

T.C.
GİRESUN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SPIRAL TIRMANAN AĞAÇ BUDAMA ROBOTU
ÜRETİMİ VE PERFORMANS
PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Öğrencinin Adı SOYADI : **Muhammet Ziya ÖZKAYA**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih :

Enstitü Anabilim Dalı : **Makine Mühendisliği**

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Faruk GÜNER**

:

Haziran 2023
GİRESUN

T.C.
GİRESUN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SPIRAL TIRMANAN AĞAÇ BUDAMA ROBOTU
ÜRETİMİ VE PERFORMANS
PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammet Ziya ÖZKAYA

Enstitü Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Bu tez 23/06/2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

**Prof. Dr.
Hakan ADATEPE
Jüri Başkanı**

**Doç. Dr.
Faruk GÜNER
Üye**

**Dr. Öğr. Üyesi
Sinan MARAŞ
Üye**

**Prof. Dr.
Bahadır KOZ
Enstitü Müdürü**

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Muhammet Ziya ÖZKAYA

01/05/2023

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimin ve kariyerim boyunca bilgi birikimini ve desteğini eksik etmeyen, her türlü zorlukta bana yol gösteren değerli danışman hocam Doç. Dr. Faruk GÜNER'e teşekkürü bir borç bilirim.

Projenin hayata geçmesine öncülük eden ZERE Sanayi ve Ticaret A.Ő. yetkililerine ve çalışanlarına minnettarım.

Hayatım boyunca en sıkıntılı zamanlarımda maddi manevi desteklerini eksik etmeyen ve bu zorlu süreçte gösterdikleri sabırla her zaman yanımda olan anneme ve kardeşime sonsuz teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	I
İÇİNDEKİLER.....	II
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	IV
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VI
TABLOLAR LİSTESİ.....	IX
ÖZET.....	X
SUMMARY.....	XI
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
1.1. Budamanın Önemi, Ağaç Ve Bitki Gelişimine Etkileri.....	3
1.2. Ağaç Budama Yöntemleri.....	4
1.3. Tezde Beklenen Çıktılar.....	7
BÖLÜM 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	9
2.1. Ağaç Tırmanma Robotları.....	9
2.2. Ağaç Tırmanma Ve Budama Robotları.....	14
BÖLÜM 3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	26
3.1. Katı Modelin Oluşturulması.....	26
3.2. Malzeme Parametreleri.....	33
3.3. Matematiksel Model.....	35
3.4. Sonlu Elemanlar Modeli Ve Başlangıç Koşulları.....	40
BÖLÜM 4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	43
4.1. 1. Durum Statik Analiz Sonuçları.....	43
4.2. 1. Durum Dinamik Analiz Sonuçları.....	46
4.3. 2. Durum Statik Analiz Sonuçları.....	49

4.4. 2. Durum Dinamik Analiz Sonuçları.....	51
4.5. 3. Durum Statik Analiz Sonuçları.....	53
4.6. 3. Durum Dinamik Analiz Sonuçları.....	56
4.7. 4. Durum Statik Analiz Sonuçları.....	58
4.8. 4. Durum Dinamik Analiz Sonuçları.....	61
4.9. 5. Durum Statik Analiz Sonuçları.....	63
4.10. 5. Durum Dinamik Analiz Sonuçları.....	66
4.11. 6. Durum Statik Analiz Sonuçları.....	68
4.12. 6. Durum Dinamik Analiz Sonuçları.....	71
4.13. Nihai Modelin İmalatı Ve Saha Testi.....	73
BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	76
KAYNAKLAR.....	78
ÖZGEÇMİŞ.....	82

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

E	: Young modülü (Pa)
f_i	: i 'nci doğal frekans (çevrim / zaman)
N	: Eleman sayısı
S_y	: Akma mukavemeti (Pa)
t	: Zaman (s)
u	: Birim hacimdeki şekil değiştirme enerjisi
u_d	: Çarpılma enerjisi
u_v	: Hacim değişimini oluşturan şekil değiştirme enerjisi
ν	: Poisson oranı
ω_i	: i 'nci doğal dairesel frekans (radyan / zaman)
σ_A, σ_B	: Sıfırdan farklı iki asal gerilme
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: Asal gerilmeler
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$: Üç boyutlu x, y, z eksenlerindeki normal gerilmeler
σ_{ort}	: Hidrostatik çekme
σ'	: von Mises gerilmesi
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$: Üç boyutlu x, y, z eksenlerindeki kayma gerilmeleri
$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$: Üç boyutlu x, y, z eksenlerindeki şekil değiştirmeler
$\{F^a\}$: Toplam uygulanan yük vektörü
$\{F^r\}$: Yük matrisi
$\{F_{ac}\}$: İvme yük vektörü
$\{F_{nd}\}$: Uygulanan düğüm yük vektörü
$\{F_e^{pr}\}$: Eleman basınç yük vektörü
$\{F_e^{th}\}$: Eleman termal yük vektörü
$[K]$: Toplam rijitlik matrisi
$[K_e]$: Eleman sertlik matrisi
$[M]$: Toplam kütle matrisi

- $[M_e]$: Eleman kütle matrisi
 $\{u\}$: Dügüm yerdeğiştirme vektörü
 $\{\varphi\}_i$: i'nci doğal frekansın mod Şeklini temsil eden özvektör
 Mg_2Si : Magnezyum silisit



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Budama Yöntemleri	6
Şekil 1.2. Ana Gövdeden Budama.....	7
Şekil 2.1. RiSE	10
Şekil 2.2. Treebot	11
Şekil 2.3. Snake Robot	12
Şekil 2.4. Taoyaka a) Tutunma, b) Tırmanma	13
Şekil 2.5. Yüksek Ön Yükleme Kapasiteli Tırmanma Robotu a) Direk üstündeki görünüş, b) Arkadan görünüş, c) Genel görünüş.....	14
Şekil 2.6. Nakamura-Otomatik Dal Budama Robotu a) Üstten Görünüş, b) Arkadan Görünüş	15
Şekil 2.7. Kawasaki Ağaç Budama Robotu a) Düz Tırmanma, b) Spiral Tırmanma	16
Şekil 2.8. WOODY a) Birinci Görünüş, b) İkinci Görünüş	17
Şekil 2.9. a) TREPA, b) Tırmanma Etapları	18
Şekil 2.10. Seirei AB232R.....	19
Şekil 2.11. Coconut Toplama Robotu a) Ağaç Üstündeki Prototip, b) Tırmanma Etapları.....	20
Şekil 2.12. Advaligno PATAS.....	21
Şekil 2.13. Elektrik Testereli Budama Robotu a) Düz Testere, b) Serbest Testere.....	22
Şekil 2.14. Mobil Budama Robotu a) Genel Tasarım, b) Pençe Tasarımı.....	23
Şekil 2.15. Drone Ağaç Budama Robotu.....	24
Şekil 3.1. Katı Model a) Ön Görünüm, b) Yan Görünüm, c) Üst Görünüm,	

d) İzometrik Görünüm	27
Şekil 3.2. Modeli Oluşturan Parçalar	32
Şekil 3.3. Bir Tam Tur Tırmanma Hesabı	32
Şekil 3.4. von Mises vs. Tresca	39
Şekil 3.5. Mesh Geometrisi	41
Şekil 3.6. Başlangıç Koşulları	42
Şekil 4.1. Birinci Durum von Mises Gerilmesi	44
Şekil 4.2. Birinci Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği	45
Şekil 4.3. Birinci Durum Gerilme-Zaman Grafiği	45
Şekil 4.4. Birinci Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4, e) Mod 5 f) Mod 6	47
Şekil 4.5. İkinci Durum von Mises Gerilmesi	49
Şekil 4.6. İkinci Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği	50
Şekil 4.7. İkinci Durum Gerilme-Zaman Grafiği	50
Şekil 4.8. İkinci Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4, e) Mod 5 f) Mod 6	52
Şekil 4.9. Üçüncü Durum von Mises Gerilmesi	54
Şekil 4.10. Üçüncü Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği	55
Şekil 4.11. Üçüncü Durum Gerilme-Zaman Grafiği	55
Şekil 4.12. Üçüncü Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4, e) Mod 5, f) Mod 6	57
Şekil 4.13. Dördüncü Durum von Mises Gerilmesi	59
Şekil 4.14. Dördüncü Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği	60
Şekil 4.15. Dördüncü Durum Gerilme-Zaman Grafiği	60
Şekil 4.16. Dördüncü Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod, 4 e) Mod 5, f) Mod 6	62
Şekil 4.17. Beşinci Durum von Mises Gerilmesi	64
Şekil 4.18. Beşinci Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği	65
Şekil 4.19. Beşinci Durum Gerilme-Zaman Grafiği	65
Şekil 4.20. Beşinci Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4, e) Mod 5, f) Mod 6	67

Şekil 4.21. Altıncı Durum von Mises Gerilmesi	69
Şekil 4.22. Altıncı Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği.....	70
Şekil 4.23. Altıncı Durum Gerilme-Zaman Grafiği	70
Şekil 4.24. Altıncı Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4, e) Mod 5, f) Mod 6.....	72
Şekil 4.25. Saha Testi.....	75



TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. S275N Yapı Çeliği Malzeme Parametreleri [36]	34
Tablo 3.2. 6061 T-6 Alüminyum Alaşımı Malzeme Parametreleri [37]	34
Tablo 4.1. Çalışma Planı	43
Tablo 4.2. Birinci Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler	46
Tablo 4.3. Birinci Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları	48
Tablo 4.4. Birinci Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları	48
Tablo 4.5. İkinci Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler	51
Tablo 4.6. İkinci Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları	53
Tablo 4.7. İkinci Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları	53
Tablo 4.8. Üçüncü Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler.....	56
Tablo 4.9. Üçüncü Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları	58
Tablo 4.10. Üçüncü Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları	58
Tablo 4.11. Dördüncü Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler	61
Tablo 4.12. Dördüncü Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları	63
Tablo 4.13. Dördüncü Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları	63
Tablo 4.14. Beşinci Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler.....	66
Tablo 4.15. Beşinci Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları.....	68
Tablo 4.16. Beşinci Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları.....	68
Tablo 4.17. Altıncı Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler.....	71
Tablo 4.18. Altıncı Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları.....	73
Tablo 4.19. Altıncı Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları.....	73

SPİRAL TIRMANAN AĞAÇ BUDAMA ROBOTU ÜRETİMİ VE PERFORMANS PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada, ormanlık alanlarda çalışan iş gücündeki azalmaya alternatif olması hedeflenerek, kereste üretim hacminin ve kalitesinin artırılması amacıyla KOSGEB destekli spiral tırmanan ağaç budama robotu prototip üretimi ve modellenmesi yapıldı ve oluşturulan katı model sonlu elemanlar analiziyle incelendi. Dört farklı durum için yapılan analizlerde çelik ve alüminyum alaşımdan üretilen prototip modeller karşılaştırıldı. von Mises malzeme metoduyla statik gerilmeler sayısal olarak hesaplandı. Ön gerilmelerin varlığında statik analizi takiben modal analizler yapıldı. Birinci durum için 1,5 mm çelik şasi, ikinci durum için 1,5 mm alüminyum şasi, üçüncü durum için 2,5 mm çelik şasi, dördüncü durum için 2,5 mm alüminyum şasi, beşinci durum için 3 mm çelik şasi ve altıncı durum için 3 mm alüminyum şasi tasarım modelleri sunuldu. Birinci durumda orta düzeyde gerilmeler oluştu, modelde kritik titreşim modları gözlemlendi. İkinci durumda ince et kalınlığından dolayı alüminyum yapı akmaya uğradı, daha fazla titreşim oluştu. Üçüncü durumda kabul edilebilir, düşük gerilmeler gözlemlense de ağır bir şasi modeli oluştu ve mod şekillerinde titreşimler azaltılabildi. Dördüncü durumdaki alüminyum şasi hafif kütle ve diğer üç duruma göre yüksek mukavemet özellikleri sebebiyle üretim için tercih edildi ve çelik yapıya karşı titreşim etkileri normal olarak artış gösterdi. Beşinci durumda üçüncü duruma benzer sonuçlar elde edildi. Altıncı durumda gerilmeler az miktarda düşürülmesine rağmen dördüncü duruma göre ağır bir yapı meydana geldi.

Üretim aşamasında 6000 serisi alüminyum alaşımdan 50 mm'lik profiller temin edildi ve alüminyum sac kesimleri yaptırıldı. Prototipteki mil, tabla sacı ve menteşeler CNC torna, CNC freze ve manuel torna tezgahlarında işlendi. Alüminyum malzemelerin kaynaklı imalatına geçildi. Motorlu testere ve diğer elektronik akşamların montajına başlandı. Modelin imalatını yazılım işlemleri takip etti. Üretim aşamalarının ardından saha testlerine geçildi ve bu testlerde robotun başarıyla çalıştığı gözlemlendi.

Anahtar kelimeler: statik analiz, modal analiz, sonlu elemanlar analizi, von Mises, statik gerilme, ön gerilme

SPIRAL TREE CLIMBING-PRUNING ROBOT PRODUCTION AND INVESTIGATION OF PERFORMANCE PARAMETERS

SUMMARY

In this study, KOSGEB-supported spiral tree climbing-pruning robot production and model was created and solid model of it were investigated by finite element analysis with the aim of being an alternative to the reduction of labor in forest areas, in order to increase the volume and quality of timber production. Prototypes which manufactured by steel and aluminum alloy were compared in the analysis of four different study cases. Static stresses were numerically calculated by von Mises material method. In case of prestresses, modal analysis was performed after static analysis. Design models of 1.5 mm steel chassis for case 1, 1.5 mm aluminum chassis for case 2, 2.5 mm steel chassis for case 3, 2.5 mm aluminum chassis for case 4, 3 mm steel chassis for case 5 and 3 mm aluminum chassis for case 6 were presented. In case 1, medium level stresses were occurred, critical vibration modes were observed. In case 2, aluminum chassis were yielding because of material thickness, more vibrations were occurred. In case 3, there was a heavyweight chassis despite lower level stresses, vibrations were reduced in mode shapes. In case 4, aluminum chassis was preferred to manufacture because of lightweight and high strength properties according to other three cases, vibration effects were increased according to steel body. In case 5, the results were similar to case 4. Although the stresses were reduced slightly in case 6, a heavier structure occurred compared to the case 4.

In manufacturing part, 50 mm profiles were provided which made by 6000 series aluminum alloy and laser beam cutting of aluminum sheet metals was done. Shaft, plate metal and hinges were turned and milled in CNC Turning, CNC Milling and Manuel Turning. And then, aluminum materials were welded. Chainsaw and electronic components were started to assemble. Software of system was done after solid model. After manufacturing processes, field experiments were done and these experiments show that the robot worked successfully.

Keywords: static analysis, modal analysis, finite element analysis, von Mises, static stress, prestress

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Budama, bir bitkinin dalları, kökleri vb. belli kısımlarının kontrollü bir şekilde bitkiden kesilip atılmasıyla gerçekleşen bakım uygulamasıdır. Budama işlemi, ağacın sağlığı ve yapısı üzerinde etkili olan en önemli faktörlerden birisidir. İyi budanmış ağaçlar estetik görümlerinin yanısıra güvenli ortam koşulları sağlayarak çok fazla bakıma ihtiyaç duymazlar [1]. Budamayla birlikte ormanlar daha iyi ve sağlıklı bir hale gelerek yüksek kalitede ve budaksız orman ürünleri elde edilmiş olur. Ayrıca biyolojik çeşitliliğin gelişimi için de olumlu etkileri bulunur [2].

Tüm bu olumlu etkilerine rağmen budama, insan gücüne dayalı tehlikeli bir iştir ki buna bağlı olarak çalışan iş gücündeki azalma ve ormancılık endüstrisi talepleri ağaç budama robotlarının ortaya çıkmasına zemin hazırlamıştır [2]. Robotların varlığı ürün verimliliğine ve çalışan iş gücünün azalmasına neden olarak ormancılık ekonomisine büyük katkılar sağlamaktadır. Ağaç tırmanma ve budama robotları günümüzde Almanya, Japonya, Çin, Amerika ve Hindistan gibi ülkelerde yoğunlaşmasına rağmen hala başlangıç aşamasındadır ve gelişmeye devam etmektedir [3].

Ülkemizdeki ormanlık alanlarda ve belediyelerde endüstriyel güvenlik sebeplerinden dolayı bu işi ilgili kurumlar üstlenmektedir. İnsan gücüne dayalı manuel budama yapıldığı için orman arazisinde kolaylıkla kullanılacak bir budama makinesine ihtiyaç duyulmaktadır. Hali hazırda ormanlık alanlarda budama için kullanıcının beline bağlanan bir kemer ve ayaklarına takılan tutucu kancalarla ağaca tırmanmak ve elde tutulan testere ile dalların budaması yapılmaktadır. Bu işlemin yapılması orman arazisinde hayli zor olmasına karşın, hem iş hem de işçi güvenliği açısından çok büyük riskler oluşturan budama işlemi yapılmadığında ise, ağaçların birbirine

yakınlığından dolayı yeteri kadar gün ışığına ulaşamamasından kereste verimi düşmektedir.

Ormanlık alanlar haricinde belediye sınırları içerisinde bulunan ağaç popülasyonunun bakımı için de budama gereklidir. Bu popülasyon özellikle, vatandaşların ziyaret ettikleri park, bahçe veya yol kenarlarında bulunmaktadır. Yol kenarlarında bulunan ağaçların, altı metre yüksekliğe kadar olan dalları dört metre yüksekliğe sahip olabilen araçların geçişine risk oluşturmaktadır. Riskin ortadan kaldırılması için alçak dalların budanması gerekmektedir. Park ve bahçelerde bulunan ağaçlarda ise, görüntü amaçlı ya da insanların ağaçlara kolayca tırmanarak güvenlik riski oluşturmaması amacıyla budama yapılmaktadır [4]. Belediye sınırları dışında kalan yol kenarındaki ağaçların budama bakımları, T.C. Karayolları Genel Müdürlüğü tarafından yapılmaktadır. Görülmektedir ki ormanlık arazilerinin aksine yol kenarı ağaç bakımları güvenlik riski taşıdığından, kesinlikle aksatılmamalıdır. Aksatılmayacak bu faaliyet bir vinç ve en az üç-dört kullanıcının çalışmasını gerektiren yavaş ve maliyetli bir bakım faaliyeti olmaktadır. Ancak imalatını yapmayı düşündüğümüz budama robotu sayesinde, ormanlık arazilerde gerekli olan insan gücünün minimum seviyeye indirilmesi ve iş güvenliğinin ön plana alınması, belediyelerin çalışması esnasında trafik akış seyrini aksatan durumların asgari süreye indirilmesi sağlanacaktır.

