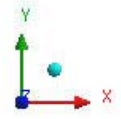
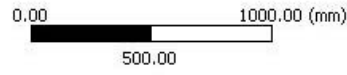
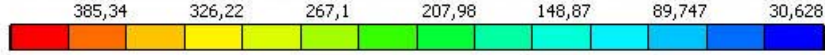
**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

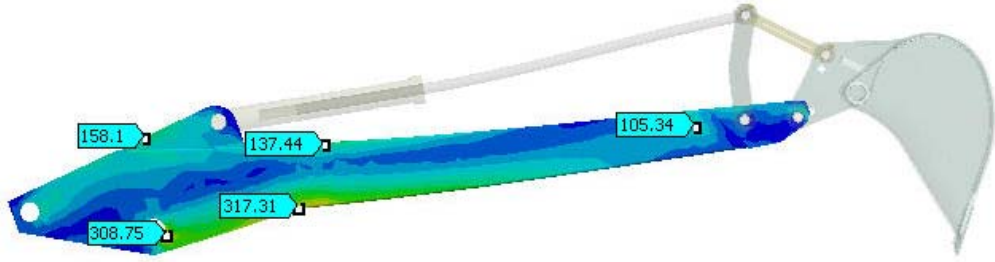
Unit: MPa

Time: 1

414,9 Max 355,78 296,66 237,54 178,43 119,31 60,188 1,0689 Min



Şekil 4.32. 750mm uzatılmış TA2 deki gerilme dağılımları



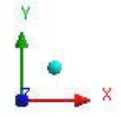
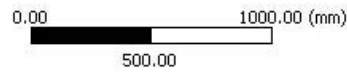
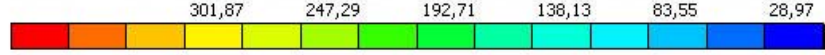
**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

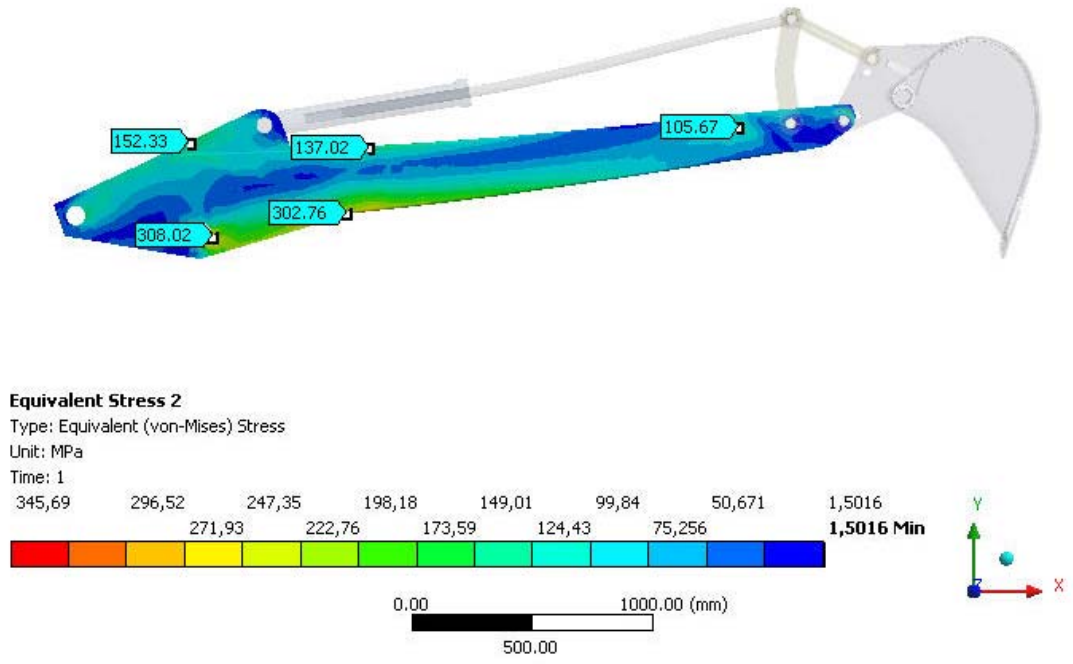
Unit: MPa

Time: 1

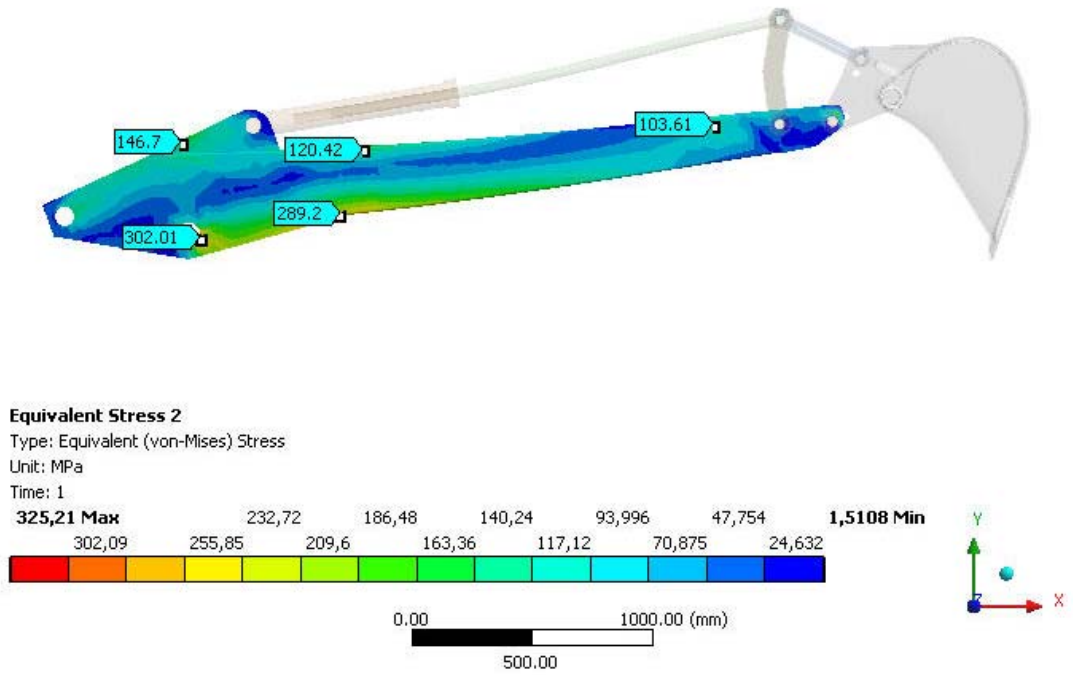
383,74 329,16 274,58 220 165,42 110,84 56,26 1,6806 Min