Bu çalışmada, ağaç gövdesine bağlanan ve gövde boyunca spiral hareket yaparak üzerinde bulunan testeresi aracılığıyla dalları budayabilen bir prototipin üretimi amaçlanmaktadır. Prototip 10-15 m boy uzunluğunda ve gövde çapı 25-40 cm olan ağaçların dallarını budayabilecektir. Prototipin, üzerindeki dört tekerleği kendinden motorlu, tahrikli ve diğer dört adet avare tekerleklerle hareket ettirilmesi planlanmaktadır. Prototip, üzerinde bulunan testerenin dalları mümkün olduğunca ağaç gövdesine yakın olarak kesmesi için, testerenin ağaca yakınlık ve uzaklık mesafesi ayarlanabilir olacak şekilde tasarlanması amaçlanmaktadır. Kullanım kolaylığı sağlaması açısından, ilerleme hızının kullanıcı tarafından kontrol edilen bir radyo frekansı temelli uzaktan kontrol ünitesi ile sağlanacaktır. Sistemin testere dışında kalan kısmı, prototip üzerinde bulunan bataryalar ile hareket ettirileceğinden

arazi koşullarında sistemin sorunsuz ve eksiksiz hızlı bir şekilde kullanılması mümkün olacaktır.

Prototip üretimi yapılacak olan spiral ağaç tırmanma ve budama robotu projesinde KOSGEB desteğinden yararlanılmıştır. KOSGEB Giresun Müdürlüğü'nde 17.09.2021 tarihli 2021-665-15 toplantı nolu ve 01 karar nolu toplantısında alınan kararla bu destek başlamıştır. Bu doğrultuda malzeme, ekipman ve makine tedarigi için ayrılan bütçeler uygun görülen aralıklarla sınırlandırılmıştır.

Projede yapılacak işlemlerin büyük bir kısmı “ZERE SANAYİ VE TİC. A.Ş. (işletme)” nin kendi imkânlarıyla gerçekleştirilmiştir. Dışardan alımı yapılmış en önemli kısım elektrik ve elektronik donanımı olmuştur. Elektrik donanımının dışındaki işlemlerin büyük bir kısmı işletme bünyesinde istihdam edilen teknik personel ile yürütülmüştür.

1.1. Budamanın Önemi, Ağaç ve Bitki Gelişimine Etkileri

Ağaç ve bitki yetiştiriciliğinde en önemli aktivitelerden birisi budamadır [5]. Budama, bitkilerin sağlıklı ve kontrollü büyümesi, meyve verimini etkilemesi ve bitki görünümünü güzelleştirmesi için dal vb. kısımlarının kesilerek bitkiden alınması işlemine denir. Düzgün ve doğru budama için bitkinin büyüme şekli, yapısı ve bulunduğu bahçe düzeninin iyi analiz edilmesi gerekir. Doğru budamayla birlikte genç ağaçların uzun ömürlü, sağlıklı ve istenilen düzende büyümesi sağlanmış olur. Genç ağaçlardaki budamayla birlikte dallar arasındaki gerekli boşluk ve düzenli sıralama elde edilerek aynı zamanda ağacın mukavemeti artırılır [6].

Budama ormanlarda kereste verimini arttırmak için yapılırken şehirlerde ise otoyolların ve yüksek gerilim hatlarının güvenliği sebebiyle temizlenmesi için yapılır. Ayrıca bu hatlarda yapılacak budamaya bağlı olarak varolan bitki alanı istenilen miktarda kısıtlanarak mevcut alanlardan tasarruf edilir [7, 8].

Ahşap ve odun çeşitliliğinin değerini arttırmak için budama sıklıkla kullanılan yöntemler arasındadır. Ayrıca budaksız ve temiz odun varlığının yükselmesinde büyük paya sahiptir. Ağaçların dal ve budakları odun kalitesine etki etmesinin yanısıra zamanla çürümüş dalların düşme ihtimali tehlikeli sonuçlar doğurabilir ki bu da budamanın güvenlik açısından önemini gösterir. Ekonomik olarak bakılırsa budama sırasında yapılan harcamalar ve maliyetler odun çeşitliliğinin artmasının yanında ihmal edilebilir düzeyde kalır [9].

Bazen hızlı büyüyen ağaçlarda istenmeyen dallardan ve uzuvlardan kurtulmak için de budama yapılabilir. Hızla büyüyen dallardan hariç olarak hastalıklı ve cansız dallardan dolayı bu işlem zorunluluk haline gelir. Böylece hastalıklı kısımdan ağacın geri kalan bölgelerine yayılma engellenir ve uzun vadede oluşabilecek kötü etkiler önlenmiş olur.

1.2. Ağaç Budama Yöntemleri

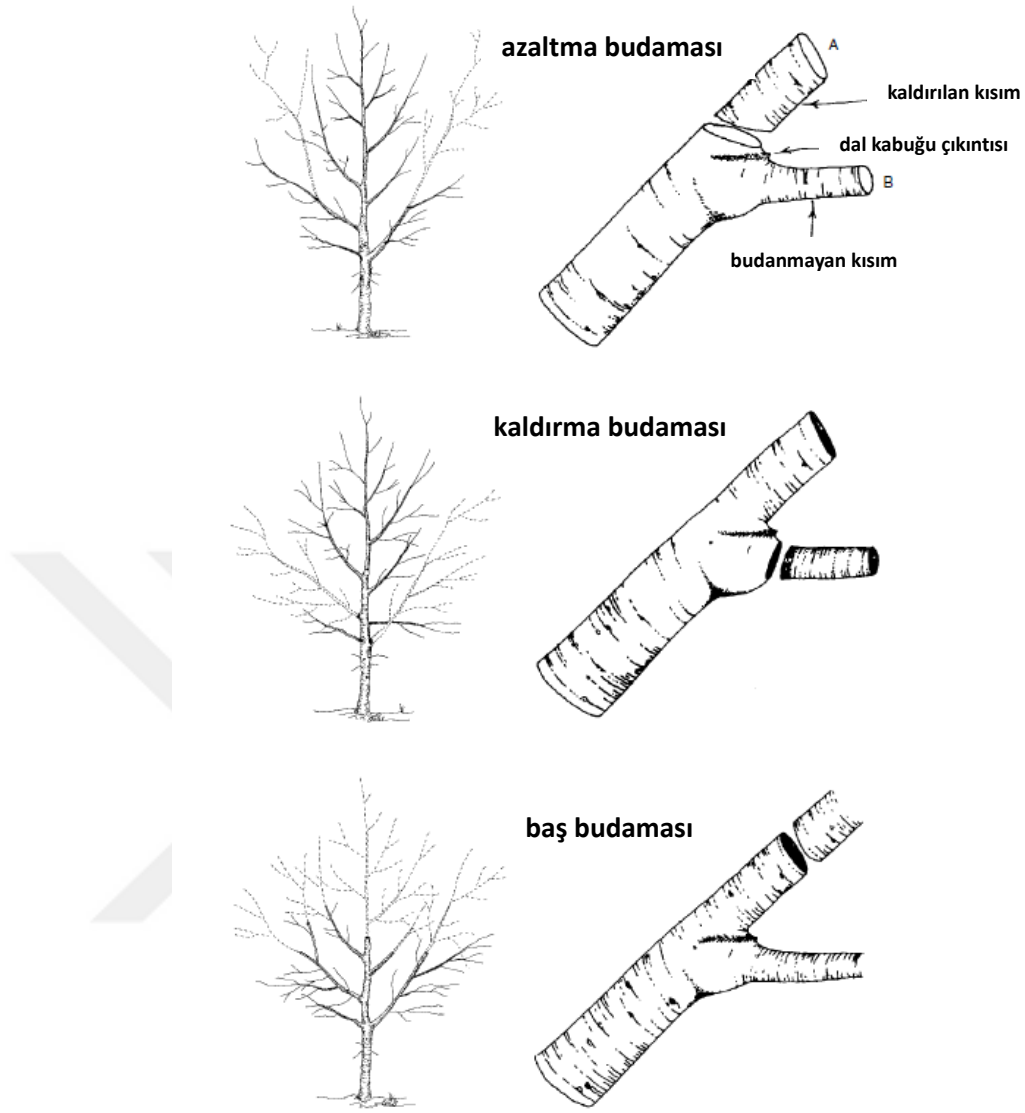
Ormancılıkta uygun ağaç budama yöntemleri uzun süredir tartışıl原因 sorulardan birisi olmuştur. Budama yapıldıktan sonra ağaç yüzeyinde belirli süreçler gelişir. Budanan bölgedeki yaralar zamanla nasır tutmaya başlar ve böylece dal kökünde kambiyum tabakası ve yeni büyüme halkaları meydana gelir. Ağaç gövdesinde oluşan yaralı bölgenin doğru budama teknikleriyle en aza indirilmesi önemli bir meseledir. Budamanın şiddeti ve budama işleminin süresi yaranın boyutunu etkilemektedir. Erken ve yalın budama teknikleri yaranın boyutunu düşürerek yeni ve temiz ahşap ürünlerinin imal edilmesini sağlar. Tam tersi durumlarda yanlış yapılan uygulamalar ağaç büyümesini yavaşlatarak olumsuz sonuçlar doğurabilir [10].

Budama yöntemi farketmeksizin temelde şu amaçlar gözetilmelidir:

1. Her kesim darbesi ağacın şeklini önemli ölçüde değiştirebilir olmalı.
2. Budanan dallar ağacın güneş ışığını verimli alabilmesine etki edebilmeli.
3. Büyük dalların kesiminin ağacın şekline ve görünüşüne ciddi katkısı olmalı.
4. Güvenlikten dolayı düşüğe yatkın kesimler yapılmalı.

Üç tipte temel budama yöntemi vardır. Bunlardan ilki olan azaltma budaması yeterli boy uzunluğundaki yanal dalları ve gövdeleri kısaltma işlemine denir. Azaltma budaması yanal budama ya da incelme budaması olarak da adlandırılabilir. Adından da anlaşılacağı gibi ağaçların yanal dallarının ve yanal gövdelerinin kesilmesi ana amaçtır. Genç ağaçlarda en çok tercih edilen azaltma budaması ağacın büyümesine doğrudan etki etmesinin yanında boyutlarını da küçültmek için kullanılan bir kesim yöntemidir. Bir diğer yöntem olan baş budaması önceden hesaplanmış belirli bir yüksekliğe kadar dalların ve gövdelerin kesilmesine denir. Genellikle genç fidanlarda dalların uzamasını kontrol altında tutmanın haricinde kesilecek bölgeden yeni filizler elde etmek amacıyla da yapılır. Bu çalışmadaki robotun kullanacağı yöntem olan kaldırma budaması ağacın gövdesine bağlı olan yan gövdeler ve dalların ağaç gövdesinden kopartılıp uzaklaştırılmasına denir. Bu teknikte ana ağaç gövdesinden kesilecek ve uzaklaştırılacak olan diğer uzuvların budanması düzgün ve dikkatli bir şekilde yapılmalıdır [11].

Şekil 1.1’de azaltma budaması, kaldırma budaması ve baş budaması görsel olarak verilmiştir.



Şekil 1.1. Budama Yöntemleri [11]

Şekil 1.2.'de doğru ve yanlış yapılan üç çeşit dal kesme yöntemi gösterilmiştir. Kaldırma budaması yapılırken kesilecek dalların ana gövde üstündeki kabuklu çıkıntısını aşmamaya dikkat edilmelidir. Bazı durumlarda bu çıkıntı kesilerek çok derin budama yapılır ve yanlış bir uygulama gerçekleşmiş olur. Bir diğer yaygın hata ise dalların ana gövdeden uzak mesafede kesilmesidir. Mümkün olduğu kadar yakın mesafeden gövdeye temas etmeden budama yapılmalıdır [12].



Şekil 1.2. Ana Gövdeden Budama [11]

1.3. Tezde Beklenen Çıktılar

Hayata geçirilecek olan endüstriyel projelerde bilgisayar ortamında yapılacak olan sayısal analizler ön bilgi vermesi açısından önemli bir yere sahiptir. Bu bilgiler ışığında deneysel çalışmaların getireceği ağır maliyetlerden dolayı sayısal analiz tercih edilecektir. Bu çalışmada, von Mises akma kriteriyle sonlu elemanlar analizi mevcut üç boyutlu katı modele uygulanacaktır ve zayıf noktalar görülüp değerlendirilecektir. Belirlenen malzeme cinsleri ve kalınlıklarına göre yapıda oluşabilecek hasarlar gözlemlenecektir.

Proje sonucunda elde edilmek istenen yarı otonom bir ağaç tırmanma ve budama robotu olacaktır. Bu robotun 25 ile 40 cm çapı arasındaki ağaçlarda istenilen yüksekliğe kadar tırmanabilen, dördü elektrik tahrikli toplam sekiz adet tekerleği olan, silindirik formda, üzerinde ağaca doğru kesme mesafesi değiştirilebilen, içten yanmalı testere motoruna sahip, hareketini besleyen batarya grubu üzerinde bulunan, azami ağırlığı 70 kg'dan az olmak üzere, aşağı ve yukarı hareketi yüksek radyo frekansı iletişimi uzaktan kumanda ile kontrol edilen bir sistem olması hedeflenmektedir. İçten yanmalı motora bağlı olan testere, sabit bir kesme hızında sürekli çalışacak şekilde budama robotu üzerinde olacaktır. Budama robotu ağaca bağlandığında testere çalıştırılacak ardından makine uzaktan kumanda ile yukarıya doğru hareketlendirilecektir. Robot yukarıya doğru harekete başladığında testere konumunu belirleyen aktüatör ileri hareket edecek ve testerenin kesme mesafesini asgariye indirecektir. Budama robotu budama için çıkacağı en üst noktaya ulaştığında uzaktan kumanda ile tahrik motorları ters yöne hareket ettirilecek, bu

esnada aktüatör testereyi gövdeden uzaklaştırarak kesme mesafesini arttıracak ve bu şekilde de dal budama robotu ağaçtan aşağı inmiş olacaktır. Ağaca bağlanmasında olduğu gibi ağaçtan çıkarılırken de manuel olarak halatlı germe-gevşetme mekanizması kullanılacaktır.



BÖLÜM 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Günümüzde robotlar hemen her alanda adlarından söz ettirmektedirler. Endüstriyel uygulamalar başta olmak üzere evlerimiz de dahil birçok alanda insan yaşamının konforunu arttırmışlardır ve kabiliyetleriyle insanların yerini üretim sahasında almaya başlamışlardır.

İnsan yaşamını riske atabilecek tehlikeli durumlarda robotların ve makinelerin tercih edilmesi en mantıklı çözümlerden birisi olarak görülmektedir. Ölümle sonuçlanabilecek yüksek mesafelere tırmanma faaliyeti robotların bu alandaki önemini göstermektedir. Ayrıca maliyetlerin ve zaman kaybının azaltılmasında da iyi birer alternatiftirler [13].

Budama veya birtakım diğer amaçlarla ağaçlara tırmanmak da insan hayatını riske atan eylemlerden birisidir. Ormanlık alanlarda ağaç boylarının rahatlıkla on metre mesafelere kadar çıkması riskin boyutlarını anlamamıza yardımcı olur. Tüm bu nedenlerden dolayı ağaçlara tırmanabilen ve bu işi insanların yerine yapabilecek bir robotun varolması gerekliliği kaçınılmazdır.

Bu çalışmada robotlar iki kategoriye ayrılmıştır. İlk kategoride sadece ağaç tırmanma robotlarından bahsedilecektir. İkinci kategoride ise tırmanmaya ek olarak budama fonksiyonlu ağaç tırmanma robotlarından bahsedilecektir.

2.1. Ağaç Tırmanma Robotları

Şekil 2.1.'de verilen Boston Dynamics tarafından RiSE adında canlılardan ilham alınarak tasarlanan yeni nesil bir dikey tırmanma robotu yapılmıştır. Gözetleme ve denetim yapmak amacıyla kullanılabilen bir robottur. Kertenkeleler ve böceklerle

benzer altı ayaklı yapısıyla tırmandığı yüzeye iyi derecede uyum sağlamaktadır. Ağaçlar ve diğer dikey zorlu çevre şartlarında ayakları ve minik omurgasıyla yüzeyi oldukça iyi kavrayarak kolaylıkla hareket edebilmektedir. Her ayakta iki adet motor bulunarak iki serbestlik derecesi elde edilmiştir. Robotun ayaklarının üçü tırmanılan yüzeye tutunurken diğer üçü hareket ederek tırmanmayı gerçekleştirir. Arka kısmında bulunan kuyruklu yapı sayesinde ağaca tutunabilir ve ileriye doğru yürüyebilir. Robotun yapısındaki altı adet ayaklarının herbiri tırmanma esnasında farklı tepki kuvvetlerine mağruz kalmaktadır. Bu kuvvetleri dengeli bir şekilde dağıtmak oldukça zor bir işlemdir. Ayrıca yapının mukavemeti ağaçtaki tepki kuvvetlerine dayanıklı olmalıdır. Bundan dolayı duruma uygun yay sabitleri belirlenerek yayın sertliği ne az ne de fazla olacak şekilde imal edilmelidir [14].



Şekil 2.1. RiSE [14]

Tin Lun Lam ve Yangsheng Xu 2011’de yüksek manevra kabiliyeti olan düzgün olmayan zorlu ağaç yüzeylerinde bile kolayca tırmanabilen ve Şekil 2.2.’de gösterilen bir robot üzerinde çalışmışlardır. Yeni nesil tırmanma tasarımıyla çok fazla serbestlik derecesine sahiptir. Çok yönlü kısıkaçları sayesinde karmaşık

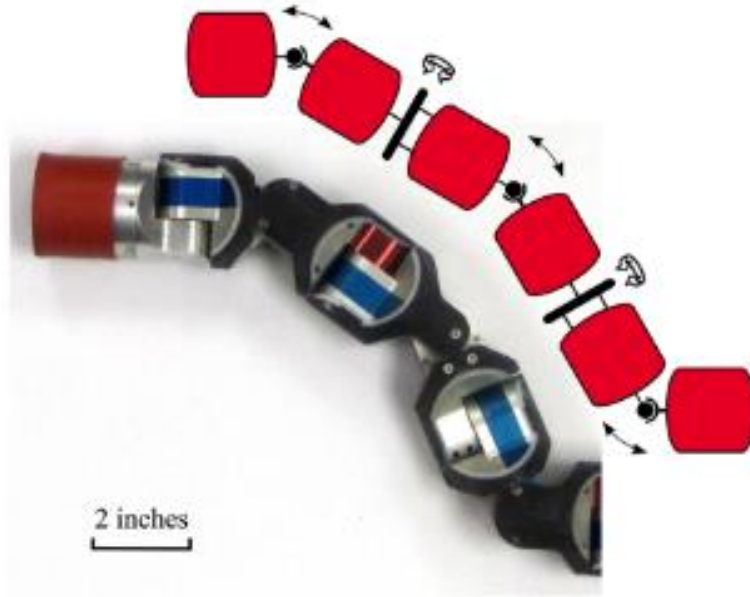
yapıdaki ağaçlara birden fazla açıyla tutunabilir. 1,75 kg sıkma gücünün yanısıra 600 gr hafifliğiyle dikkat çekmektedir. Robot çok yönlü kısıkaçları ve hareketli gövdesiyle iki ana bölüme ayrılır. Çift kısıkaçlar hareketli gövdenin iki ucuna bağlıdır. Kısıkaçlardan birisi ağaca sıkıca tutunurken diğer kısıkaç hedef pozisyona varıncaya kadar hareketli gövde devreye girer. Hareketli gövdede üç ayrı yay 120 derecelik açılarla konumlanmış ve üç ayrı DC motora bağlı olarak kontrollü bir şekilde uzayıp kısalmaktadır. Yayların boyundaki değişim gövdenin bükülüp eğilebilmesine imkan sağlar. Hafif yapısına rağmen tırmanma döngüsünü altı adımda tamamlamasından dolayı yavaş hareket etmektedir. Bir diğer konu ise tırmanma açısının belirli bir limite kadar robotun tutunmasına müsaade etmesidir. Tırmanma açısı limiti aşıldığı anda kütle merkezinin yerçekimi etkisi altında aşağıya çekileceği kaçınılmaz bir gerçektir. Bu esnada robot manevra yapar yapmaz kısıkaçlarından sadece birisiyle gövdeye tutunabilmesi imkansızdır [15].



Şekil 2.2. Treebot [15]

Weikun Zhen ve ark. (2015) Şekil 2.3.'te görseli bulunan kurtarma görevlerinde kullanılmak üzere değişik çevre koşullarına adapte olabilen yılan benzer sürünme

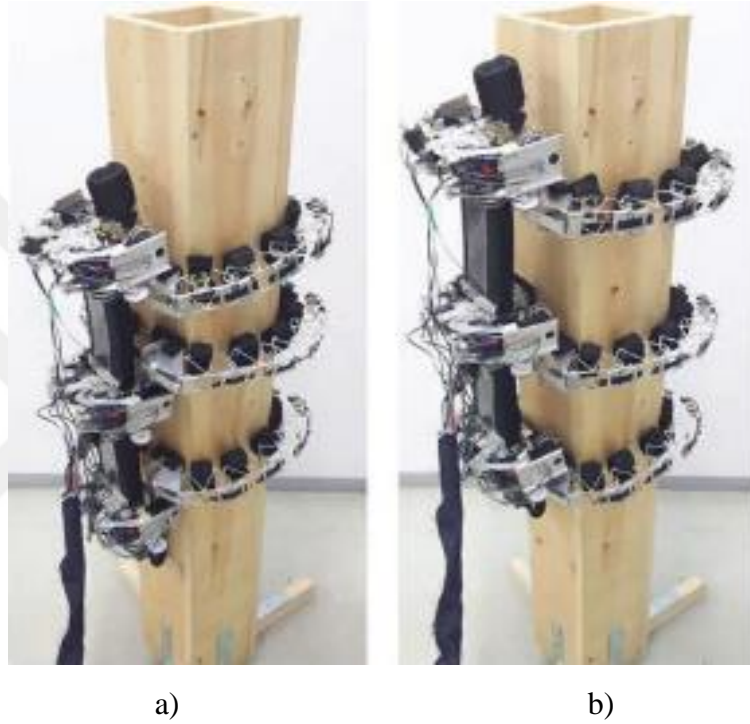
tekniğiyle tırmanabilen bir robot tasarlamışlardır. Yüksek mesafelere çıkmanın getirdiği esneklik ve kolay adaptasyon sorununu başarıyla aşmışlardır. Robot birbirine bağlı dönebilen küçük modülleri ve lokomotif yapısıyla yüzeydeki engelleri aşabilmektedir. Otonom kontrollü olarak çalışan robot, omurga benzeri hareket şekliyle tırmanma eylemini gerçekleştirir. Yılan robotu 16 eş modülden oluşur ve bu modüllerin bağlantı yerleri yanal yönde ve yanal eksene dik yönde dönebilmesi sayesinde tırmanma güzergahını oluşturur. Robotun güzergahı üzerinde herhangi bir engele denk gelmesi esnasında takılmaması için bölgesel olarak kambur oluşturması zorunluluğu ekstra bir zorluktur. 11 cm boyutlarındaki engelleri aşabilmesine rağmen birden fazla engel karşısında sıkışıp kalması çözülmesi gereken bir problem olarak ortaya çıkmaktadır. Yüzeydeki teması algılayabilmek için donanım limitlerinden dolayı çözüm olarak en fazla sekiz adet temas sensörü kullanılabilmiştir [16].



Şekil 2.3. Snake Robot [16]

Ahtapotlardan esinlenen başka bir çalışmada, denetleme ve farklı amaçlarla kullanılabilen ağaç, boru vb. dikey objelere tırmanabilen otonom bir robot tasarlanmıştır. Esnekliği ile birlikte farklı yüzeylere herhangi bir sensör yardımı olmadan tutunabilir. Altı baceden meydana gelen robot, yüzey üstünde keyfi ve serbestçe yol alabilmektedir. Her bacağına iki adet servomotor bulunmaktadır. Bu motorlar robotun yukarı ve aşağı hareketini sağlamaktadır. Gövdeyi bulunduğu

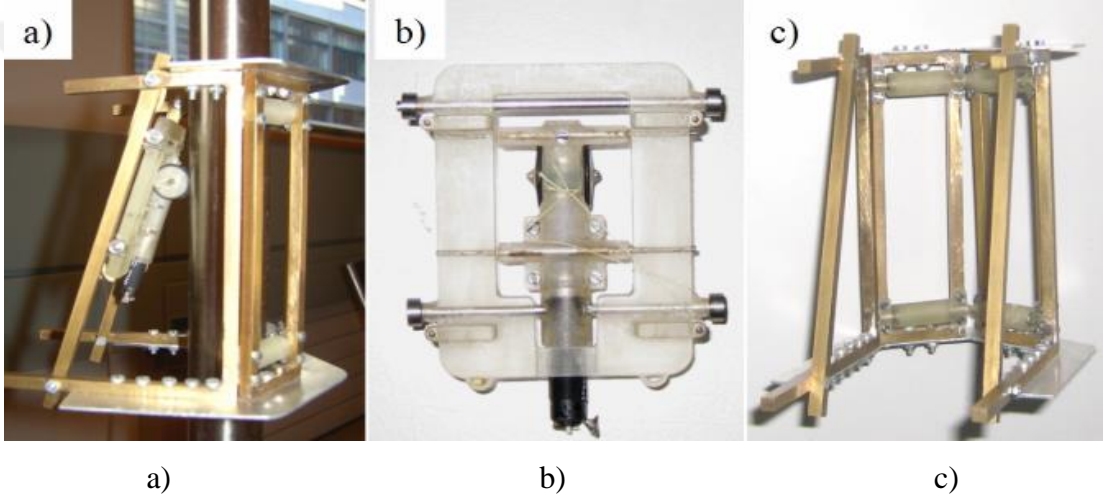
yüzeğe ittirmek için yapısında kauçuk bantlar kullanılmıştır. Şekil 2.4.'ten anlaşılacağı üzere tutunma ve tırmanma hareketlerini sırasıyla gerçekleştirir. Kauçuk bantların zaman içinde uzamaya ve esnemeye bağlı olarak deforme olma ihtimali yüksektir. Aynı şekilde yüzeyde tutunmayı sağlayan süngerler de yıpranabilir. Ayrıca tutunma ve tırmanmada bacaklardan ikisi hareket halindeyken diğer dördünün beklemek zorunda kalması zaman kaybına yol açmaktadır [17].



Şekil 2.4. Taoyaka a) Tutunma, b) Tırmanma [17]

İsviçre'de yapılan bir çalışmada, palmiye ağaçları, telefon kablosu direkleri ve lamba direklerine tırmanabilen tekerlekli bir prototip tasarımı Şekil 2.5.'te görülmektedir. Halat kelepçeleriyle tırmanan insanlardan esinlenilerek yeni bir tırmanma yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşım yüksek kapasiteli ön yükleme ile tırmanabilmeyi kolaylaştırmıştır. Motor gücüne bağlı 100 kg lık bir ön yükleme elde edilmiştir. Kayma ve frenleme durumlarında 500 kg lık tutunma kuvvetiyle yüksek seviyeye ulaşılmıştır. Her ne kadar yüksek sıkılaşmaya ihtiyaç duyulmuş olsa da 12 V batarya sistemine sahip bir robot için enerji tasarrufu da göz önünde bulundurulması gereken önemli bir konudur. 20-50 cm gibi geniş çap aralığında gövdelere tırmanabilmektedir. Islak zemin koşullarının da göz önünde bulundurulduğu

çalışmada, 20 kg kütleyle sahip olan robot 2 m/s hızla hareket etmektedir. Üretim kolaylığı açısından şasi malzemesini alüminyum profillerden seçmişlerdir. Planet dişlili motoru ve sonsuz dişli şanzımanıyla 2 kW güç ve 250 Nm tork elde edilmiştir. Bu kadar yüksek güç ve tork miktarlarına ulaşabilmek bu çalışmanın en zor kısmını oluşturmaktadır. Mevcut motor ve dişli tasarımları bu değerlerin genel olarak çok altında kalmaktadır. Dolayısıyla elektrikli arabalardan alınan motorla birlikte sonsuz dişli sistemini birbirine adapte ederek soruna çözüm bulunmuştur. Ayrıca detaylı tasarımı düşünülen sürücü ünitesinin imalatı yüksek maliyetler nedeniyle yapılamamıştır ve gelecek çalışmalar için şimdilik duraklatılmıştır [18].

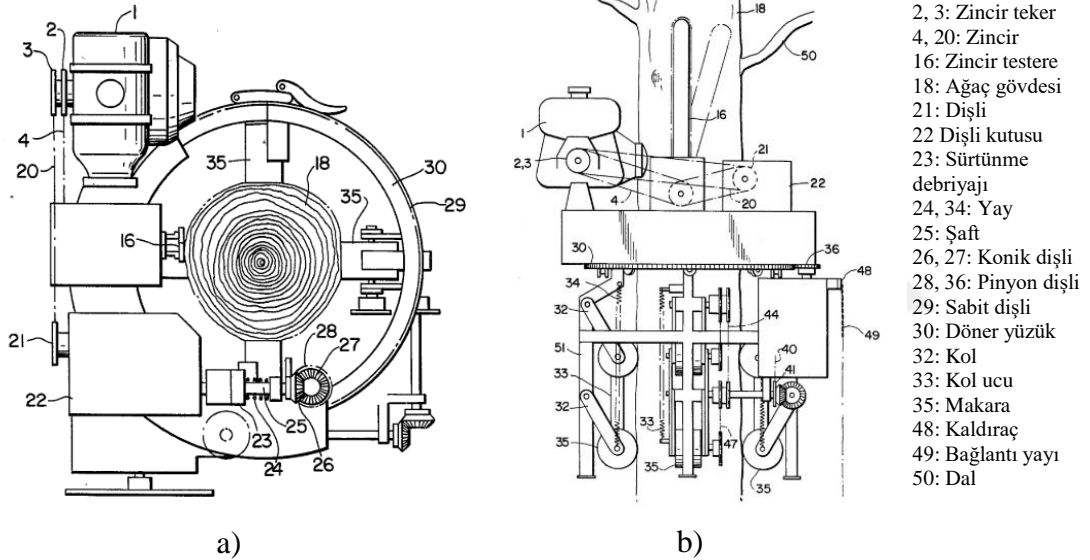


Şekil 2.5. Yüksek Ön Yükleme Kapasiteli Tırmanma Robotu a) Direk üstündeki görünüş, b) Arkadan görünüş, c) Genel görünüş [18]

2.2. Ağaç Tırmanma ve Budama Robotları

1981’de Japonya’da Şekil 2.6.’da gösterilen otomatik dal budama robotu yapılmıştır. İki parçadan oluşan robot dal kesme mekanizması, yukarı ve aşağı hareket için iletim debriyajı, motor ve motordan aldığı tahriki diğer hareketli kısımlara ileten sürücü mekanizmasından oluşmaktadır. Motorun dönüşüyle birlikte zincirli testerenin dalları kesmesiyle budama yapılır. Ağaç gövdesine paralel eşit uzunluktaki iki kol aracılığıyla tırmanma işlemini gerçekleştirir. Tekerlekler yüzeylerinden bu kolların bağlantı noktalarına esnek bir malzemeye (yay) monte edilmişlerdir. Bir yay vasıtasıyla ağaca paralel olan kollar ağaç gövdesine itilmektedirler. Şasinin ağırlık

merkezinin tekerleklerin dışında konumlanarak tasarlanması sebebiyle sistemde kullanılan yay otomatik bir şekilde tekerlekleri gövdeye basacak kuvveti meydana getirmektedir. Ağırlıktan dolayı oluşan bu kuvvetin tırmanma esnasında robotun gövdede titreşimli ve dengesiz ilerlemesine yol açacaktır. Dal budanmaya başladığında tırmanma mekanizmasındaki sürtünme debriyajı, dönüş ve tırmanma hızını otomatik yavaşlatır. Dallar kesildikten sonra sürücü mekanizması iletim debriyajıyla dönüşü terse çevirmesiyle aşağı hareket gerçekleşir ve robot ağaç gövdesinde aşağıya iner. Bu çalışmadaki en büyük sorun birden fazla dişli tasarımları ve iletim elemanlarının bulunması sebebiyle karmaşık olmasıdır. Sonuç olarak imalatı zordur ve mekanik tarafında arıza çıkarma ihtimali oldukça yüksektir. [19].



Şekil 2.6. Nakamura-Otomatik Dal Budama Robotu a) Üstten Görünüş, b) Arkadan Görünüş [19]

Kawasaki ve ark. (2008) Gifu Üniversitesinde yeni nesil tırmanma metoduyla budama yapabilen bir robot üstünde çalışmışlardır. İlk prototipi 2008 yılında tamamlanan çalışmanın amacı ormanların bakımına ve korunmasına odaklanmıştır. Çalışmanın bir diğer amacı homojen ve budaksız şekil almış keresteler elde ederek odunun değerini yükseltmektir. Hafif ağırlığı sebebiyle hızlı tırmanma kapasitesine sahip bir robottur. Kütle merkezini ağacın dışında tutarak ağaca tırmanan insanlardan esinlenen bu çalışmada robotun kütle merkezi de ağaç dışında olmasından dolayı kendi kendine gövdeye basarak tutunabilmektedir. Herhangi bir gövdeye tutunma

mekanizması tasarlanmamıştır. Bir önceki robotta olduğu gibi kütle merkezinin 22 cm kadar dışarıda olması dengesiz ve olumsuz anlamda titreşimli tırmanmaya yol açacaktır. İki adet aşağı kısımda ve ikisi yukarı kısımda düzenli aralıklarla konumlanmış dört adet tekerlekler sistemde bulunmaktadır. Tekerlek tahrikli yapısıyla hızlıca ağaca tırmanabilmektedir. Bütün tekerlekler sonsuz vidalı şanzımanlı motor sayesinde bağımsızca sürülmektedir ve sonsuz vida geriye dönüşü mümkün kılmaz. İlk prototipte gövde üzerinde dikine düz tırmanarak budama yapabilmektedir [20]. İkinci prototip çalışmasında düz tırmanmanın yanına spiral tırmanabilme kabiliyeti eklenmiştir. Sonuç olarak Şekil 2.7.'den anlaşılacağı gibi en son haliyle hem düz hem spiral tırmanma ayarlanabilir bir opsiyon olmuştur. 24 V bataryasından aldığı enerjiyle ve zincir testeriyle bir cm çapındaki hedef dalları budayabilmektedir. En fazla bir cm çapında dalları budayabilmesi ve karmaşık mekanizması robotun kullanılabilirliğini olumsuz yönde etkilemektedir [21].



a)



b)

Şekil 2.7. Kawasaki Ağaç Budama Robotu a) Düz Tırmanma, b) Spiral Tırmanma [20]

Japonya'da Waseda Üniversitesi'nde Şekil 2.8.'de görünen WOODY ismiyle başlanan çalışmada üç çeşit prototip geliştirilmiştir. Kawasaki robotunda olduğu gibi bu çalışmada da asıl amaç ormanların korunması olmuştur. Ağaçlardaki dal miktarının çok fazla olması dalların arasından güneş ışınlarının geçişini etkileyerek yerdeki meyvelerin çürüyebilmesine neden olması bu projenin bir başka yapılış amacıdır. Ayrıca aşırı dallanma sonucu ağır yağmurlarda ağaçlar yıkılıp insanların ve çalışanların üstüne düşmektedir. İnsanların hayatını riske atmamak için araştırmacılar WOODY adındaki projeye başlamışlardır. WOODY manuel olarak elle kontrol edilebilmektedir. Kollarıyla ağaca kenetlenebilir ve yapısındaki dişli mil sayesinde robot gövdesinde açılıp kapanma yapabilir. Tepesinde budama yapabilmek için kesici aparatı bulunur. Herbir kolun içinde bulunan tekerlekleri sayesinde ağaç gövdesinde dönerek budamaya başlar. Bu tekerleklerin çözülmesi gereken en büyük sorunu kayma olarak görülmektedir. Ayrıca sedir ve selvi gibi düz ağaçlara tırmanabilmekle sınırlanmış tasarımı vardır. Çünkü yapısı düz olmayan ağaç gövdeleri için uygun değildir. Bir diğer sorun ise robotun yapısının ağaç gövdesinin çevresiyle orantılı olmasından dolayı kullanım alanının çok kısıtlı olmasına yol açmaktadır [22].



a)

b)

Şekil 2.8. WOODY a) Birinci Görünüş, b) İkinci Görünüş [23]

Şekil 2.6’da görseli bulunan 2006’da Miguel Hernandez Üniversitesi tarafından TREPA isimli otonom tırmanabilen bir robot tasarlanmıştır. Robotun yapılışı amacı palmye ağaçlarını budamanın getirdiği tehlikeli riskleri ortadan kaldırmaktır. TREPA altı serbestlik dereceli Gough-Stewart platformuyla entegre olmuştur. Bu platformların ortasında boşluklar vardır. Platformun yapısına iki adet altıgen yüzük ve altı adet lineer aktüatör bağlanmıştır. Alt ve üst platformun ortasında bulunan boşlukla ağaçta kavrama sağlanır. Ağaç gövdesine birçok taraftan altıgen yüzükler vasıtasıyla baskı uygulanarak tutunma gerçekleşir. Altıgen yüzüklerdeki ultrasonik sensörler ağaç gövdesi ve yüzükler arasındaki mesafeyi algılayabilmektedir. TREPA dört etapta tırmanma eylemini tamamlar. İlk olarak lineer aktüatörler kapalıyken ve alttaki platform gövdeyi sıkarken üstteki platform hareket etmek için serbest kalır. Böylece lineer aktüatörler uzayarak üst platformu yukarı konuma çıkartır. Sonrasında üst platform ağaç gövdesine kenetlenerek alttaki platform serbest kalır ve lineer aktüatörler kapanarak alt platformu yukarı çıkartır. Bu döngü her seferinde böyle devam ederek robot ağaca tırmanır. Fakat 5,5 mm/s gibi çok yavaş bir tırmanma hızına sahip olması aşılması gereken bir problemdir. Sadece palmye ağaçlarının budanmasının düşünülerek imal edilmesi kullanım alanını oldukça daraltmaktadır [22, 23].