Şekil 4.33. 750mm uzatılmış TA3 deki gerilme dağılımları

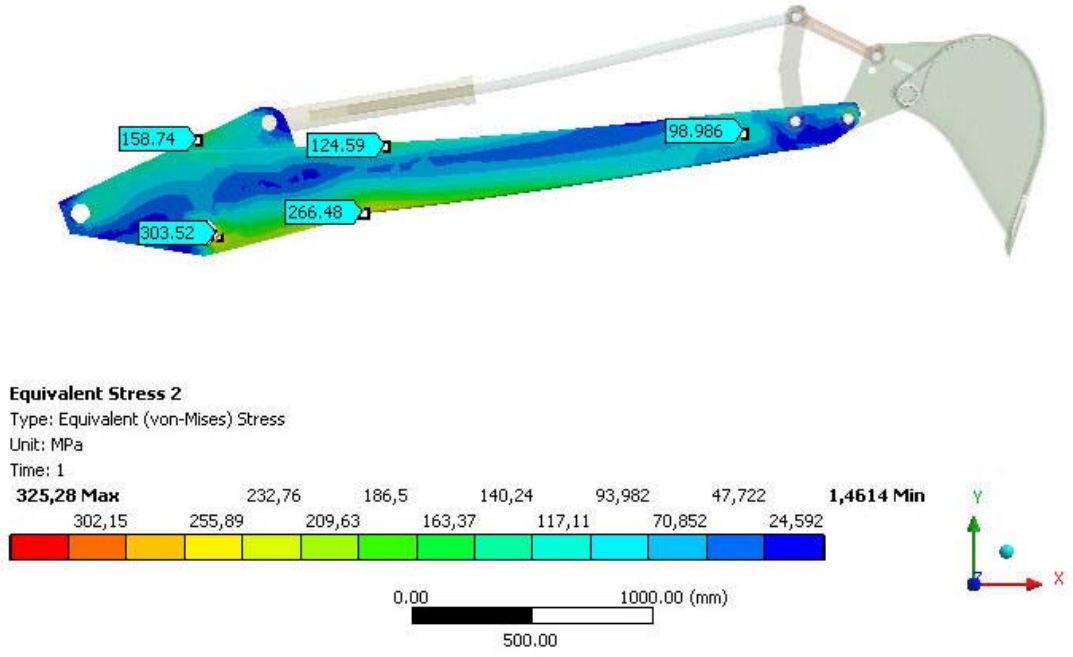


Şekil 4.34. 750mm uzatılmış TA4 deki gerilme dağılımları

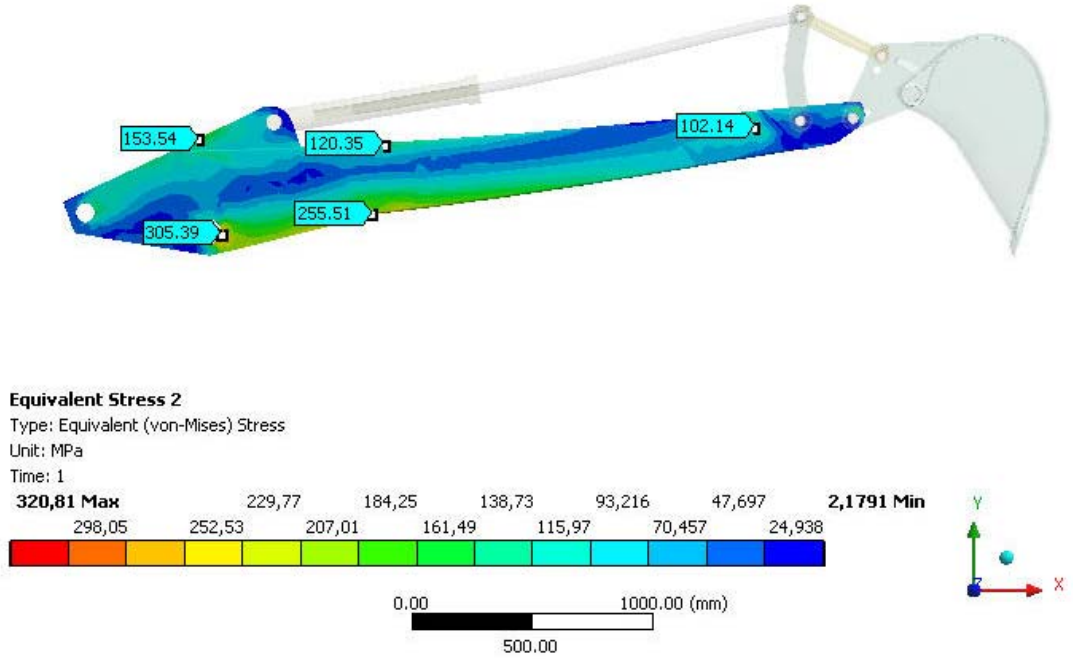


Şekil 4.35. 750mm uzatılmış TA5 deki gerilme dağılımları

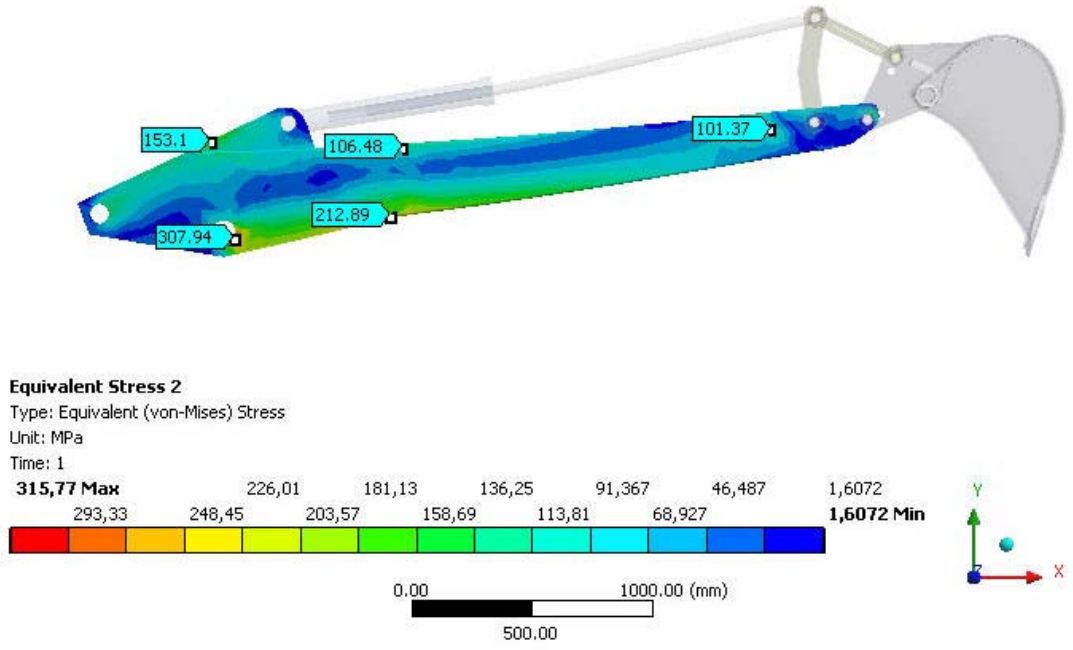




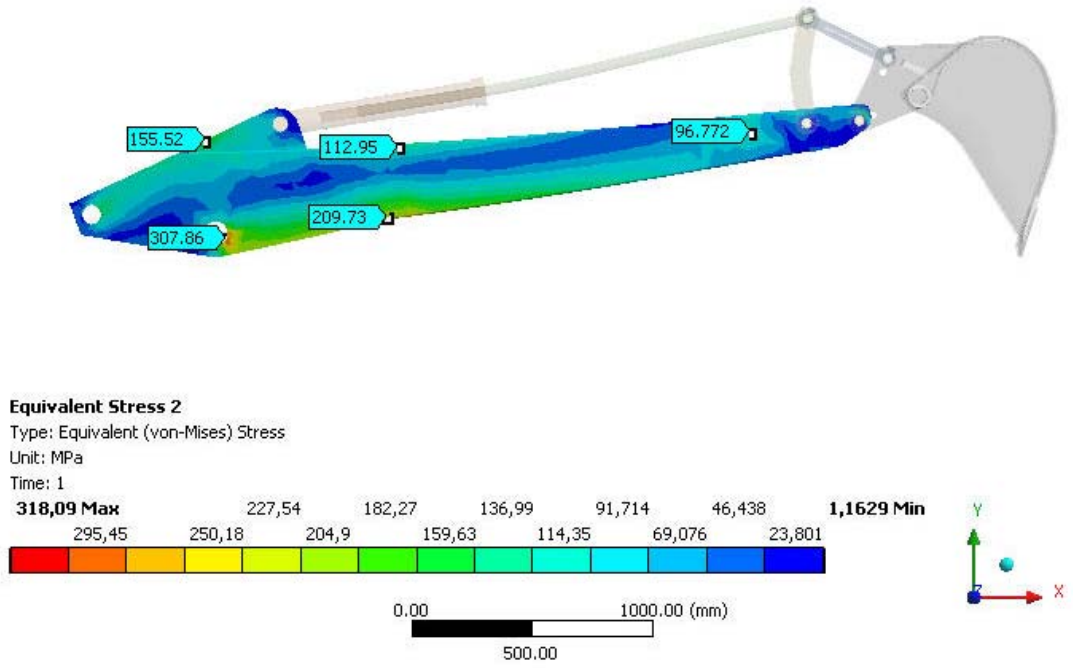
Şekil 4.36. 750mm uzatılmış TA6 daki gerilme dağılımları