a)



b)

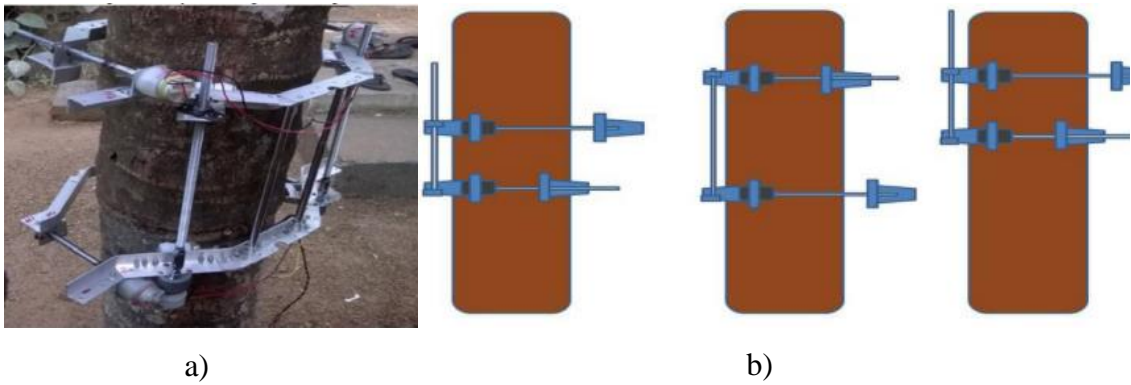
Şekil 2.9. a) TREPA, b) Tırmanma Etapları [23]

Şekil 2.10.'daki AB232R ticarileşmiş bir ürün olan Seirei tarafından üretilmiş otomatik bir ağaç budama robotudur. Tekerlekler aracılığıyla sürülen robotun teker açıları sabit olmasından dolayı belirli bir spiral tırmanma açısı vardır. Robotun sabit açıyla tırmanması testerenin ağaç gövdesindeki hemen hemen her dalı kesmesini sağlamaktadır. Sabit hızla ağaç üzerinde tırmanır ve dal kesen bölümü robotun üst tarafında monte edilmiştir. Kolayca kumanda edilerek spiral güzergahta aşağı yukarı hareket ettirilebilir. Ön yüklemeli yayların gövdeye uyguladığı baskı kuvvetiyle robot ağaca kapanabilir ve tutunabilir. Kapanabildiği ağaç çapları belirli aralıklarla sınırlanmıştır ve bu aralık robotun boyutuyla doğru orantılı değişmektedir. Seirei farklı çap aralıkları için iki çeşit model sunmuştur. Bu modeller 70-230 mm arası çap için AB232R ve 150-350 mm arası çap için AB351R olarak görünür. İki modelden de anlaşılacağı üzere bu robot ormanlık alanlardaki büyük gövdeli ağaçlar için uygun değildir çünkü 350 mm çapından büyük ağaçların da budamasının yapılması gereklidir [22, 24].



Şekil 2.10. Seirei AB232R [24]

Hindistan'da hindistan cevizi toplamanın riskli bir iş olması gerekçesiyle bu işi yapabilecek bir Hindistan cevizi toplama robotu ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Yapılan çalışmada, operatörle uzaktan kontrol edilebilen bir robot tasarlanmıştır. Tırmanma esnasında ağaca herhangi bir zarar vermeyen çevre dostu bir robot amaçlanmıştır. Robotun alt ve üstte bulunan iki adet tutunma mekanizması, piston çifti ve dişli mil-somun sisteminden oluşur. İki parçadan oluşan şasi dişli mil çiftiyle birbirine bağlıdır ve bu miller motorlara bağlıdır. Bu sistem Şekil 2.11.'deki gibi tırmanma için gerekli olan doğrusal hareketi sağlar. Motorlar tarafından tahrik alan iki kol tutunmayı sağlar. Sistemde bulunan altı motordan dört tanesi tutunma görevinde iki tanesi ise yukarı aşağı harekette kullanılmaktadır. Robotun şasisi hafif olması amacıyla alüminyum köşebentlerden oluşmuştur. Budama ünitesi olarak üst kısma kesici bir robotik kol ilavesi yapılmıştır ve yerden operatör ile manuel bir şekilde kontrol edilebilmektedir. Düzgün olmayan ağaç gövdesine tırmanırken robot için düşme riski ortaya çıkmaktadır. Ayrıca dişli mil-somun mekanizmasından dolayı tırmanma hızı oldukça yavaştır. Gelecek çalışmalarda bu mekanizmanın yerine hızı arttırmak adına hidrolik pistonlar kullanılabilen bir başka tasarım fikridir fakat bu ise yapıyı daha karmaşık ve maliyetli yapacaktır. Hindistan cevizi ağaçları için üretilmiş olması diğer robotlarda olduğu gibi kullanım alanını düşürmektedir [25].



Şekil 2.11. Hindistan Cevizi Toplama Robotu a) Ağaç Üstündeki Prototip, b) Tırmanma Etapları [25]

Şekil 2.12'deki en dikkat çeken çalışmalardan birisi de Almanya'da Jordan tarafından üretilen ticarileşmiş ağaç budama makinesidir. Hidrolik bir tahrik ünitesi aracılığıyla ağaç gövdesinde aşağı ve yukarı yönlü otonom olarak hareket etmektedir. Budama ünitesi ikiye ayrılır. Üç adet bıçak üstte ve iki adet bıçak alt budama

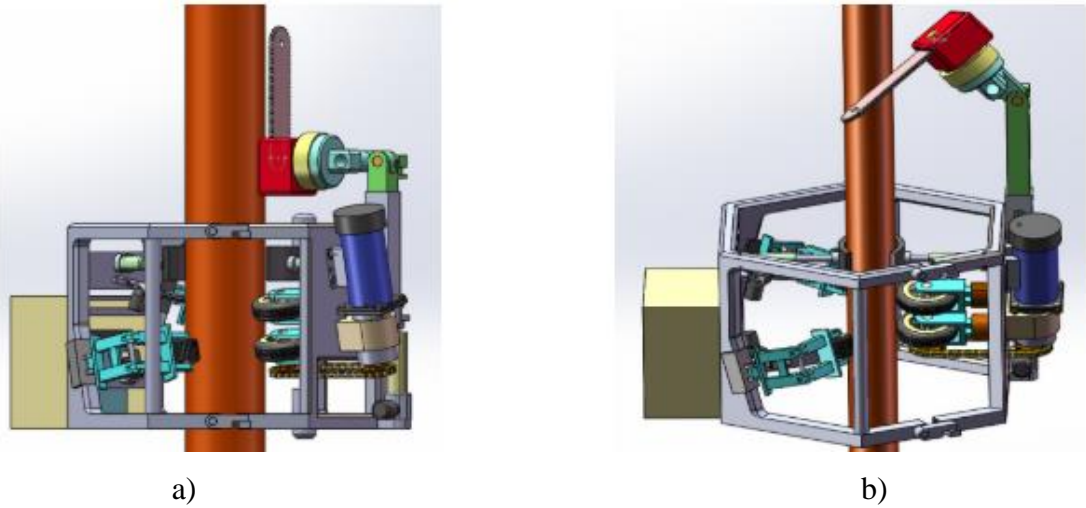
bölümünde bulunur. Toplamda beş ayrı bıçağın düzgün dizilimiyle robot ağaç gövdesini tamamen kavramaktadır. Yapısında bulunan iki adet kayış ağaç gövdesine baskı yaparak hidrolik motordan aldığı tahrikle yukarı doğru hızlı bir şekilde hareket etmektedir. Üstteki üç kesici bıçak ağaç kabuklarını korumak adına bükümlü ve ince gövde kısımlarından geçerken bir bütün olarak yatayda esnek hareket edebilmektedir [26]. Robot 12-15 m boyundaki ağaçlara tırmanabilirken bunların en fazla 3,5 cm çapındaki dallarını kesebilmektedir. Budama ünitesi 4 m/s hızla yükselirken gün içinde 30-50 adet kadar ağacı budayabilme kapasitesine sahiptir. 2 kişi tarafından rahatlıkla taşınabilen ve ağaca bağlanabilen budama ünitesi alüminyum malzemenle imal edilmiştir ve toplam kütlesi 50 kg etmektedir. Budama ünitesi haricinde bu robotta sürücü ünitesi de bulunmak zorundadır. Sürücü ünitesi 96 litre hidrolik yağ deposuna sahiptir ve 3 pim bağlantı noktasıyla 40 hp gücünde traktörlere bağlanarak traktörden aldığı tahrikle çalışmaktadır. Zorlu arazi ve orman şartlarında traktör ve hidrolik sürücü ünitesi bulundurmamak çok zordur [27].



Şekil 2.12. Advaligno PATAS [27]

Çin’de uzun boylu ve hızlı büyüyen ağaçların bakımı için budama robotu çalışması yapılmıştır. Şekil 2.13.’te görünen çalışmada mekanik kola bağlı elektrikli testeresiyle budama yapabilen yarı otonom bir robot tasarlanmıştır. Çevre koşullarına

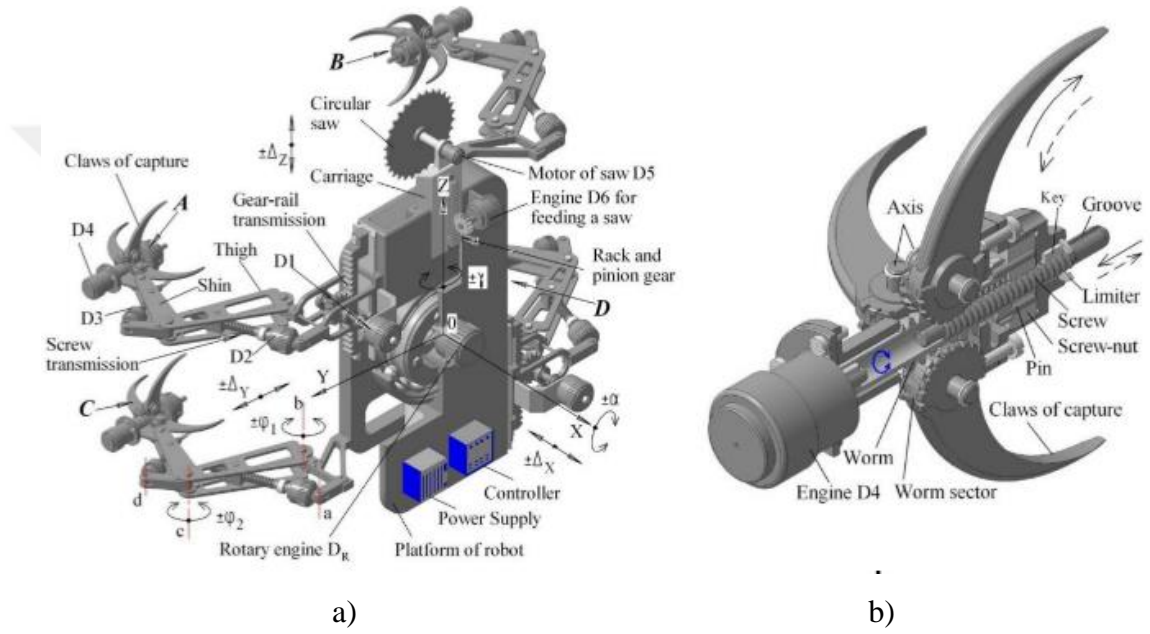
bağlı olarak elektrikli testere mekanik kolla ayarlanarak istenilen uygun budama yapılabilir. Ancak elektrikli testere sistemdeki bataryadan çok fazla akım çekecektir ve enerjiden tasarruf elde edilememektedir. Sabit spiral tırmanma açısıyla tırmanan robot sürücü tekerlekler, avare tekerlekler ve kenetlenme mekanizmasından meydana gelmektedir. Sürücü tekerlekler zincir ve dişlilerle birlikte motora bağlıdır. Seçilecek zincirin kalitesine bağlı olarak zaman içinde zincirdeki uzama miktarı değişkenlik gösterecektir ve zincir boşluğunun ileride problem çıkartması olasıdır. Ayrıca motordan zincirle ve dişlilerle aktarılan iletimdeki verim 0,65 olarak belirtilmiştir bu ise %35 lik güç kaybı anlamına gelmektedir. Kenetlenme mekanizması aktif ve pasif olmak üzere iki çeşittir. Aktif kenetlenme dalların budanması sırasında iki adet itici elektrik pistonlarının robotu ağaç gövdesine sıkıştırmasıyla görev yapar. Pasif kenetlenme ise tırmanma gerçekleşirken tekerleklerin gövdeye kuvvet algılayıcı sensörden gelen sinyalle birlikte her zaman tutunabilmesini sağlamaktadır. Çalışmada tekerlek ve tekerlek çatal bağlantısına sonlu elemanlar analizi uygulanarak von Mises gerilmeleri incelenmiş olup herhangi bir sorun olmadığı görülmüştür [28].



Şekil 2.13. Elektrik Testereli Budama Robotu a) Düz Testere, b) Serbest Testere [28]

Mikhail Polishchuk ve ark. (2020) ormanlık alanlardaki ve parklardaki ağaçların budanması için Şekil 2.12.'teki serbestçe yürüyebilen mobil bir robot çalışması yapmışlardır. Robot dört adet pençesiyle ağaç gövdesinde yürürken dairesel motorlu testeresiyle dal kesme işlemini gerçekleştirir. Pençelerinde bulunan motor, sonsuz

dişli ve dişli vida gibi mekanik aksamlar yapıyı karmaşık hale getirmiştir ve bundan dolayı imalatı oldukça zordur. Alttaki pençelerden birisi ve üstteki buna çapraz diğer pençe ağaca tutunurken diğer pençeler hareket etmek için serbest kalır. Hareketini tamamladıktan sonra diğer pençeler serbest kalarak hareket edebilirler ve tırmanma döngüsü bu şekilde devam eder. Keskin sivri pençeleri sayesinde ağaç üzerinde iyi kavrama yapabilmektedir. Robotun dinamik parametrelerini (tork, hız vb.) doğru bir şekilde ayarlayabilmek ve hesaplayabilmek önemli bir mühendislik sorunudur [29].



Şekil 2.14. Mobil Budama Robotu a) Genel Tasarım, b) Pençe Tasarımı [29]

Şehirlerde elektrik güç hatlarının yakınlığında varolan ağaçların budanmasının zorluğu ve risklerinden dolayı Japonya’da uçabilen drone benzeri bir ağaç budama robotu tasarlanmıştır. Robot dala tutunma ve budama eylemlerini sırasıyla yapmaktadır. Yapısında şanzımanlı DC motor, lityum akü ve servomotorlar bulunmaktadır. Servomotorlar tutuculara bağlı çalışarak robotun dalda asılabilmesi için uygun pozisyonu ayarlamaktadır. Şekil 2.15.’ten görüleceği gibi tutucuları sayesinde düzgün olmayan dallarda bile çok iyi tutunma sağlayabilmektedir. DC motora bağlı dairesel testeresiyle birlikte budama yapılabilir. Robotun ana tablası hafiflik açısından alüminyum olarak seçilmiştir. Robotun tutunabilmesi için

en az 350 mm dal uzunluğuna ihtiyaçı vardır bu da daha kısa dalları budayamayacağı anlamını taşımaktadır [30].



şekil 2.15. Drone Ağağ Budama Robotu [30]

Jiang Q. ve Xu F. (2017) pürüzlü duvar yüzeylerine tırmanma robotu için tutunma modülü ve bu modüle ait kancalı parçalar tasarlamıştır. Ansys Workbench programında kancalar ve bağlı oldukları modül için sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Statik analizde kanca parçalarının yer değiştirmeleri gözlemlenmiştir ve iki kanca çiftinin tutunma sırasında birbirlerinden bağımsız olduklarını yani birbirlerini etkilemedikleri görülmüştür. Tutunma modülü için yapılan titreşim analizinde mod şekilleri gözlemlenmiştir [31].

Düz direklere tırmanma amacıyla tasarlanan hibrit tırmanma robotunun yeterince kuvvetli ve yüksek tork değerine sahip olması amacıyla bir çalışma yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizi uygulanarak von Mises gerilmeleri ve yer değiştirmeler incelenmiştir. Alüminyum şasiden oluşan ve 20 kg kütleyle sahip robotun maksimum yer değiştirmesi için tutucu mekanizması optimize edilmiştir [32].

Rüzgar türbinlerinin denetimi için yapılan bir çalışmada tırmanma robotu tasarlanmıştır. Rüzgar enerji santralleri için periyodik denetim görevini üstlenecek ve güvenlik koşullarını sağlayacak böyle bir robot üstünde çalışılmıştır. Kendi etrafında tam tur dönebilen robot mekanik yay vasıtasıyla tutunabilmektedir. Mevcut

süspansiyon sistemi engellerin üzerinde rahatça geçebilmesini sağlamıştır. Tasarımdaki gerilmeler ve yer değiştirmeleri görmek için sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda mekanik gerilmeler güvenli sınırın içinde kalmıştır [33].

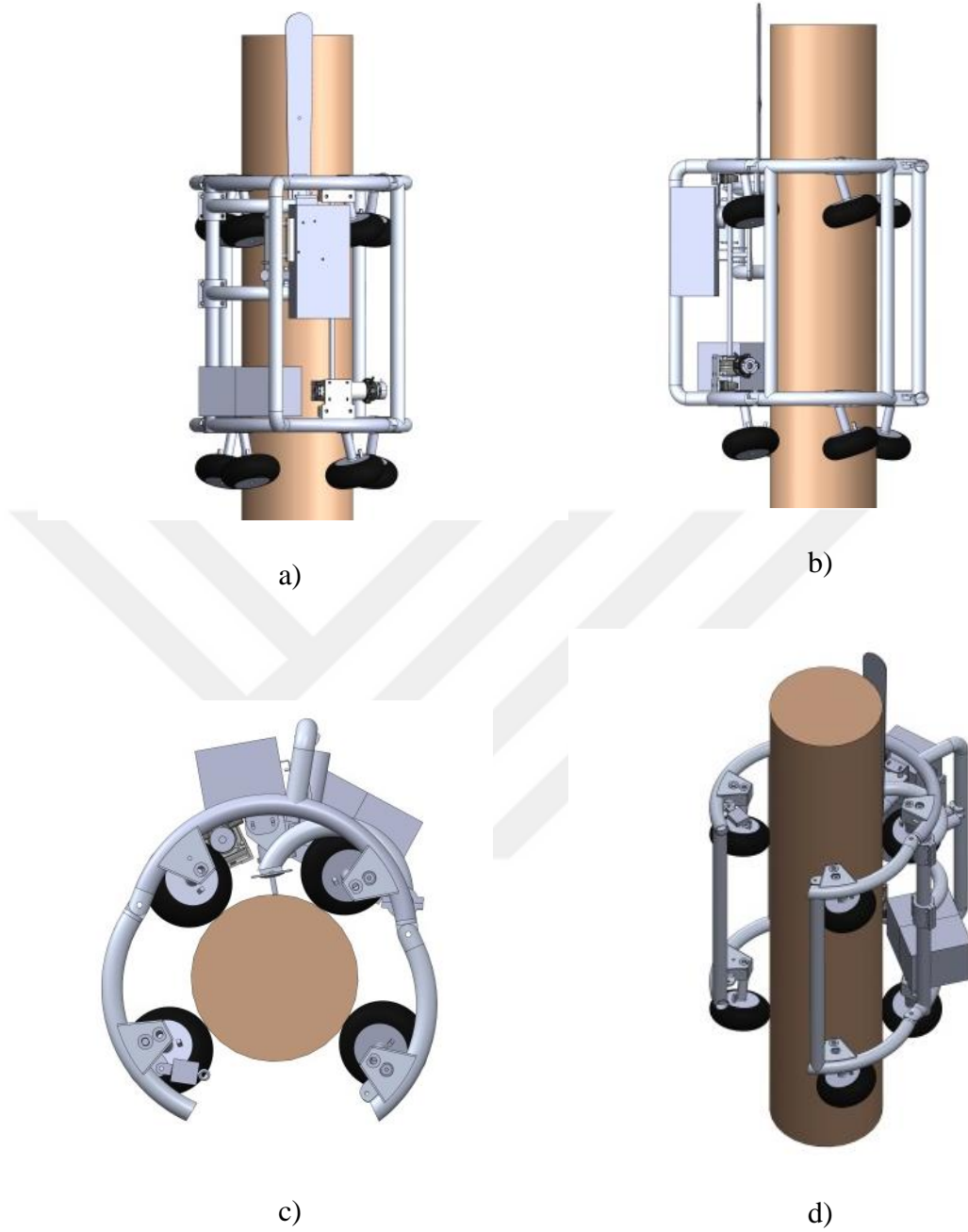
Yine insan hayatını riske atmamak için yola çıkılan bir çalışmada kimsayal bir tesisteki boru hattı arızalarının ve sızıntılarının tespit edilebilmesi için boru üzerinde tırmanabilen bir robot yapılmıştır. Bu çalışmada Ansys programında bağlantı parçası ve boruya tutunmayı sağlayan parçalar sonlu elemanlar analiziyle incelenmiştir. Sonuçlara göre uygulanan yüklerin sınırdan geçtiği görülmüş ve bu parçaların yüklere dayanabildiği anlaşılmıştır [34].

BÖLÜM 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Projede öncelikle işletmenin kendi bünyesinde kullandığı ticari modelleme paket programında (SolidWorks, Profesyonel 2019 SP0.0, Zere San. Ve Tic. A.Ş.) sistemin üç boyutlu katı modeli oluşturulmuştur. Modelleme sonucunda prototipin net geometrik ölçüleri, testere, lineer aktüatör, batarya, kontrol ünitesi gibi elemanların konumları ve tekerlek eğim açıları ulaşılan önemli parametrelerdir. Geometrinin belirlenmesinin ardından sayısal olarak yük hesabı ve mukavemet analizleri sonlu elemanlar paket programı olan Ansys'te incelenmiştir. Farklı ağaç çapları dikkate alınarak yapılan bu analizlerde oluşan gerilmeler doğrultusunda zayıf noktalar görülmüş olup uygun malzeme ve kalınlığı seçilmiştir. Nihai model ortaya çıkınca işletme bünyesinde imalata başlanmıştır.

3.1. Katı Modelin Oluşturulması

Prototip ilk olarak bilgisayar destekli tasarım programında modellenmiştir. Katı model oluşturma sürecinde ar-ge çalışmalarına paralel birtakım tasarım güncellemeleri olmuştur. Süreç içerisinde gelişen bu güncellemeler ilk prototip için önemli sonuçlar elde edilmesini sağlamıştır. Katı modeli takiben sonlu elemanlar analizleri gerekli verileri vermiştir. Analiz sonuçlarına göre karar kılınan nihai modelde üretim çalışmaları yapılmıştır. Şekil 3.1.'de tasarlanan robotun katı modeli görülmektedir.



Şekil 3.1. Katı Model a) Ön Görünüm, b) Yan Görünüm, c) Üst Görünüm, d) İzometrik Görünüm

Şekil 3.2’de katı modeli oluşturan parçalar verilmiş ve görevleri açıklanmıştır. Genel yapıyı oluştururken dikkat etmemiz gereken husus ağırlık sorunu olmuştur. Yerçekimine karşı iş yapılacağı için yüksek mesafelere ağır yapıları çıkarmak daha fazla enerji gerektirecektir. Bundan dolayı ağır yapının sistemin aküsünden çekeceği akımı kısa zamanda tüketeceği bilinmektedir. Ayrıca akünün kendi ağırlığı da buna

paralel olarak artacaktır. Az enerji ve akımla yüksek güç elde etmek için sisteme redüktör ilavesi yapılması uygun görülmüştür. Böylece gerekli olan düşük hız hesaplanarak doğru motor seçimi ve redüktör oranı tespiti bir diğer konu olmuştur. İlk etapta akla dayanıklılık açısından çelik malzeme gelse de kütlesinin fazla olacağı hesaplanmıştır. Onun yerine alüminyum malzeme kullanmak en mantıklı çözüm olarak görünmüştür. Tasarım sürecinde kolay bulunabilirlik ve düşük maliyetten dolayı alüminyum borular tercih edilmiştir. Tüm imalat aşamaları göz önünde bulundurulursa ucuz maaliyet dikkat edilen bir husus olmuştur.

1. Gövde: Makineyle alakalı birçok önemli parçanın bağlandığı yapıdır. Tasarımın başlangıcında ağaç formuna uygun olacak şekilde yuvarlak görünüme sahip olması istenmiştir. Bu yuvarlak formu elde edebilmek için en uygun yapı olarak boru tercih edilmiştir. Çünkü boruların istenilen çapta belirli limitler aralığında bükülebilmesi şasi için en doğru seçim olmuştur. Uygun sertlikte bükülebilen 50 mm çapında alüminyum borulardan meydana gelmektedir. 1,5 mm et kalınlığında boru kullanmak akla ilk gelen seçenek olmuştur. Eğer çok sert alüminyum malzeme seçilirse ansızın kırılabilmektedir. Bundan dolayı yüksek mukavemetli (276 MPa), kaynaklanabilir ve soğuk şekillenebilirliği iyi olan malzemedan yapılmıştır.

2. Yan gövde: İleri ve geri yönde ağaca kapanıp açılabilen hareketli gövde yapısıdır. İki adet sağ ve sol kollardan oluşmaktadır. Her iki kollar da gövdeye menteşe aracılığıyla bağlanmıştır. Hem gövde hem de yan gövdeler hidrolik boru kıvrıma makinesinde bükülmüştür. İmalat kolaylığı açısından ve ağaç formu da düşünülerek gövdedeki boruların büküm yarıçapıyla aynı büküm yarıçapında imal edilmiştir. Üzerinden gerdirme halatı geçecek şekilde ağaç gövdesine kapanarak baskı yapabilmesi düşünülmüştür.

3. İçten yanmalı motorlu testere: Yüksek devirli, benzinli içten yanmalı motoruyla çalışan ve karşısına çıkan dalları budayabilen motorlu testeredir. Zincir testeresiyle herhangi bir sıkıntı olmadan budama yapabilmesi düşünülmektedir. Elektrikli testerele göre ormanlık alanlara ve zorlu arazi şartlarına daha iyi uyum sağlamaktadırlar. Ayrıca elektrikli testerenin bir diğer olumsuz yanı yüksek güç harcamasından dolayı sistemdeki bataryayı çok çabuk bitirebilme gerçeğidir.

Benzinli testerenin budamanın dışında bir diğer amacı ise yüksek devrinden faydalanılarak ilerleyen çalışmalarda bataryayı şarj etme olanağı sağlamasıdır. İmalat safhasında motorun testereden uzaklaştırılma zorunluluğu ortaya çıktığı için aracı kaplin kullanılarak malle aktarma yapılmıştır. Zamanla zincirin gevşeme ihtimali düşünülerek testereye alüminyum lamadan zincir gerdirme-gevşetme aparatı konulmuştur. Testerenin doğru ve düzenli bir şekilde yağlanmasını sağlamak için bağlı bulunduğu saca yağlama kanalı açılmıştır.

4. Testere gövdesi: Aktüatörden aldığı tahrikle testerenin ağaca göre konumunu ayarlayan hareketli yapıdır. Belirli bir boru üzerinde iki adet menteşeden dönerek ileri-geri hareketi sağlamaktadır. İki kol halinde alt ve üstten testereyi dengeli desteklemesi amaçlanarak tasarlanmıştır. Büküm yarıçapı diğer borulardan daha küçüktür. Bu sebeple imalatta büküm limitlerini epey zorlamıştır. Ağaç gövdesine kapandığında en uygun merkez açısını yakalamaktadır. 25 cm ve 40 cm çap ağaç gövde çapı aralığında en fazla 3 cm kadar ileri-geri oynamaktadır.

5. Tekerlek yuvası: Tekerleklerin sabitlendiği ve gerdirme halatının içinden geçtiği yapıdır. Asıl amacı tekerlekleri gövde borularının altında tutarak gövdelere sabitlemektir. Tasarlanırken alüminyum lazer kesiminde parçalar kesilerek daha sonrasında bu parçalar birbirine kaynatılıp içi boş hafif bir yapı elde edilmiştir fakat mukavemet olarak yapının zayıf noktalarından birisi olabileceği ön görülmektedir. İçinin boş olmasının bir diğer sebebi ise içinde makaralar bulundurmaktır. Bu makaralar halatı düzenli bir şekilde gerdirmek için tekerlek yuvasının içinde konumlandırılmıştır. Yine hafiflik açısından makaralar poliamitten üretilmiştir.

6. Elektrik motorlu tekerlekler: Spiral tırmanmayı sağlayan elektrik motorlu tekerleklerdir. Dört adet tahrik tekerlekleri olarak iş görmektedirler. Düşük devirde yüksek torkla ağaç gövdesi üzerinde yürümesi hedeflenmiştir. Bu yüzden tasarımın en zor aşamalarından birisi de tahrik tekerleklerinin seçimi olmuştur. Tekerlekler için kademeli hız ayarı düşünülmüştür yani normal tırmanma esnasındaki hızı ve dal budamadaki hızı birbirinden farklı olması gerekmektedir. Dalı görünce hızını düşürerek daha güvenli budama yapacaktır.

7. Avare tekerlekler: Motorsuz sadece ağaca tutunmayı sağlayan tekerleklerdir. Mümkün olduğunca hafif kütleli, ufak ve ağaç yüzeyindeki budak gibi titreşime

sebeup olabilecek etkileri emebilen tekerlekler tercih edilmiştir. Elektrik motorlu tekerleklerle aynı tırmanma açısına sahiptir. Ağaç gövdesinde optimum sürtünme kuvvetini yakalayabilmek için bu tekerlekler üzerine torna tezgahlarında çizikler açılmıştır. Budama robotlarındaki en önemli sorunlardan biri olan kaymanın önüne bu şekilde geçilmek istenmektedir.

8. Redüktörlü motor: Çift taraflı çıkışıyla alttan ve üstten halat gerdirmeyi ve gevşetmeyi sağlayan redüktörlü elektrik motorudur. Gövdenin üst ve alt kısmındaki makaralara bağlantı yapabilmek amacıyla sonsuz vidalı redüktör tercih edilmiştir. 1:50 tahvil oranıyla az miktardaki motor torkuyla redüktör sayesinde yüksek çıkış torkuna ulaşılmıştır. Hem bu sayede yavaş hızda makaraları çevirerek halatın kopma riski indirgenmiştir. Ufak bir DC motor ve redüktör gövdesiyle hafiflik göz önünde bulundurulmuştur.

9. Redüktörlü motor mili: Redüktörlü motordan aldığı hareketle üstteki ve alttaki makaraları döndürerek gerdirme ve gevşetme yapar. redüktör ve makaralar arasında bağlantıyı sağlamaktadır. Alt ve üstten yataklama yapılarak milin dengeli dönmesi sağlanmıştır. Mil boyunun uzunluğundan dolayı mukavemetsiz olabileceği düşüncesiyle burkulma riskinin önüne geçebilmek adına 18 mm çapında alüminyum mil kullanılmıştır. Torna tezgahlarında mil üzerine fatura açılarak rulman yataklarına bindirilmiştir.

10. Halat gerdirme-gevşetme makaraları: Redüktörlü motor milinin alttaki ve üstteki iki ucuna bağlıdır. Halata direkt olarak temas ederek gerdirme-gevşetme yapar. Bu makaralar tambur şeklinde tasarlanmıştır. Halat germe sırasında tamburlara halat dolmaktadır. Torna tezgahında milden işlenerek freze tezgahında tamburun ortasına halat sokma deliği açılmıştır.

11. Lineer aktüatör: Sensörden aldığı sinyalle testere gövdesine hareket vererek testerenin ağaca göre konumunu ayarlayan elektrikli pistondur. 25 ve 40 cm çap aralığında 3 cm'lik lineer değişim miktarına bağlı olarak piston ihtiyacı ortaya çıkmıştır. 24 V ile doğrusal çalışan 10 cm strok uzunluğuna sahip lineer aktüatör alımı yapılmıştır. Testere gövdesini itebilecek yeterli kuvveti elde edebilmek için 375 N itme-çekme kuvvetinde olması uygun görülmüştür. Lineer aktüatörler içlerindeki dişliler sayesinde yüksek kuvvetlere ulaşabilmektedirler. Genel olarak tırmanma

sırasında ağaç çapı küçülecektir ve testere ağaç gövdesine yaklaşacaktır. Linear aktüatör bu sırada gövdeyi geriye çekecektir.

12. Yük hücresi: Halatın ucuna bağlanır ve halattaki gerginliği ölçerek redüktörlü motora sinyal gönderip halatın gerginliğini sabit sıkma kuvvetine ayarlayan sensördür. Yük hücreleri içlerindeki çok küçük gerinim değerlerini ölçerek üzerlerine uygulanan kuvvetleri algılamaktadırlar. Halattaki gerginliği 100 kg değerine kadar algılayabilen bu sensör yüksek hassasiyette çalışmaktadır. Olası gerginlik değişimlerini 3-5 s'de bir algılayarak halattaki anlık gerginliği ve gevşekliği düzenlemektedir. Bu sayede otomatik sıkma konforu sağlanmış olur.

13. Güç kaynağı: Sistemin çalışması için gereken enerjiyi veren 24 V lityum akü güç kaynağıdır. Lityum akü seçilmesinin sebebi diğer akülere göre daha hafif ve uzun ömürlü olmasıdır. Bu avantajının yanısıra tasarım maliyetini arttıran bir etken olarak karşımıza çıkmaktadır.

14. Gövde menteşesi: Yan gövde ve gövdeyi birbirine bağlayan, açılıp kapanma hareketini sağlayan parçadır. CNC Freze Tezgahında üretimi yapılmıştır. Dolu alüminyum malzemeden yapıldığı için mukavemetli bir parçadır. Gerekli olan açılıp kapanma hareketini bir merkezden dönerek yapmaktadır. Gövdelere sıkı geçtikten sonra kaynaklı montajı yapılmıştır. Birbirlerine imbus cıvatayla bağlanarak cıvata merkezinden dönebilmesine olanak verilmiştir.

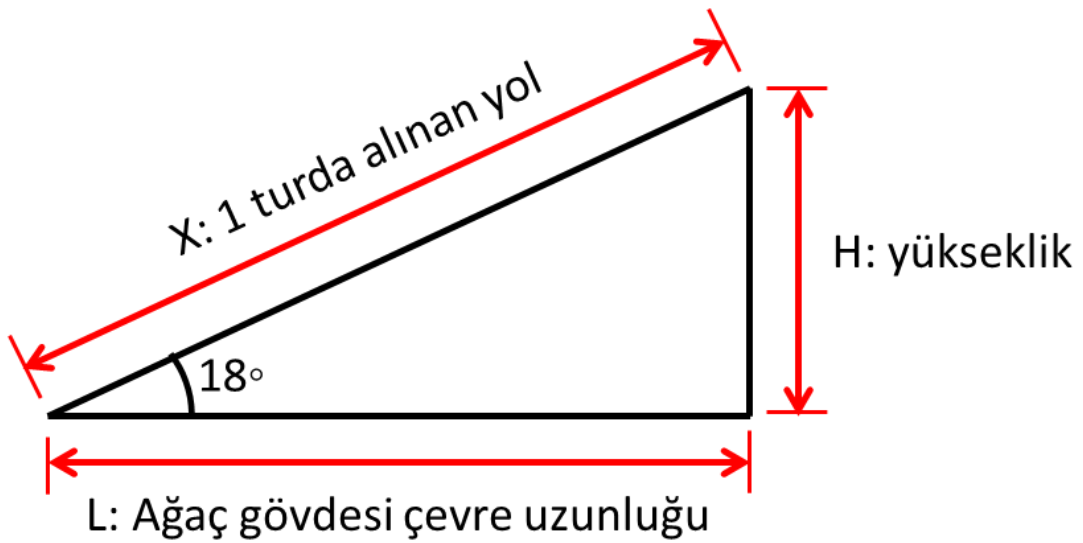
15. Testere gövde menteşesi: Testere gövdesi ve gövde arasındaki bağlantıyı sağlar. Testerenin ağaca konumunu ayarlaması için hareket eden parçadır. CNC Freze Tezgahında imal edilmiştir. Maalesef üzerinde bulunduğu borunun gövdeye kaynaklı olması sebebiyle rulmanlı yataklama yapılamamıştır. Sökülüp takılabilir olması için imbus cıvatayla montajlanmıştır. Üzerinde oynadığı boru alüminyum olduğu için iki alüminyumun birbiri üzerinden hareket etmesi sonucu bir süre sonra sarmaya başlaması ve hareketsiz kalma tehlikesinden dolayı araya plastikten ince bir parça konulmuştur.