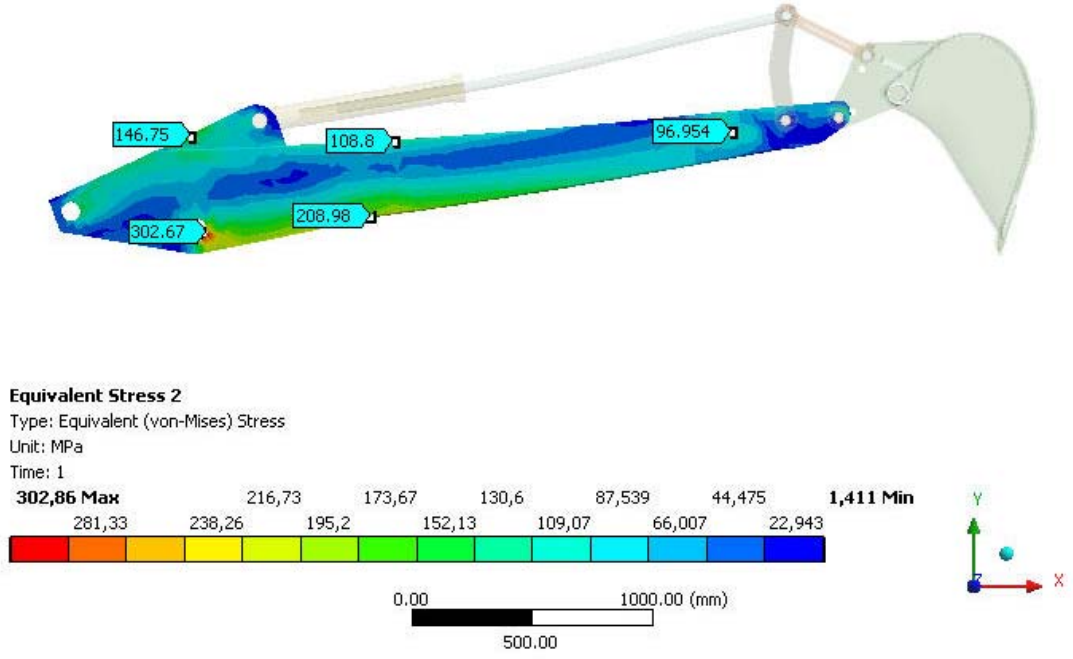
Şekil 4.37. 750mm uzatılmış TA7 daki gerilme dağılımları



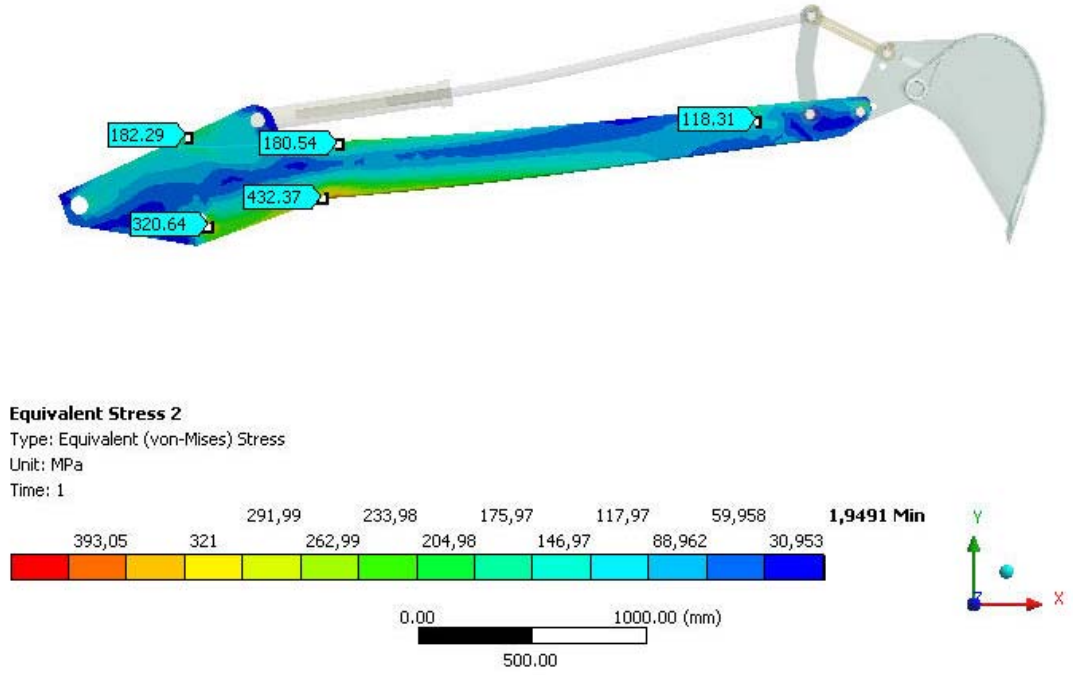
Şekil 4.38. 750mm uzatılmış TA8 deki gerilme dağılımları



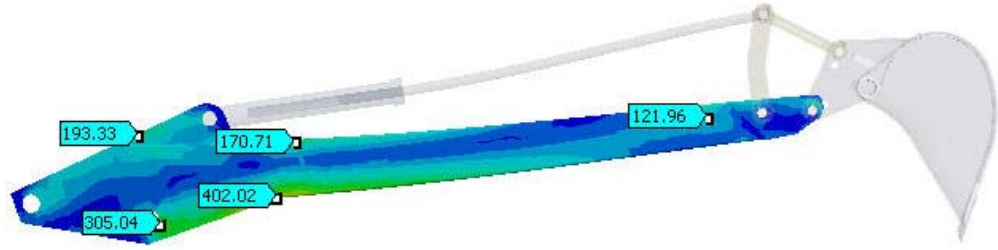
Şekil 4.39. 750mm uzatılmış TA9 daki gerilme dağılımları



Şekil 4.40. 750mm uzatılmış TA10 daki gerilme dağılımları



Şekil 4.41. 1000mm uzatılmış TA1 daki gerilme dağılımları



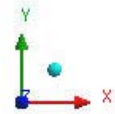
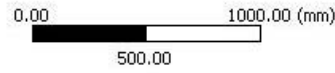
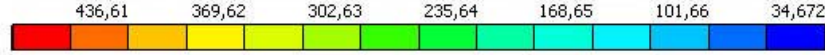
**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

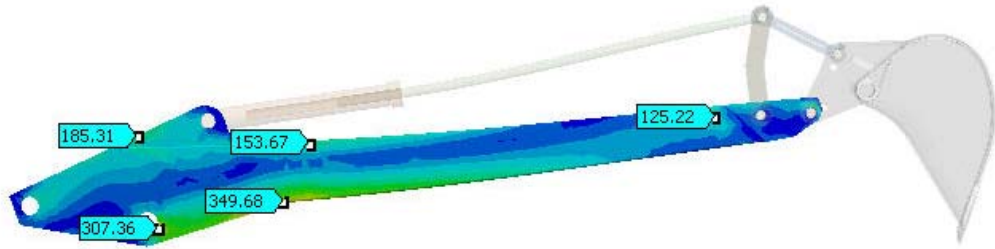
Unit: MPa

Time: 1

**470,1 Max** 403,11 336,12 269,13 202,14 135,16 68,167 **1,1775 Min**



Şekil 4.42. 1000mm uzatılmış TA2 deki gerilme dağılımları



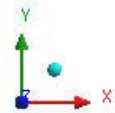
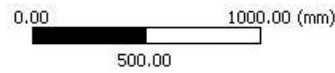
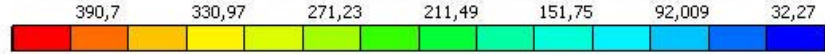
**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