- 1: Gövde
- 2: Yan Gövde
- 3: İçten Yanmalı Motorlu Testere
- 4: Testere Gövdesi
- 5: Tekerlek Yuvası
- 6: Elektrik Motorlu Tekerlekler
- 7: Avare Tekerlekler
- 8: Redüktörlü Motor
- 9: Redüktörlü Motor Mili
- 10: Halat Gerdirme-Gevşetme Makaraları
- 11: Lineer Aktüatör
- 12: Yük Hücresi
- 13: Güç Kaynağı
- 14: Gövde Menteşesi
- 15: Testere Gövde Menteşesi



Şekil 3.2. Modeli Oluşturan Parçalar

Yapılan tasarımda tekerlek açıları 18 derece olarak belirlenmiştir. Kayma riskinin en yüksek olabileceğini düşündüğümüz 40 cm ağaç gövde çapında yapılan hesaba göre bir tam tur dönüşte 408 mm yükselmektedir. Yapılan hesaplama Şekil 3.3'te şematize edilen üçgene göreler.



Şekil 3.3. Bir Tam Tur Tırmanma Hesabı

25 cm kalınlığındaki ağaç çapı için örnek hesaplama aşağıda verilmiştir.

Ağaç gövdesinin çevre uzunluğu şu şekilde bulunur,

$$L = \pi R = \pi (250 \text{ mm}) = 785 \text{ mm}$$

X uzunluğunu bulmak için cos fonksiyonundan yararlanırsak,

$$\cos 18 = \frac{785 \text{ mm}}{X}$$

$$X = 826,3 \text{ mm}$$

Robotun bir tam turda aldığı yol 826,3 mm olarak bulunur. Ağaçta yükseldiği mesafeyi sin fonksiyonu ile aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\sin 18 = \frac{H}{826,3 \text{ mm}}$$

$$H = 256 \text{ mm}$$

Dolayısıyla büyük çaplı ağaçların budanması daha hızlı bir şekilde yapılacaktır.

3.2. Malzeme Parametreleri

Günümüzde uygun malzeme seçimi projenin yapılabilirliği, malzemenin kolay bulunabilirliği ve imalat maliyeti açısından oldukça önemlidir. Malzeme araştırması sürecinde yüksek mukavemet, soğuk şekil alabilirlik, iyi kaynaklanabilirlik, hafiflik ve talaşlı imalata uygunluk gibi ana kriterler göz önünde bulundurulmuştur. Tüm bunların yanında malzeme seçimi yapıldıktan sonra yapı sonlu elemanlar analiziyle test edilerek malzemenin dayanımı hakkında ön bilgiler elde edilmiştir.

Gerekli araştırmalar sonucunda akla ilk başta çelik malzeme gelse de bu seçimdeki en önemli kriter olan hafiflik açısından alüminyum malzeme tercih edilmiştir. Bu tercih sonucunda teorik bilgilere ve bilgisayar ortamındaki katı modele bakılarak

neredeşye 1/3 kadar hafif bir yapı meydana geldiği anlaşılmıştır. Ayrıca elik malzemeye yükler uygulanarak zayıf noktalar gözlemlenmiştir ve malzeme cinsi değiştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizlerinde daha iyi sonuç alabildiğimiz ve otomotiv sanayisinde kullanılan 6000 serisi alüminyum alaşımı yüksek mukavemet, soğuk şekillendirilebilirlik ve iyi kaynaklanabilirlik özellikleriyle en uygun malzeme seçimi olarak görülmüştür. Isıl işlem görebilen 6000 serisi alüminyum alaşımı yapısında silikon ve magnezyum içerir. Silikonun magnezyumla oluşturduğu magnezyum silisit (Mg_2Si) malzemenin yaşlanma sertleşmesini sağlayarak akma mukavemetini yükseltir [35].

Bu alışmada 6061 T-6 alüminyum alaşımı ve S275N yapı çeliği şasi malzemesi olarak tayin edilerek birbirleriyle karşılaştırılmıştır. 1,5 mm ve 2,5 mm et kalıklıklarına sahip borulardan oluşan şasinin ağaç üzerinde nasıl davranış gösterdiği incelenmiştir. Analizde kullanılacak malzeme parametreleri tabloda görülmektedir.

Tablo 3.1’de S275N malzeme parametreleri verilmiştir.

Tablo 3.1. S275N Yapı eliği Malzeme Parametreleri [36]

Akma Sınırı (MPa)	275
Çekme Dayanımı (MPa)	430
Elastik Modülü (MPa)	210000
Kayma Modülü (MPa)	81000
Poisson Oranı	0,3

Tablo 3.2’de 6061 T-6 alüminyum alaşımının malzeme parametreleri verilmiştir.

Tablo 3.2. 6061 T-6 Alüminyum Alaşımı Malzeme Parametreleri [37]

Akma Sınırı (MPa)	276
Çekme Dayanımı (MPa)	310
Elastik Modülü (MPa)	68900
Kayma Modülü (MPa)	26000
Poisson Oranı	0,33

6000 serisi içinde en sık kullanılan ve en kolay bulunabilen alüminyum alaşımı olan 6061 T-6'nın mukavemeti çeliğe yakın değerlerdedir. Isıl işlem seviyelerine göre bu malzemenin mukavemeti değişiklik göstererek malzemenin soğuk şekillendirilebilirliği farklılık göstermektedir. Ayrıca yapılan çalışmada kaynağa yatkınlığı gözlemlenmiştir.

Malzeme parametreleri ışığında statik ve dinamik analiz hesaplamaları bilgisayar destekli sonlu elemanlar paket programı Ansys'te yürütülmüştür. Statik analizde dış etkenlerden kaynaklanan kuvvetler sonucu yapıda meydana gelen yer değiştirmeler, gerilmeler, gerinmeler ve kuvvetler gibi fiziksel olaylar incelenebilir. Statik analizdeki koşullara bağlı olarak en temel dinamik analiz türü olan modal analiz yapılmıştır. Modal analiz bir yapının veya makine parçalarının titreşim karakteristikleri olan doğal frekanslarını ve mod şekillerini hesaplamaktadır [38].

3.3. Matematiksel Model

Statik analiz için denge denklemleri şu şekilde yazılabilir [39],

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (3.1)$$

$$[K]\{u\} = \{F^a\} + \{F^r\} \quad (3.2)$$

$[K]$: toplam rijitlik matrisi = $\sum_{m=1}^N [K_e]$

$\{u\}$: düğüm yer değiştirme vektörü

N: eleman sayısı

$[K_e]$: eleman sertlik matrisi

$\{F^r\}$: yük matrisi

Toplam uygulanan yük vektörü $\{F^a\}$, aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$\{F^a\} = \{F^{nd}\} + \{F^{ac}\} + \sum_{m=1}^N (\{F_e^{th}\} + \{F_e^{pr}\}) \quad (3.3)$$

$\{F^{nd}\}$: uygulanan düğüm yük vektörü
 $\{F^{ac}\} = -[M]\{a_c\}$: ivme yük vektörü
 $[M]$: toplam kütle matrisi = $\sum_{m=1}^N [M_e]$
 $[M_e]$: eleman kütle matrisi
 $\{a_c\}$: toplam ivme vektörü
 $\{F_e^{th}\}$: eleman termal yük vektörü
 $\{F_e^{pr}\}$: eleman basınç yük vektörü

Modal analiz yönteminde doğal frekanslar ve mod şekilleri hesaplanmaktadır. Sönümsüz sistemler için hareket denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir [39],

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (3.4)$$

$[K]$ burada ön gerilme etkilerini içeren yapı sertlik matrisidir.

Lineer bir sistem için serbest titreşimler harmonik formda aşağıdaki gibi olacaktır,

$$\{u\} = \{\varphi\}_i \cos \omega_i t \quad (3.5)$$

$\{\varphi\}_i$: i'nci doğal frekansın mod şeklini temsil eden özvektör

ω_i : i'nci doğal dairesel frekans (radyan / zaman)

t : zaman

Denklemler düzenlenip yazılırsa,

$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\varphi\}_i = \{0\} \quad (3.6)$$

şeklinde olur.

Bu denklem $\{\varphi\}_i = \{0\}$ ya da $([K] - \omega^2 [M])$ determinantının sıfıra eşit olması durumunda geçerlidir.

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (3.7)$$

koşulu çözümde ele alınır. Bu bir ω^2 'nin n tane değeri ve n tane özvektör $\{\varphi\}_i$ için çözülen özdeğer problemidir. Burada n değeri serbestlik derecelerinin sayısını ifade etmektedir.

Doğal açısal frekans cinsinden şu şekilde doğal frekans yazılabilir,

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (3.8)$$

f_i : i'nci doğal frekans (çevrim / zaman)

Sünek malzemeler için çarpılma enerji teorisi olarak bilinen von Mises yaklaşımı yaygın kullanılmaktadır. Teoride σ_1 , σ_2 ve σ_3 ile gösterilen üç eksenli gerilme halindeki birim hacmin etkisinin büyük olduğu görülür. Basit çekme durumunda birim hacime düşen şekil değiştirme enerjisi şu şekilde ifade edilebilir,

$$u = \frac{1}{2} \epsilon \sigma \quad (3.9)$$

$$u = \frac{1}{2} (\epsilon_1 \sigma_1 + \epsilon_2 \sigma_2 + \epsilon_3 \sigma_3) \quad (3.10)$$

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (3.11)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (3.12)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (3.13)$$

Denklemleri asal şekil değiştirmelere yazılırsa,

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (3.14)$$

denklemine ulaşılır.

En son denklemde $\sigma_{ort} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$ yazılırsa hacim değişimini meydana getiren şekil değiştirme enerjisi aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$u_v = \frac{3\sigma_{ort}^2}{2E} (1 - 2\nu) \quad (3.15)$$

σ_{ort}^2 açılarak yazılırsa,

$$u_v = \frac{1 - 2\nu}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad (3.16)$$

elde edilir. Çarpılma enerjisi şu şekilde bulunur:

$$u_d = u - u_v = \frac{1 + \nu}{3E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (3.17)$$

$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ koşulunda çarpılma enerjisi sıfır olacaktır. Basit çekme halinde akma olduğu zaman $\sigma_1 = S_y$ (S_y : akma mukavemeti) ve $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ olacaktır. Böylece çarpılma enerjisi

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3E} S_y^2 \quad (3.18)$$

olarak elde edilir.

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (3.19)$$

koşulu sağlandığında akma gerçekleşir.

Dr. R. von Mises'in teoriye verdiği katkılar sebebiyle von Mises gerilmesi σ' olarak adlandırılmıştır. Böylece akma için

$$\sigma' \geq S_y \quad (3.20)$$

denilebilir. von Mises gerilmesi şu şekilde ifade edilebilir:

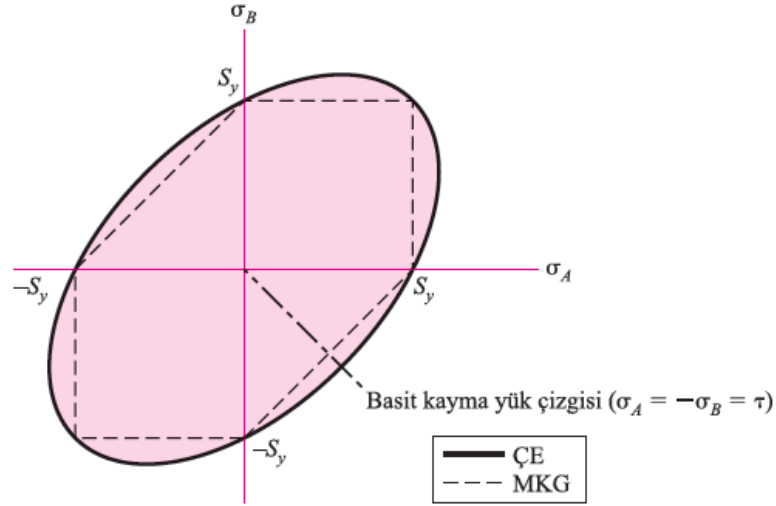
$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

Düzlemsel gerilmeler dikkate alındığında σ_A ve σ_B sıfırdan farklı asal gerilmeler ise denklem

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (3.22)$$

formunda yazılabilir.

Şekil 3.4'te von Mises ve Tresca teorileri karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi $\sigma' = S_y$ olması durumunda düzlemsel gerilmelerde von Mises açılımı elips şeklinde meydana gelir. Kesikli çizgiler daha korunumlu görünen Tresca teorisine aittir [40].



Şekil 3.4. von Mises vs. Tresca [40]

Üç boyutlu gerilme bileşenleri xyz kullanılırsa von Mises denklemi şu şekilde olur:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2} \quad (3.23)$$

Düzlemsel gerilmeler hesaba katılırsa bu denklem,

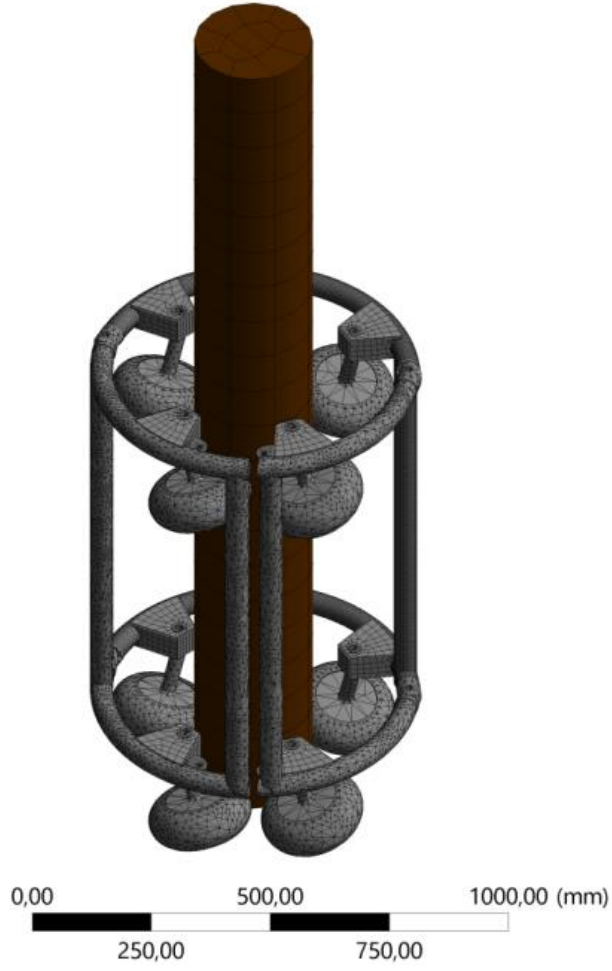
$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (3.24)$$

formunu alacaktır.

3.4. Sonlu Elemanlar Modeli ve Başlangıç Koşulları

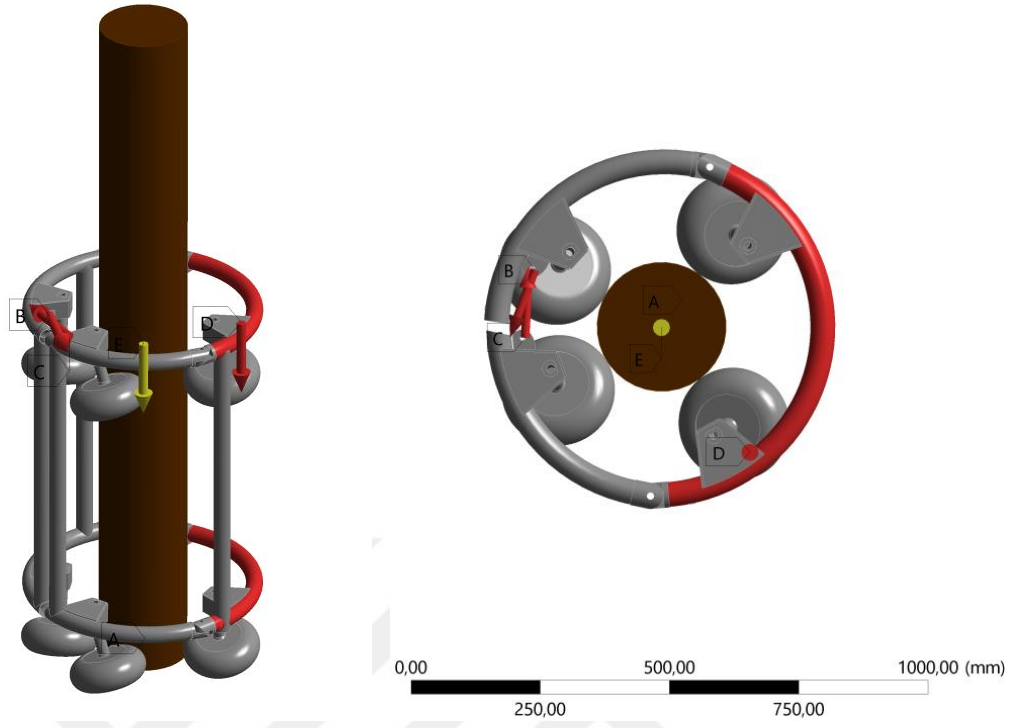
Prototipin katı modeli oluşturulduktan sonra Ansys sonlu elemanlar paket programına aktarılmıştır. Gerekli malzeme parametreleri seçimi ile birlikte modele mesh işlemi yapılmıştır. Sayısal analiz için uygun başlangıç koşulları belirlenmiş ve birbirinden farklı şasi tasarım ve malzeme modeli statik ve modal analize göre hesaplanmıştır.

Şekil 3.5'te modelin mesh görüntüsünde 106959 eleman ve 306656 düğüm noktası bulunmaktadır. Görüldüğü üzere prototipin şasisi, tekerlekler ve ağaç gövdesi sonlu elemanlar analizine dahil edilmiştir.



Şekil 3.5. Mesh Geometrisi

Şekil 3.6'te problemin çözümü için gerekli başlangıç koşulları gösterilmektedir. Ağaç gövdesi yere sabitlenmiş ve sisteme $9,8066 \text{ m/s}^2$ yerçekimi ivmesi eklenmiştir. Saat yönü ve tersine dönebilen hareketli yan gövdelerin alt ve üst uçlarında karşılıklı ve birbirine zıt yönde kuvvetlerin uygulanması sonucunda ağaç üstünde tutunma sağlanmıştır. Son olarak analize dahil edilmeyen motorlu testere, akü vb. parçaların ağırlıkları ana gövdeye kuvvet olarak alt ve üst kısımda eklenmiştir. Ağaç gövdesi ve tekerlekler arasındaki sürtünme kuvveti dikkate alınmıştır.



Şekil 3.6. Başlangıç Koşulları

BÖLÜM 4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Bu çalışmada çelik ve alüminyum prototip modellerinde oluşan von Mises gerilmeleri ve mod şekilleri sayısal olarak incelenmiştir. 1,5 mm ve 2,5 mm et kalınlıklarındaki davranışlar dikkate alınmıştır. Malzeme farklılıklarına göre birtakım ön bilgiler elde edilerek nihai modele ulaşılmıştır.

Tablo 4.1’de dört farklı durum için çalışma planı gösterilmektedir.