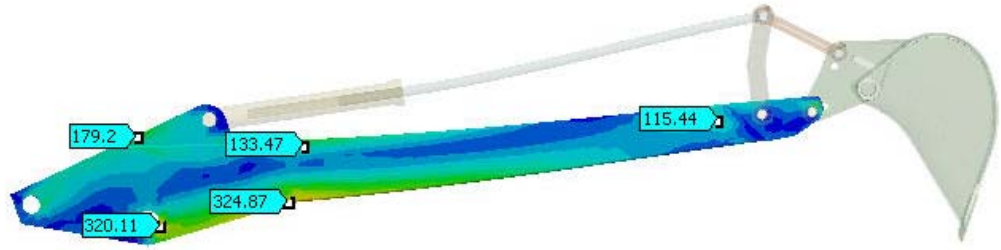
Unit: MPa

Time: 1

**420,57 Max** 390,7 330,97 301,1 271,23 241,36 211,49 181,62 151,75 121,88 92,009 62,139 **2,4003 Min**



Şekil 4.43. 1000mm uzatılmış TA3 deki gerilme dağılımları



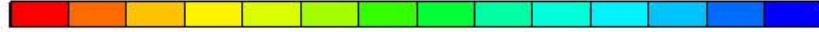
**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

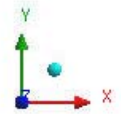
Time: 1

**363,33 Max**      259,86      208,12      156,38      104,64      52,903      1,1651  
 337,46      285,72      233,99      182,25      130,51      78,772      **1,1651 Min**

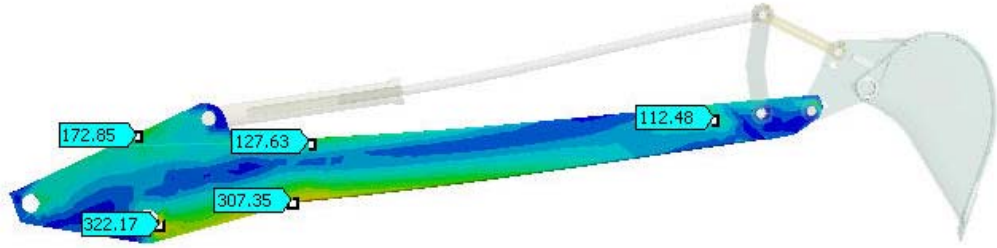


0.00      1000.00 (mm)

500.00



Şekil 4.44. 1000mm uzatılmış TA4 deki gerilme dağılımları



**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

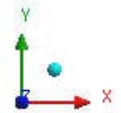
Time: 1

**343,63 Max**      246,13      197,38      148,64      99,887      51,14      2,3918 Min  
 319,25      270,5      221,76      173,01      124,26      75,514      26,766

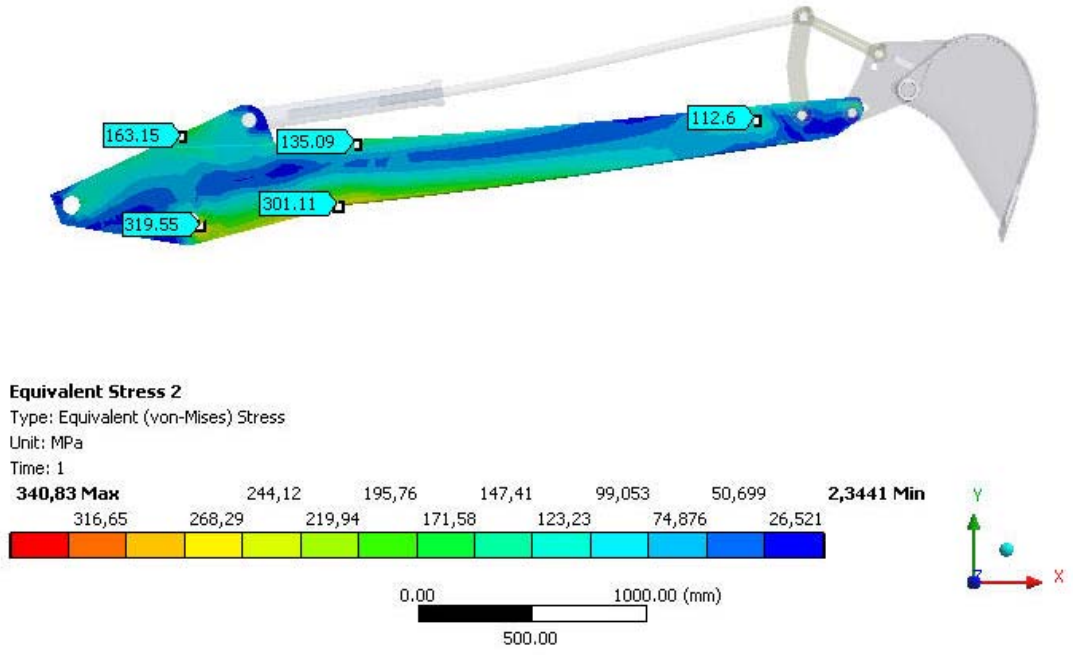


0.00      1000.00 (mm)

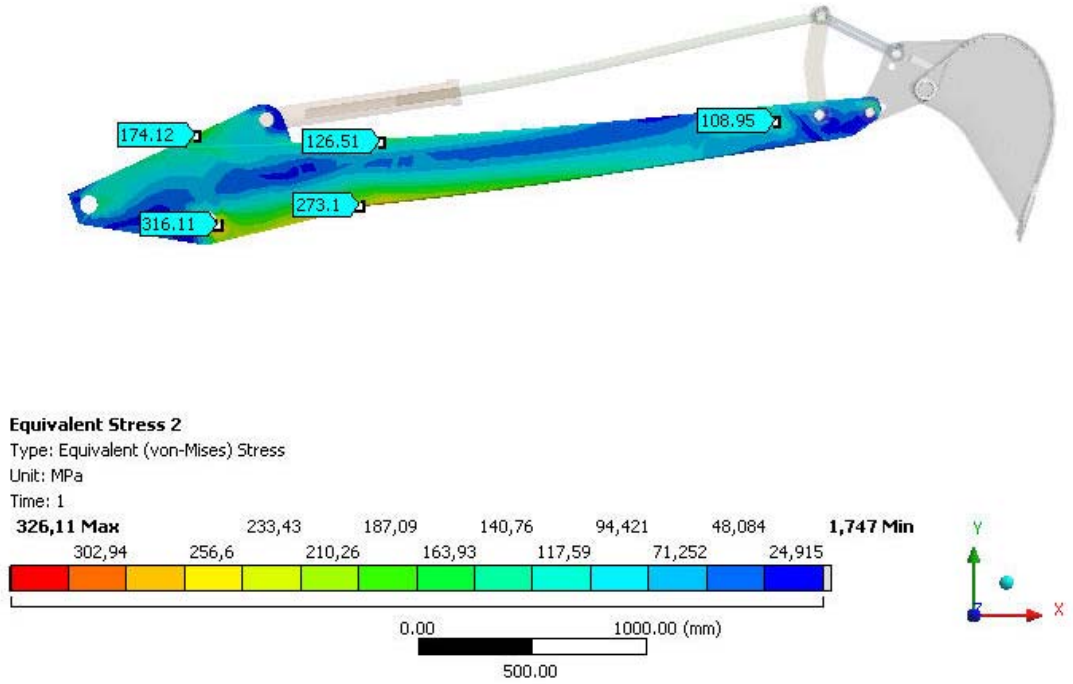
500.00



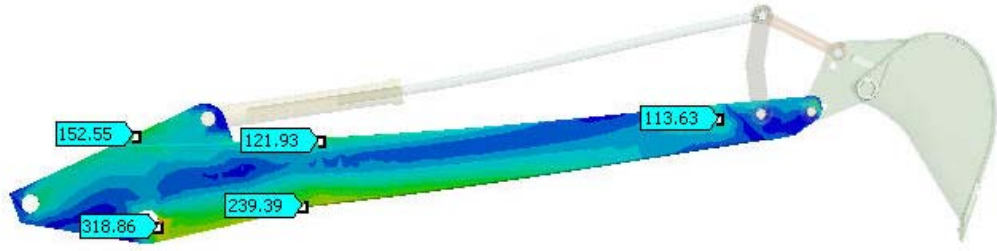
Şekil 4.45. 1000mm uzatılmış TA5 deki gerilme dağılımları



Şekil 4.46. 1000mm uzatılmış TA6 daki gerilme dağılımları



Şekil 4.47. 1000mm uzatılmış TA7 daki gerilme dağılımları



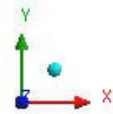
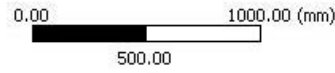
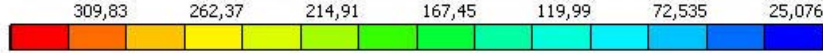
**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

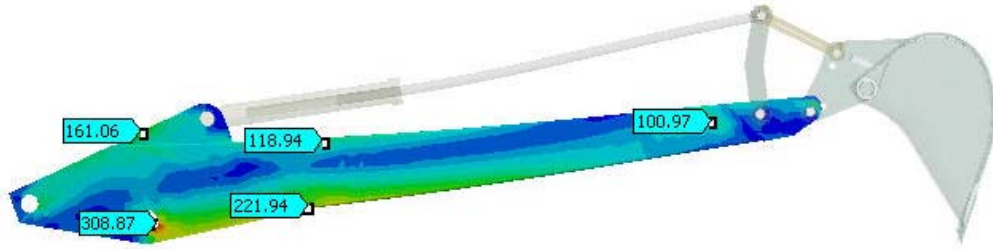
Unit: MPa

Time: 1

**333,56 Max**      238,64      191,18      143,72      96,264      48,806      **1,3472 Min**



Şekil 4.48. 1000mm uzatılmış TA8 deki gerilme dağılımları



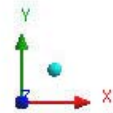
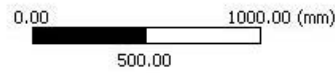
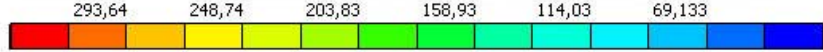
**Equivalent Stress 2**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

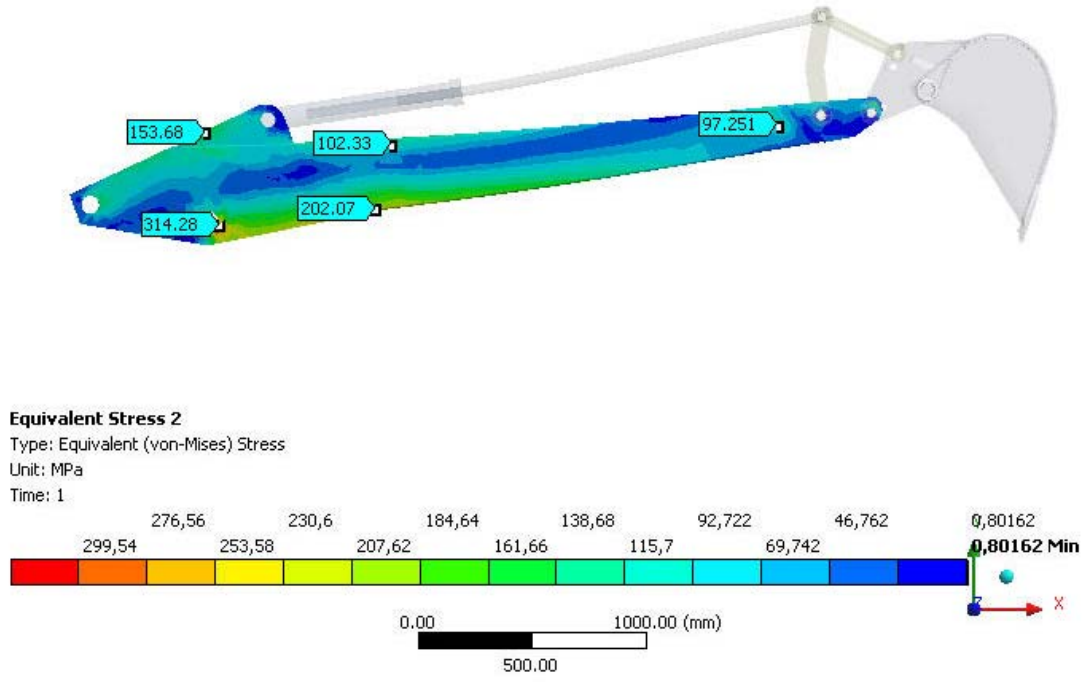
Unit: MPa

Time: 1

**316,09 Max**      226,28      181,38      136,48      91,583      46,683      **1,7821 Min**



Şekil 4.49. 1000mm uzatılmış TA9 daki gerilme dağılımları



Şekil 4.50. 1000mm uzatılmış TA10 daki gerilme dağılımları

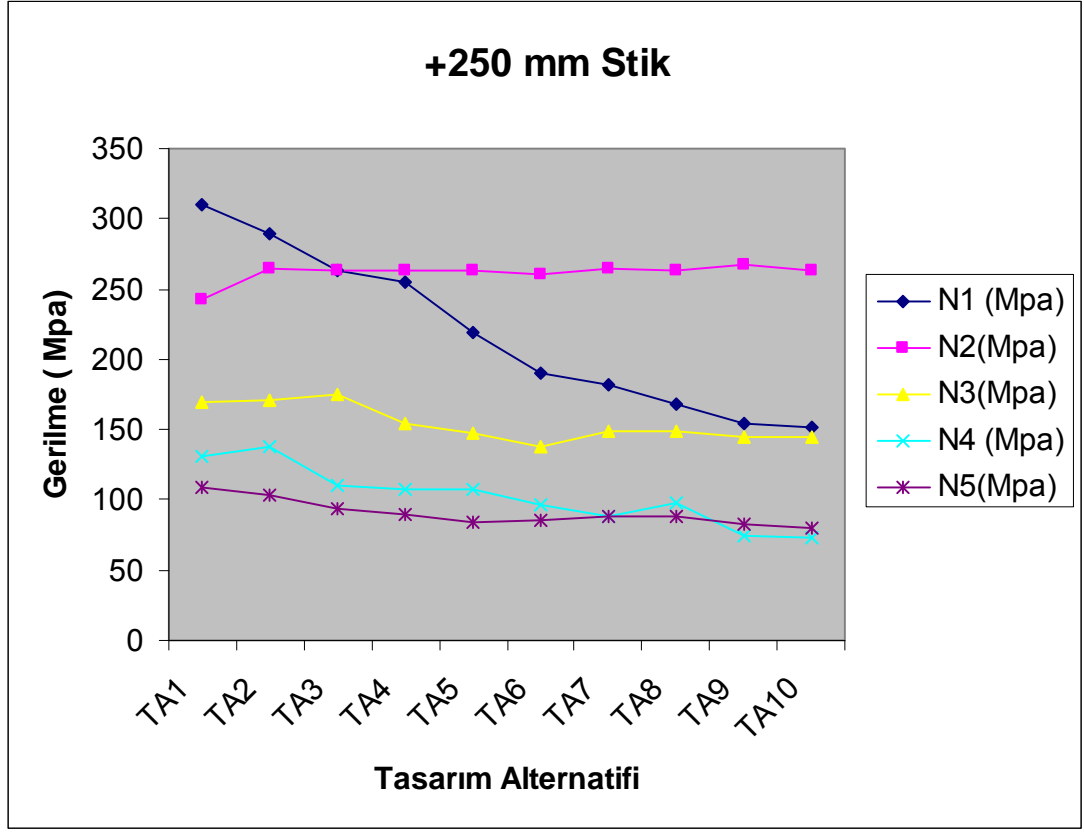
#### 4.1.3. Uzatılmış Stiklerdeki Seçilen Gerilme Noktalarındaki Gerilme Değerleri

Uzatılmış stiklerdeki gerilme noktalarındaki gerilmeler aşağıdaki tablolardadır.