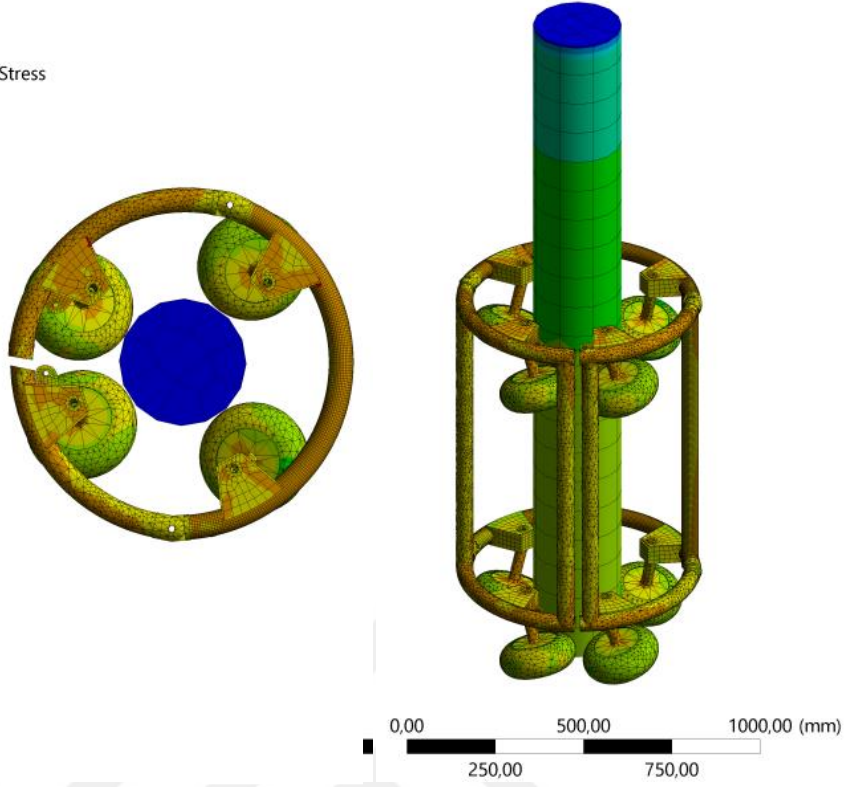
Durum	Malzeme	Referans
1. Durum	1,5 mm Çelik Şasi	S275N
2. Durum	1,5 mm Alüminyum Şasi	6061 T-6
3. Durum	2,5 mm Çelik Şasi	S275N
4. Durum	2,5 mm Alüminyum Şasi	6061 T-6
5. Durum	3 mm Çelik Şasi	S275N
6. Durum	3 mm Alüminyum Şasi	6061 T-6

4.1. 1. Durum Statik Analiz Sonuçları

Şekil 4.1’de gösterilen 1,5 mm et kalınlığındaki çelik borular kullanılarak yapılan çalışmada bir saniye içerisinde 158,11 MPa ile en yüksek gerilme değerine ulaşılmıştır. Bu sonuç tekerlek yuvası ve şasi borusunun birleşim noktasında gerçekleşmiştir. Genele yapıya bakıldığında 20 MPa gerilmenin üstüne çıkmayan kabul edilebilir düzeyde çok küçük gerilmeler oluşmuştur. Dolayısıyla herhangi bir akma durumu olmamış ve plastik deformasyon gözlemlenmemiştir. Görüleceği üzere gerilmeler boru yüzeylerinde yoğunlaşmasına rağmen ciddi riskler doğurmamıştır. Bu modeldeki en büyük eksiklik çelik yapısından kaynaklanan ağırlık sorunudur. Boru ve tekerlek yuvalarından oluşan şasi kütlesi yaklaşık 34 kg gelmektedir. Eklenecek diğer ekipmanlar ve makine elemanları düşünülürse ormanlık alanlarda ve zorlu arazi şartlarında insan gücüyle taşınabilmesi zor bir yapı ortaya çıkar.

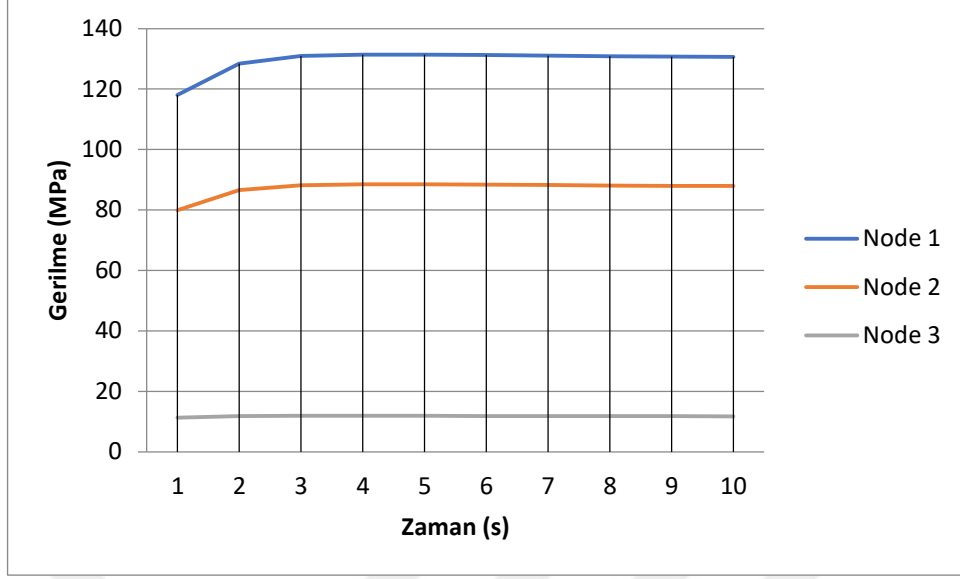
A: STEEL
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
18.11.2022 20:29

158,11 Max
18,488
2,1619
0,2528
0,02956
0,0034566
0,00040419
4,7264e-5
5,5267e-6
6,4626e-7 Min



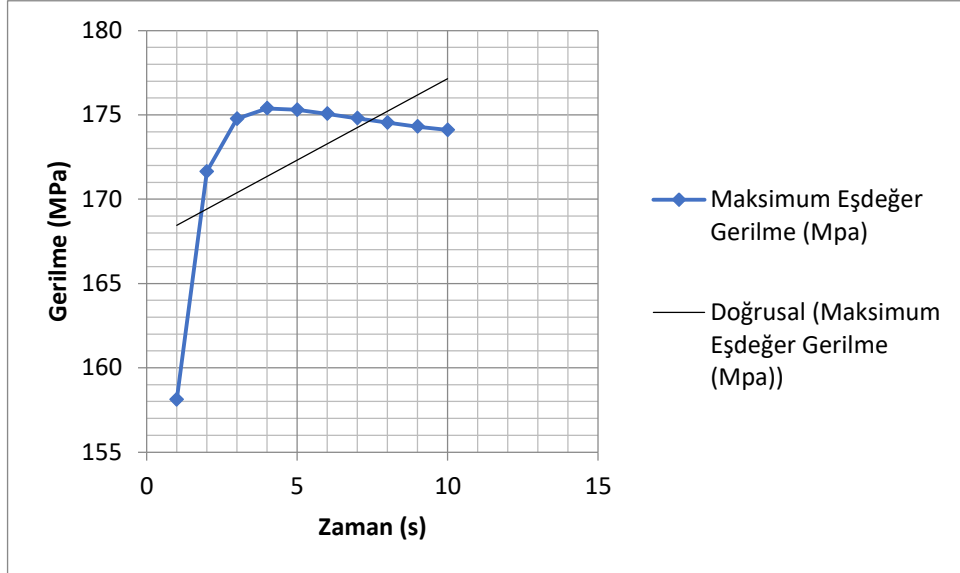
Şekil 4.1. Birinci Durum von Mises Gerilmesi

Şekil 4.2.'de birinci durum için üç farklı düğümdeki gerilmeler verilmiştir. Maksimum gerilmeye en yakın düğümlerde bu sonuçlar elde edilmiştir. Birinci ve ikinci düğümlerde 80 MPa gerilmenin üstüne çıkmış olup üçüncü düğümde 20 MPa değerinin altında kalmıştır.



Şekil 4.2. Birinci Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği

Şekil 4.3.'teki grafikte analize devam edildiğinde on saniyelik zaman diliminde meydana gelen gerilmeler verilmiştir. En yüksek gerilme yaklaşık 175 MPa olarak karşımıza çıkmaktadır ve sonrasında çok az düşüş eğilimi göstermektedir.



Şekil 4.3. Birinci Durum Gerilme-Zaman Grafiği

Tablo 4.2’de minimum ve maksimum eşdeğer gerilmelerin zamana göre değişimi verilmiştir.

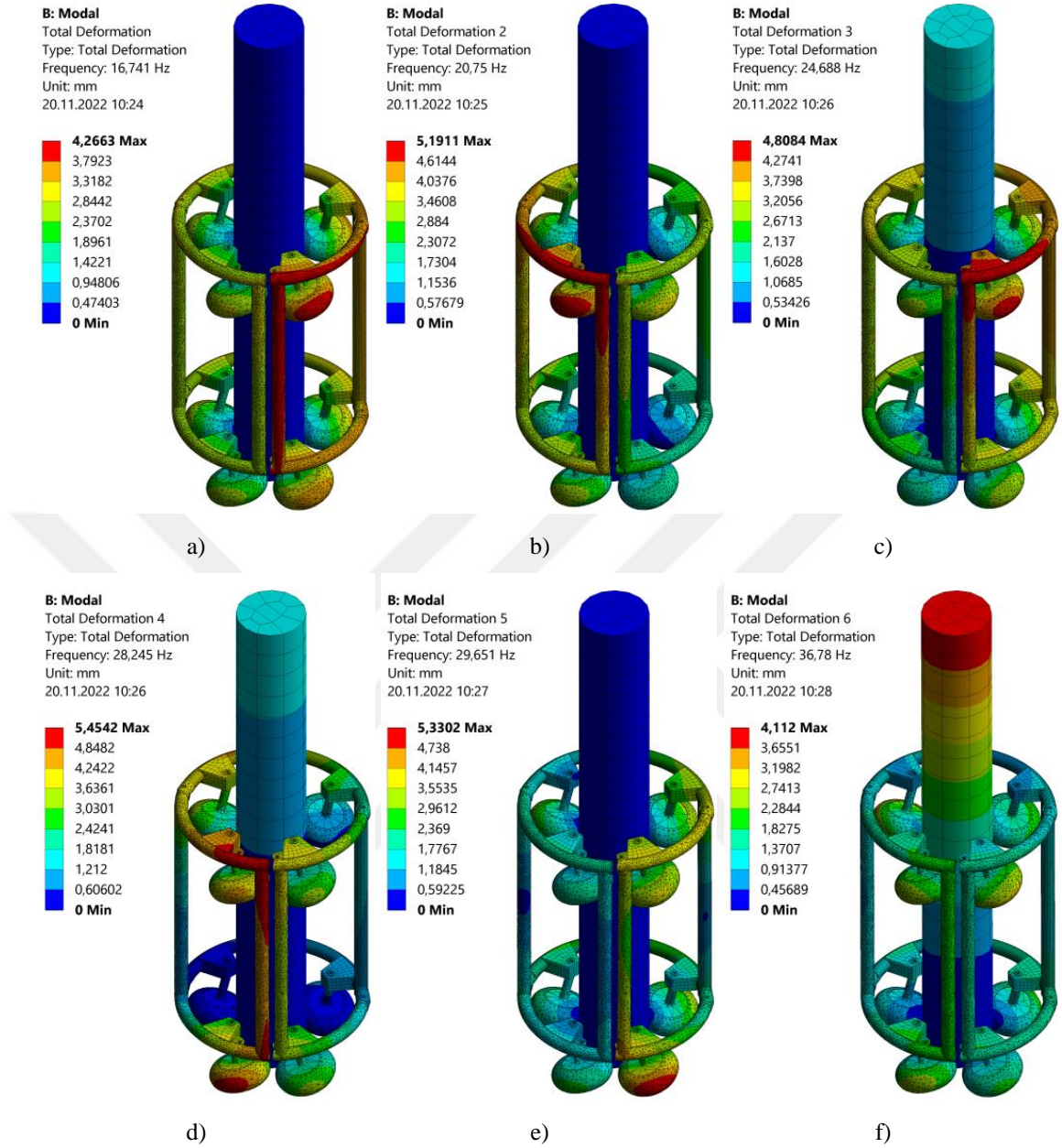
Tablo 4.2. Birinci Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler

Zaman (s)	Minimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)
1	6,46E-07	158,11
2	6,46E-07	171,63
3	6,46E-07	174,77
4	6,46E-07	175,38
5	6,46E-07	175,3
6	6,46E-07	175,06
7	6,46E-07	174,79
8	6,46E-07	174,54
9	6,46E-07	174,3
10	6,46E-07	174,1

4.2. 1. Durum Dinamik Analiz Sonuçları

Bir sistemin serbestlik derecesine bağlı olarak doğal frekansı değişiklik göstermektedir. Buna bağlı olarak analiz için Şekil 4.3’te altı farklı mod şekli elde edilmiştir.

Mod 1’de 16,741 Hz’lik doğal frekansta genlik 4,2663 mm olmuştur. Mod 2’de 20,750 Hz’lik doğal frekansta 5,1911 mm kadar genlik oluşumu gerçekleşmiştir. Mod 3’te 24,688 Hz’lik doğal frekansta 4,8084 mm büyüklüğünde genlik meydana gelmiştir. Mod 4’te 28,245 Hz doğal frekansta sistem 5,4542 mm’lik genliğe ulaşmıştır. 29,651 Hz doğal frekansına sahip beşinci mod şeklinde 5,3302 mm değerinde genlik oluşmuştur. Altıncı mod şeklinde 36,780 Hz doğal frekansta sistem 4,112 mm genliğe sahiptir. İlk dört mod şeklinde yan gövdelerde vibrasyon yoğunlaşmıştır. Hareketli gövde yapısına sahip olmasından dolayı bu sonuçlar doğaldır. Son iki mod şeklinde en iyi sonuçlar elde edilmiştir. Genel olarak bakıldığında yan gövdelerde bazı modifikasyonlar yapılarak tasarım iyileştirmesi gerçekleştirilebilir.



Şekil 4.4. Birinci Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4 e) Mod 5 f) Mod 6

Birinci durum için X, Y ve Z eksenlerindeki doğrusal kütle katılım oranları Tablo 4.3.'te verilmiştir.

Robotun önünden arka kısmına doğru olan yön X eksenini, sağından soluna doğru olan yön Y eksenini ve yerden yukarı doğru ağaç boyunu ifade eden yön Z eksenini belirtmektedir.

Mod 2 ve 4 için X yönündeki kütle katılımının en fazla olmasından dolayı yapı bu yönde bükülme eğilimi göstermiştir. Yine aynı modlar için Z yönünde kütle katılım oranının daha fazla olduğu göze çarpmaktadır. Y yönündeki en yüksek bükülme eğilimi Mod 3 ve 6'da gerçekleşmiştir. İkinci ve dördüncü modlardaki kütle katılımları hem yanal yönde hem de aşağı yukarı yönde artması sebebiyle dikkat edilmesi gereken bir husustur.

Tablo 4.3. Birinci Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Hareket	Y Ekseninde Hareket	Z Ekseninde Hareket
1	16,772	-3,70E-02	7,06E-02	-4,79E-03
2	20,782	0,22231	3,95E-02	-0,15898
3	24,788	-1,56E-02	0,27361	5,29E-02
4	28,245	0,16645	-3,91E-02	0,15011
5	29,661	3,30E-02	1,38E-02	3,75E-02
6	36,792	6,06E-03	0,24845	-1,20E-02

Tablo 4.4.'te birinci durumda X,Y ve Z eksenlerindeki rotasyonel kütle katılım oranları verilmiştir.

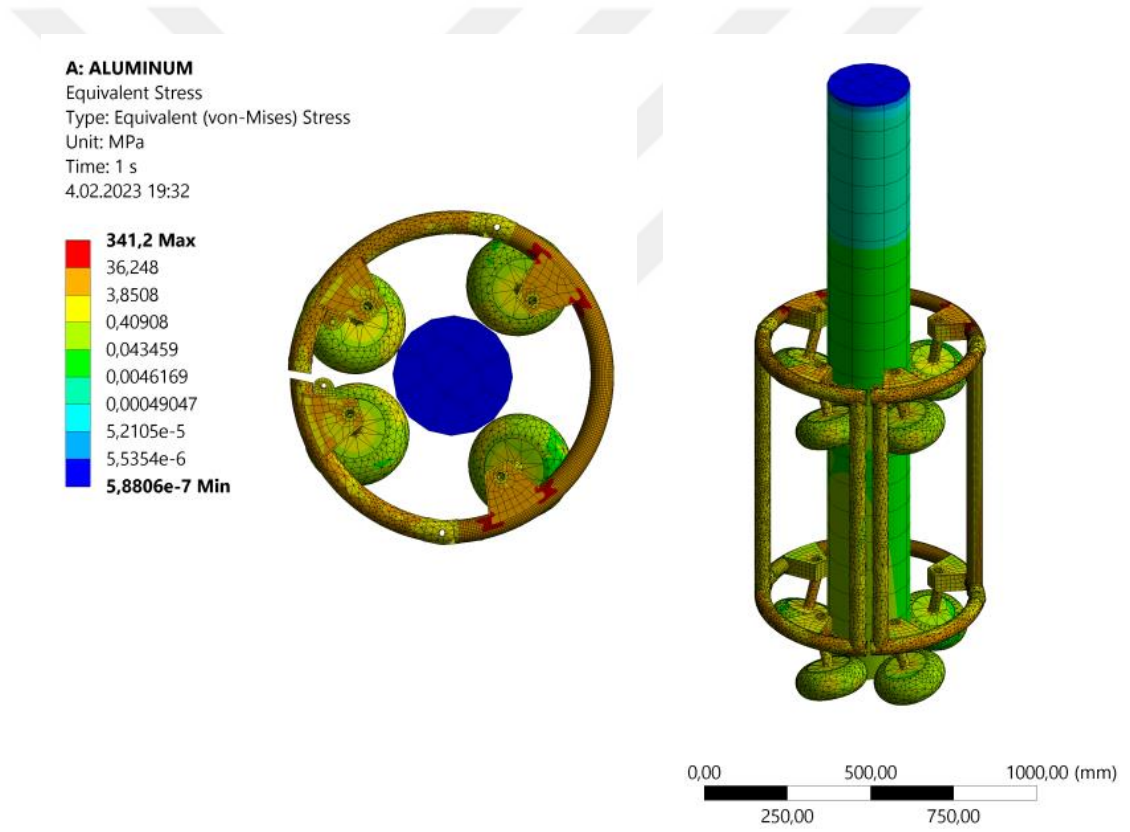
Mod 3 ve 6'da yüksek kütle katılım oranları X eksenindeki burulmayı ifade etmektedir. Y yönündeki burulma etkisi dördüncü modda en fazla olarak karşımıza çıkmaktadır. Birinci, üçüncü ve altıncı modlardaki oranlar ağaç gövdesi etrafındaki burulmanın en fazla olduğunu göstermektedir.