Çizelge 4.1. 250 mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarındaki gerilmeler

250 mm stik						
Tasarım Alternatifi	N1 (Mpa)	N2(Mpa)	N3(Mpa)	N4 (Mpa)	N5(Mpa)	Ağırlık
TA1	309,48	242,25	169,09	130,86	109,37	162,41 kg
TA2	288,74	264,34	170,67	137,16	102,93	163,60 kg
TA3	263,83	262,66	174,49	110,55	93,97	164,78 kg
TA4	254,87	263,21	154,87	107,95	89,63	165,96 kg
TA5	218,42	263,49	147,81	107,68	84,13	167,13 kg
TA6	189,47	260,87	137,8	96,61	85,12	168,29 kg
TA7	182,18	264,25	148,99	88,19	88,29	169,45 kg
TA8	167,87	262,67	149,25	98,1	87,74	170,60 kg
TA9	154,36	266,93	144,81	73,82	82,36	171,75 kg
TA10	151,01	263,72	144,05	72,88	79,58	172,89 kg

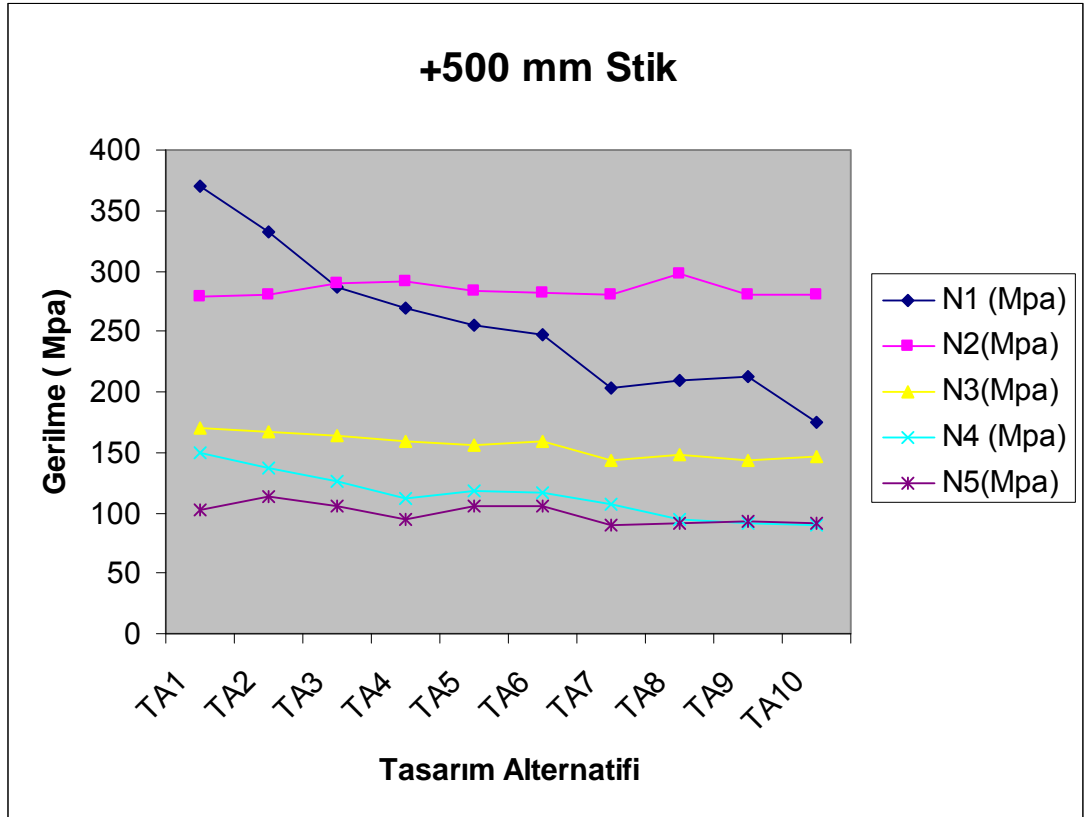




Şekil 4.51. 250 mm uzatılmış stikdeki gerilme noktalarının tasarım alternatiflerine göre değişimi

Çizelge 4.2. 500 mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarındaki gerilmeler

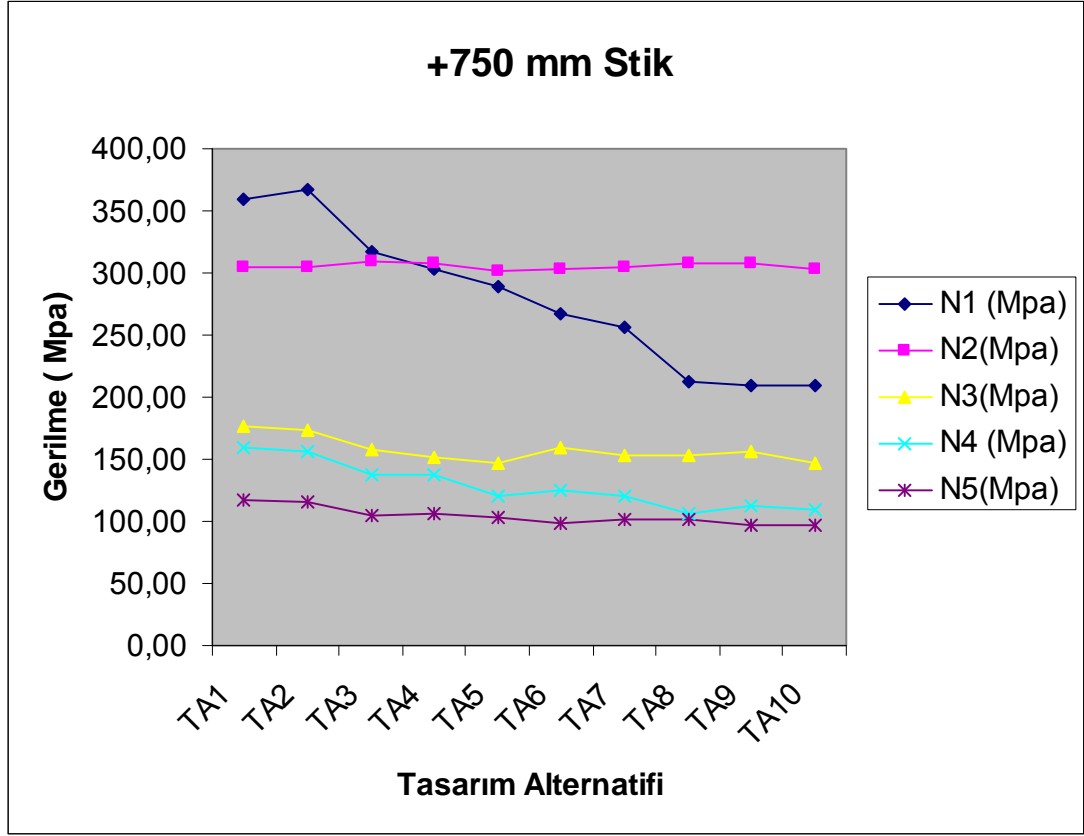
500 mm stik						
Tasarım Alternatifi	N1 (Mpa)	N2(Mpa)	N3(Mpa)	N4 (Mpa)	N5(Mpa)	Ağırlık
TA1	369,51	278,84	170,19	149,94	103,05	171,49 kg
TA2	332,7	280,15	166,58	136,64	113,35	172,13 kg
TA3	286,92	289,88	163,42	126,13	105,88	174,70 kg
TA4	268,95	291,68	158,77	111,98	94,28	175,98 kg
TA5	254,41	282,92	156,54	117,41	105,19	177,25 kg
TA6	247,52	282,35	159,06	116,44	105,83	178,52 kg
TA7	203,06	279,72	142,61	106,42	90,55	179,78 kg
TA8	209,36	297,58	148,79	94,14	91,63	181,03 kg
TA9	213,18	280,02	142,79	92	92,26	182,28 kg
TA10	174,65	280,02	145,74	89,59	91,71	183,52 kg



Şekil 4.52. 500mm uzatılmış stikdeki gerilme noktalarının tasarım alternatiflerine göre değişimi

Çizelge 4.3. 750mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarındaki gerilmeler

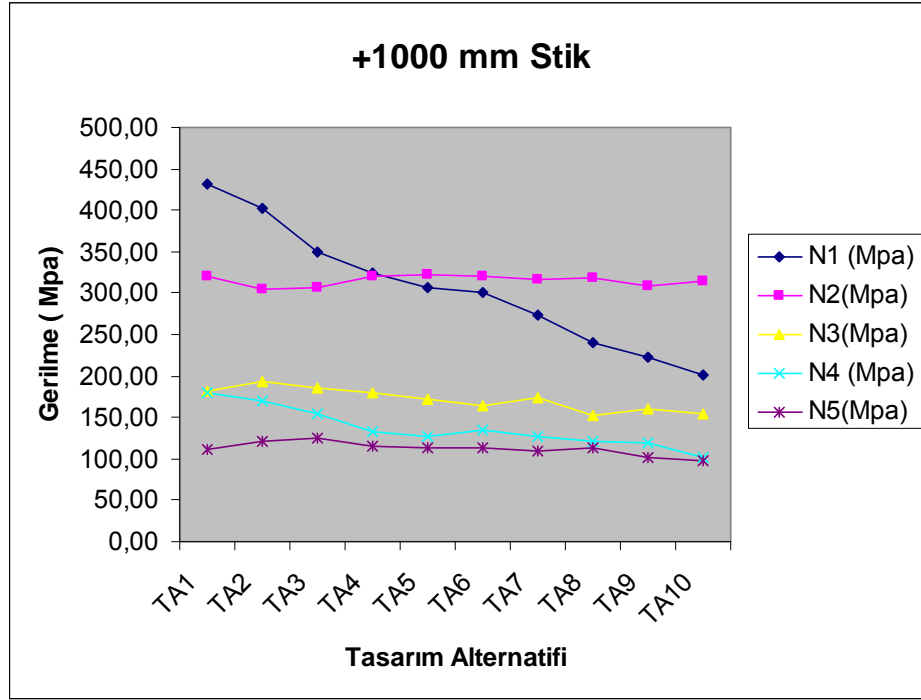
750 mm stik						
Tasarım Alternatifi	N1 (Mpa)	N2(Mpa)	N3(Mpa)	N4 (Mpa)	N5(Mpa)	Ağırlık
TA1	358,78	304,35	176,92	159,57	116,79	181,13 kg
TA2	367,17	305,26	173,51	156,59	116,21	181,82 kg
TA3	317,31	308,75	158,10	137,44	105,34	184,59 kg
TA4	302,76	308,02	152,33	137,02	105,67	185,97 kg
TA5	289,20	302,01	146,70	120,42	103,61	187,34 kg
TA6	266,48	303,52	158,74	124,59	98,98	188,71 kg
TA7	255,51	305,39	153,54	120,35	102,14	190,07 kg
TA8	212,89	307,94	153,10	106,48	101,37	191,42 kg
TA9	209,73	307,86	155,52	112,95	96,77	192,77 kg
TA10	208,98	302,67	146,75	108,80	96,95	194,12 kg



Şekil 4.53. 750 mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarının tasarım alternatiflerine göre değişimi

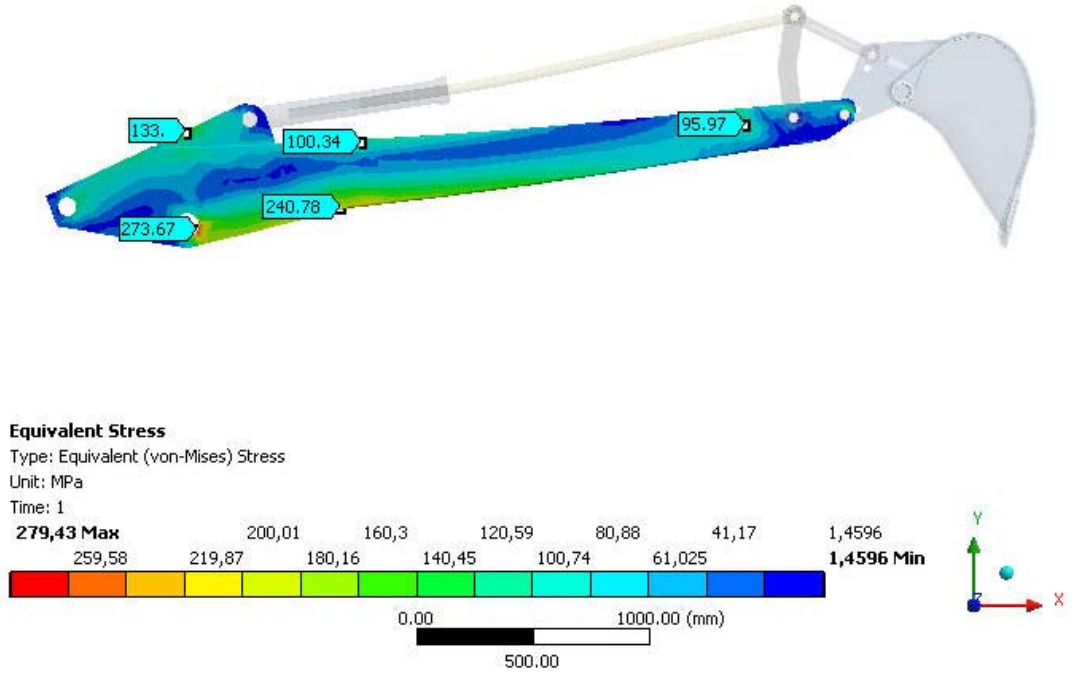
Çizelge 4.4. 1000mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarındaki gerilmeler

1000 mm stik						
Tasarım Alternatifi	N1 (Mpa)	N2(Mpa)	N3(Mpa)	N4 (Mpa)	N5(Mpa)	Ağırlık
TA1	432,37	320,64	182,29	180,54	111,31	190,76 kg
TA2	402,02	305,04	193,33	170,71	121,96	191,5 kg
TA3	349,68	307,36	185,31	153,67	125,12	194,47 kg
TA4	324,87	320,11	179,20	133,47	115,44	195,94 kg
TA5	307,35	322,17	172,85	127,63	112,48	197,41 kg
TA6	301,11	319,55	163,15	135,09	112,60	198,88 kg
TA7	273,10	316,11	174,12	126,51	108,95	200,33 kg
TA8	239,39	318,86	152,55	121,93	113,63	201,79 kg
TA9	221,94	308,87	161,06	118,94	100,97	203,24 kg
TA10	202,07	314,28	153,68	102,33	97,25	204,68 kg



Şekil 4.54. 1000mm uzatılmış stikteki gerilme noktalarının tasarım alternatiflerine göre değişimi

#### 4.1.4. Otomatik olarak oluşturulmuş Stikteki Gerilme Dağılımları



Şekil 4.55. L1 Parametresi 2600 mm seçilerek otomatik oluşturulan stikteki gerilme dağılımları

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1 SONUÇLAR

Bu tezde kazma mesafesine bağlı Bom-Stik grubu tasarımını Solidworks ortamında otomatik olarak gerçekleştirebilmek için, öncelikle temel kazıcı grubunun sonlu elemanlar yöntemiyle mukavemet analizleri yapılmış, daha sonra gerilme değerlerini küçültmek amaçlı iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir. Ardından parametrik olarak farklı kazma mesafesine sahip stikler tasarlanmış ve sonlu elemanlar analizine tabi tutulmuştur, analiz sonuçlarından yararlanılarak şekil parametreleri arasında bir bağıntı elde edilmiştir.

#### 5.1.1. Temel Kazıcıda yapılan Sonlu Elemanlar Analizlerinin Sonuçları

- Kazıcıda oluşan maksimum gerilme stik pistonu ile stik takozu arasındaki milin yüzeyinde oluşmaktadır. Millerin yüzeyleri ısıl işlemlerle sertleştirildiği için 678 Mpa'lık yükü taşıyabilecek durumdadır.

- Kepçe çok mukavemetli bir yapıdadır.

- Bomda maksimum gerilme gövde bağlantı pim takozunda çıkmaktadır.

- Maksimum stik koparma kuvvetine göre yapılan analizler de kazıcı grubunda kritik gerilmelere rastlanmamıştır. Ancak bomdaki maksimum gerilme bom piston bağlantı yatağının destek plakalarında çıkmaktadır. Destek plakası pim takozları kadar mukavemetli olmadığı için maksimum gerilmenin destek plakasında çıkması istenmeyen bir durumdur. Bu yüzden destek plakasının kalınlığı 1mm arttırılmış bunun sonucunda hem üzerindeki gerilmeler azalmış hem de maksimum gerilme piston bağlantı yatağı üzerinde çıkmıştır.

- Stikte maksimum gerilme bom mafsalı- yatak takozunda çıkmaktadır. Takoz bu gerilmeyi rahatlıkla taşır. Takozlar ve yan destek sacları GN2deki gerilmeyi yaklaşık 3 kat azaltmaktadır.

#### 5.1.2. Uzatılmış Stiklerden En İyi Tasarımların Seçimi

En iyi tasarımlar seçilirken GN1 parametresi baz alınmıştır. Temel stikteki GN1 değeri olan 273,6 MPa' a en yakın G1 değerlerine sahip stikler en iyi tasarımlar olarak seçilmiştir.

- 250 mm uzatılmış stik için TA3 en iyi tasarım olarak seçilmiştir.
- 500mm uzatılmış stik için TA4 en iyi tasarım olarak seçilmiştir.
- 750mm uzatılmış stik için TA6 en iyi tasarım olarak seçilmiştir.
- 1000mm uzatılmış stik için TA7 en iyi tasarım olarak seçilmiştir.

### 5.1.3. Şekil Parametreleri Arası Bağını

En iyi tasarımlardaki L1 ve L2 değerleri tablo haline getirilip ( EK 1) grafiği çizilirse lineere yakın bir dağılım olduğu gözlenir.(EK 2) Bu nedenden dolayı L1 ve L2 arasındaki bağıntı oluşturulurken doğrusal regresyon metodu kullanılmıştır ve

$$L2 = (L1 + 4013)/7,633588 \quad (5.1)$$

eşitliği oluşturulmuştur.

5.1 eşitliği sayesinde Solidworks ortamında istenilen kazma mesafesine göre Boom-Stik grubu otomatik olarak tasarlanabilmektedir.

Otomatik tasarımı denemek için yapılan analizde açıkça görüldüğü gibi ( Şekil 4.56) eşitlik doğru sonuçlar vermektedir.

## 5.2. ÖNERİLER

- 1) L2 parametresinin artış aralığı düşürülüp daha fazla tasarım alternatifleri elde edilip analizler yapılırsa L1 ve L2 arasında eşitlik daha hassa hale gelecektir.
- 2) Yapılan sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen sonuçların, deneysel sonuçlarla karşılaştırılması gerekmektedir.
- 3) Kaynaklı parçalar, analizde aynı malzemedan yapılmış parçalar olarak tanımlanmıştır. Gerçekte ise kaynak malzemesi farklılık göstermektedir. Bu amaçla da deneysel çalışma sonuçlarına gereksinim vardır.

## KAYNAKLAR

- [1] Özgen, M. “ İş Makineleri Yerli Üretimi ve Üreticilerin Üretim Yetenekleri”, 1. İş Makineleri Sempozyum ve Sergisi Bildiriler Kitabı s 245–251 İstanbul,(2003).
- [2] Yener, M., Fıçıcı, F., Arıkoğlu, T., Söylemez, E. “ İş Makineleri Konstrüksiyonlarının Tasarımında Bilgisayar Ortamında Sonlu Elemanlar Analizlerinin Yapılması ve Önemi”, 1. İş Makineleri Sempozyum ve Sergisi Bildiriler Kitabı s 350-360, İstanbul,(2003).
- [3] Sharma, A. “ Kinematics and Finite Element Analysis of Excavator Attachments”, Doktora Tezi, Nirma University of Science and Technology Institute of Science, Ahmedabad, 94s, (2005)
- [4] Dağ, S., Fıçıcı, F., Geniş, K., “ İş makinelerinde Kırılma ve Yorulma Problemlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi”, 2. İş Makineleri Sempozyum ve Sergisi Bildiriler Kitabı, s 274-283, Ankara,(2005).
- [5] Lee, H., Chang, Si, Lin, K. “ A Study of The Design, Manufacture and Remote Control of a Pneumatic Excavator”, International Journal Of Mechanical Engineering Education, **32(4)**: 345-361 (2005).
- [6] Yener, M. “ Ekskavatör Bomunun Otomatik Sonlu Elemanlar Analizini Yapabilmek İçin Bir Bilgisayar Ara Yüzü Tasarlanması”, Yüksek Lisans Tezi, ODTU-Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 95s (2005)
- [7] Lee, K., Kwak, B. “ A Versatile Structural Optimisation System Based on The Taguchi Metod” ICES 2002
- [8] Frimpong, S., Li, Y. “ Stres Loading of the Cable Shovel Boom Under İn-Situ Digging conditions” Engineering Failure Analyses, **14(2007)**: 702-715
- [9] Fıçıcı, F., Yener, M., Arıkoğlu, T., Söylemez, E. “ iş makineleri Konstrüksiyonlarında Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları Doğrultusunda Deneysel Mukavemet Analizlerinin Gerçekleştirilmesi “ 1. İş Makineleri Sempozyum ve Sergisi Bildiriler Kitabı, s236-245, İstanbul(2003).
- [10] Lim, O., Choi E. “ An Approximate Optimization Method for Large-Scaled Design Problem by Distributed Process Based on the Internet” World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization, Brasil(2005).

- [11] SAE J1179, “ Hydraulic Excavator and Backhoe Digging Forces” SAE Handbook **3(40)**: 455, (1995).
- [12] Tüzel, S. “ Solidworks Parçalar ve Montajlar 2006”, Alfa,İstanbul, 487 s.,(2006)
- [13] “Ansys Release 11 Documentation for Ansys Workbench” *ANSYS, Inc.*
- [14] Hoga, M., Hiresi, W., Fujishima, K. “Digging Control System for Hydraulic Excavator”, *Mechatronics*, 11(2001):675-676,(2000).
- [15] Majonen, T., Nevela, K., Heikkil, R. “ A 3d Model Based Control of an Excavator” *Automation in Construction*, **15(2006)**: 571-577
- [16] Towarek, Z. “ Dynamics of a Single Bucket Excavator on a Deformable Soil Foundation During the Digging of Ground” *International Journal of Mechanical Science*, **45(2003)**: 1053-1076
- [17] Koivo, A., Thoma, M., Kocaoğlan, E. “ Modeling and Control of Excavator Dynamics During Digging Operation” *Journal of Aerospace Engineering*, **9(1)**: 10-18
- [18] Chapra, S., Canale, P. "Numerical Methods for Engineers",2. Baskı,McGraw-Hill,New Jersey,s.305-312,(1988)



## ÖZGEÇMİŞ

25 Şubat 1982’de Adıyaman Besni’de doğdum. İlköğrenimimi İzmir ve Artvin’de orta ve lise öğrenimimi ise 2000 yılında İçel Mersin Anadolu Lisesi’nde tamamladım. 2004 yılında Mersin Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü bitirdikten sonra aynı bölümde yüksek lisans eğitimime başladım ve halen Mersin Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaktayım.

## EKLER

EK1: Seçilmiş en iyi noktalardaki L1, L2 değerleri

	L2	L1
TA1	742	1700
TA2	792	1950
TA3	812	2200
TA4	852	2450
TA5	872	2700

EK2: L1, L2 değerleri ile elde edilen bağıntının grafiğinin karşılaştırılması.