Tablo 4.4. Birinci Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Dönüş	Y Ekseninde Dönüş	Z Ekseninde Dönüş
1	16,772	-94,706	-5,39E+01	-1,89E+02
2	20,782	-68,073	152,51	-5,29E+01
3	24,788	-467,68	3,82E+01	-290,43
4	28,245	51,197	534,31	4,52E+01
5	29,661	12,755	1,38E+02	-1,81E+01
6	36,792	-501,07	5,60E+00	-266,28

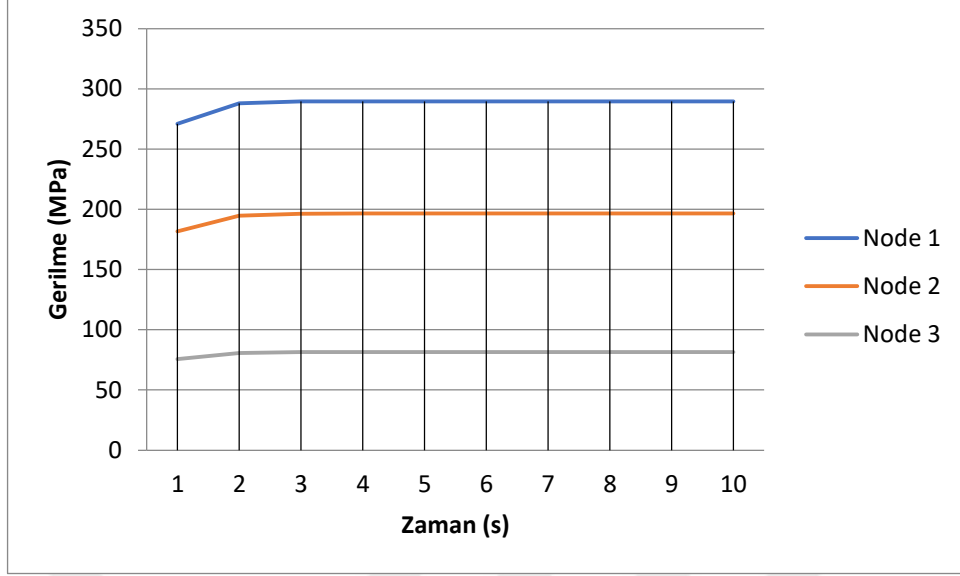
4.3. 2. Durum Statik Analiz Sonuçları

Birinci durumdaki yapının aynısı alüminyum alaşım kullanılarak test edilmiş olup gerilme sonuçları Şekil 4.5.'te gösterilmiştir. Bu sonuçlardan en yüksek gerilmenin 341,20 MPa olduğu gözlemlenmektedir. Dolayısıyla akma gerçekleşmiştir, yapı plastik deformasyona uğramıştır. Çelik yapıyla kıyaslandığında mukavemet açısından zayıf kalmıştır. Tekerlek yuvası ve çevresindeki bölgelerde 40 MPa gerilmeyi pek aşmayan orta düzeyde gerilmeler oluşmuştur. Sonuç olarak 1,5 mm et kalınlığındaki alüminyum alaşımı için tasarımın uygun olmadığı görülmüştür.



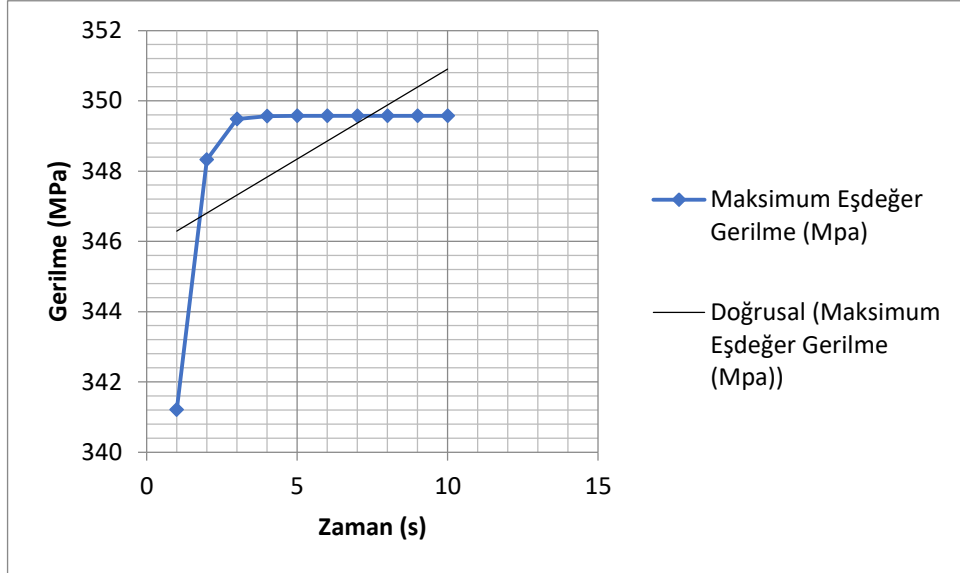
Şekil 4.5. İkinci Durum von Mises Gerilmesi

Şekil 4.6.'da üç farklı düğüm noktası için maksimum gerilmeye en yakın olan bölgedeki eşdeğer gerilmeler verilmiştir. Görüldüğü üzere birinci düğümde akma gerçekleşmiş olup diğer iki düğümde böyle bir durum söz konusu değildir.



Şekil 4.6. İkinci Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği

Analize devam edildiğinde on saniye içindeki eşdeğer gerilmenin 349 MPa seviyesine çıktığı Şekil 4.7.'den görülebilmektedir. Yaklaşık olarak üçüncü saniyede bu gerilmeye ulaşılmıştır ve sonrasında sabit bir şekilde devam etmiştir.



Şekil 4.7. İkinci Durum Gerilme-Zaman Grafiği

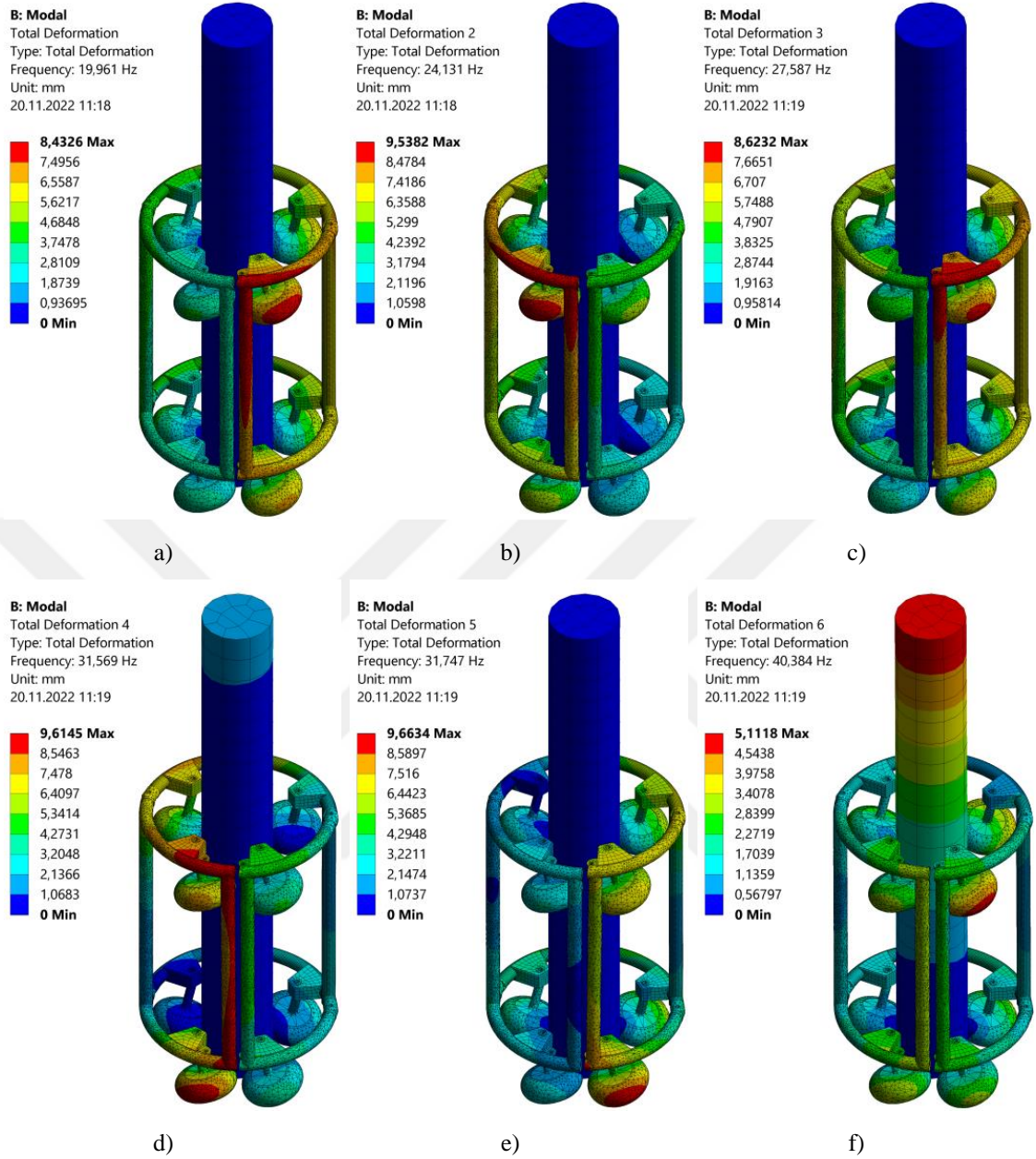
Tablo 4.5'te minimum ve maksimum eşdeğer gerilmelerin zaman göre değişimi verilmiştir.

Tablo 4.5. İkinci Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler

Zaman (s)	Minimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)
1	5,88E-07	341,2
2	5,89E-07	348,32
3	5,89E-07	349,48
4	5,89E-07	349,56
5	5,89E-07	349,57
6	5,89E-07	349,57
7	5,89E-07	349,57
8	5,89E-07	349,57
9	5,89E-07	349,57
10	5,89E-07	349,57

4.4. 2. Durum Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.8.'de ikinci durumdaki mod şekilleri gösterilmiştir. Birinci modda sistemin 19,961 Hz'lik doğal frekansında 8,4326 mm'lik genlik gerçekleşmiştir. İkinci modda 24,131 Hz doğal frekansta genlik 9,5382 mm değere ulaşmıştır. Üçüncü modda 27,587 Hz doğal frekansta 8,6232 mm genlik değeri olmaktadır. Dördüncü modda 31,569 Hz doğal frekans ile 9,6145 mm genlik oluşmuştur. Bu dört mod şekli için çelik yapıdaki gibi yan gövdelerde vibrasyon etkilerinin en fazla olduğu farkedilmiştir. 31,747 Hz doğal frekansa sahip sistemin beşinci modunda 9,6634 mm kadar genlik meydana gelmiştir. 40,384 Hz doğal frekanslı altıncı mod şeklinden genliğin 5,1118 mm olduğu görülmektedir. Beşinci ve altıncı mod şekilleri vibrasyon etkilerinin azaltılabildiğini gösterse de neredeyse tüm modlarda çelik yapıya göre vibrasyonun yaklaşık iki katına ulaştığı söylenebilir. Kütlelerin bu sonuçlarda etkili olduğunu düşünürsek alüminyum borulardaki et kalınlığının arttırılmalıdır.



Şekil 4.8. İkinci Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4 e) Mod 5 f) Mod 6

İkinci durum için Tablo 4.6.'da doğrusal kütle katılım oranları verilmiştir. X, Y ve Z yönleri birinci durumdakiyle aynıdır.

X eksenindeki en büyük kütle katılım oranı ikinci moda aittir. Y ekseninde ise Mod 3 ve 6'da bükülme eğilimi göstermiştir. Z eksenindeki hareket çok az düzeydedir dolayısıyla ağaç boyundaki hareketler ihmal edilebilir.

Tablo 4.6. İkinci Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Hareket	Y Ekseninde Hareket	Z Ekseninde Hareket
1	19,997	-3,90E-02	4,01E-02	1,39E-02
2	24,226	0,12568	2,84E-02	-9,58E-02
3	27,832	4,01E-03	0,15903	3,92E-02
4	31,561	9,80E-02	-4,06E-02	7,54E-02
5	31,829	4,54E-02	-1,17E-02	3,80E-02
6	40,378	4,06E-02	0,22462	-3,37E-03

Tablo 4.7.'de ikinci durum için rotasyonel kütle katılım oranları verilmiştir.

X eksenindeki burulma en fazla altıncı modda gerçekleşmiş olup ardından üçüncü modda meydana gelmiştir. Mod 4 ve 5 için Y ekseninde gerçekleşen burulma hareketi denilebilir. Z ekseninde ağaç gövdesi boyunca oluşan kütle katılımı altıncı modda en fazladır. Sonuç olarak birinci duruma göre kütle katılım oranları beklendiği gibi düşmüştür.

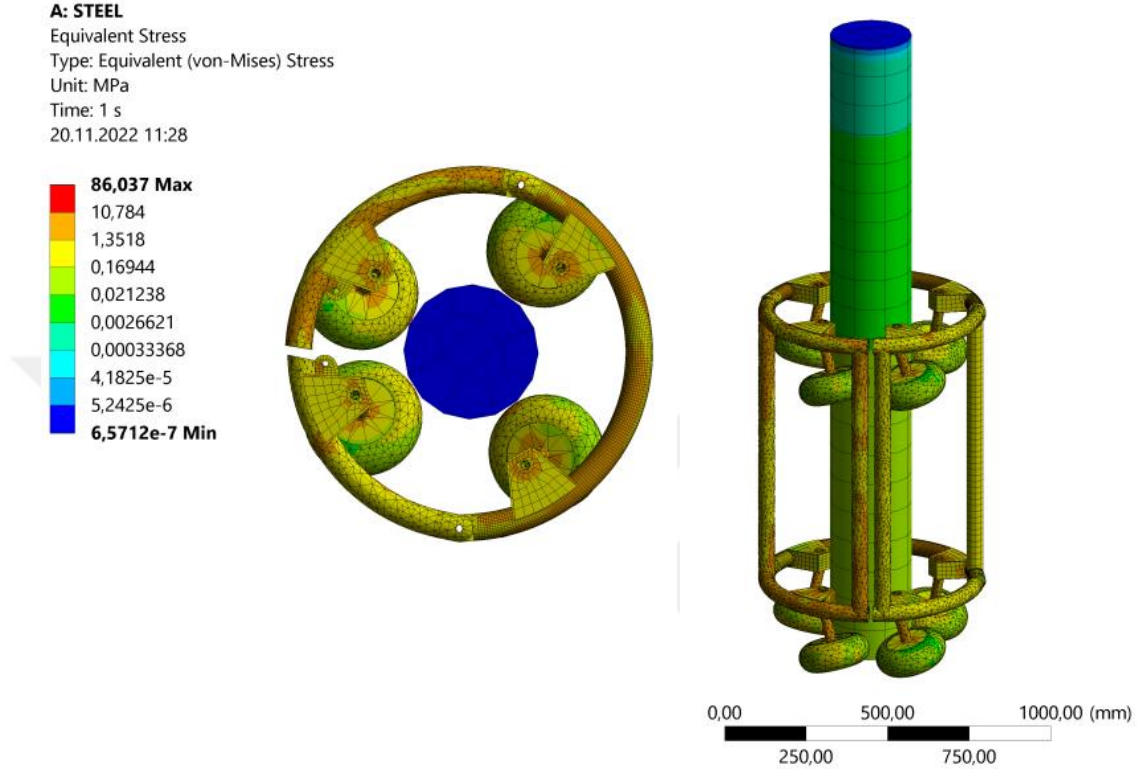
Tablo 4.7. İkinci Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Dönüş	Y Ekseninde Dönüş	Z Ekseninde Dönüş
1	19,997	-55,041	-37,497	-108,09
2	24,226	-47,669	81,931	-46,606
3	27,832	-273,56	57,592	-167,06
4	31,561	57,693	297,9	47,448
5	31,829	37,236	158,52	10,01
6	40,378	-472,59	82,587	-241,56

4.5. 3. Durum Statik Analiz Sonuçları

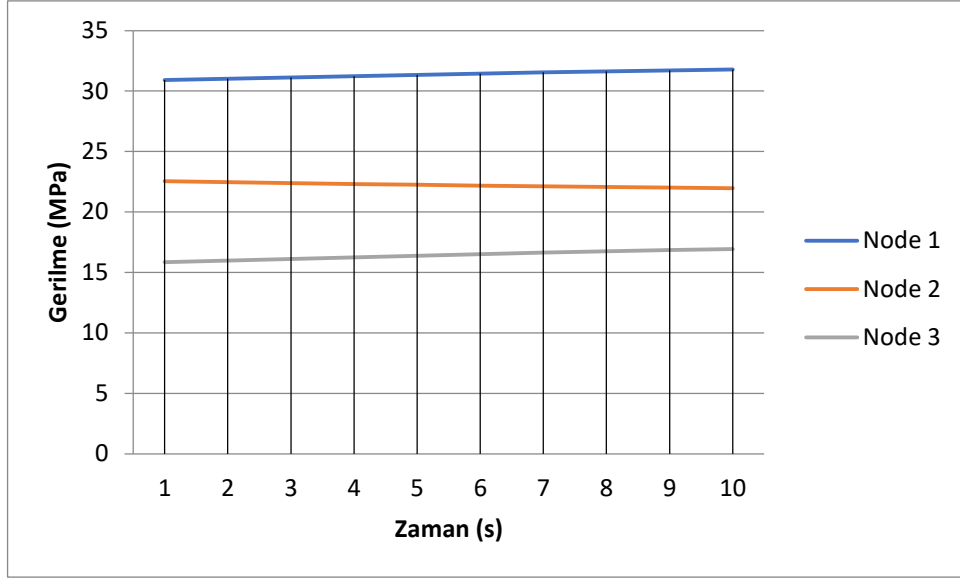
Üçüncü durumda boru et kalınlığı 2,5 mm olan çelik şasi için statik analiz sonuçları incelenmiştir. Şekil 4.9.'dan anlaşılacağı üzere bir saniye içindeki maksimum gerilme 86,037 MPa olarak karşımıza çıkmaktadır. Birinci durumdaki maksimum gerilmenin yaklaşık olarak yarısına eş değerdir ve tekerlek yuvasında gerçekleşmiştir. Yapının geneline bakılırsa gerilmeler 10 MPa civarında ve altında oluşmuştur. Boru etrafındaki gerilmeler düşük düzeyde kalmışlardır. Daha sağlam ve

dayanıklı bir yapı elde edilmiştir fakat şasi kütlesi 50 kg'ın üstüne çıkarak önemli bir sorun teşkil etmiştir.



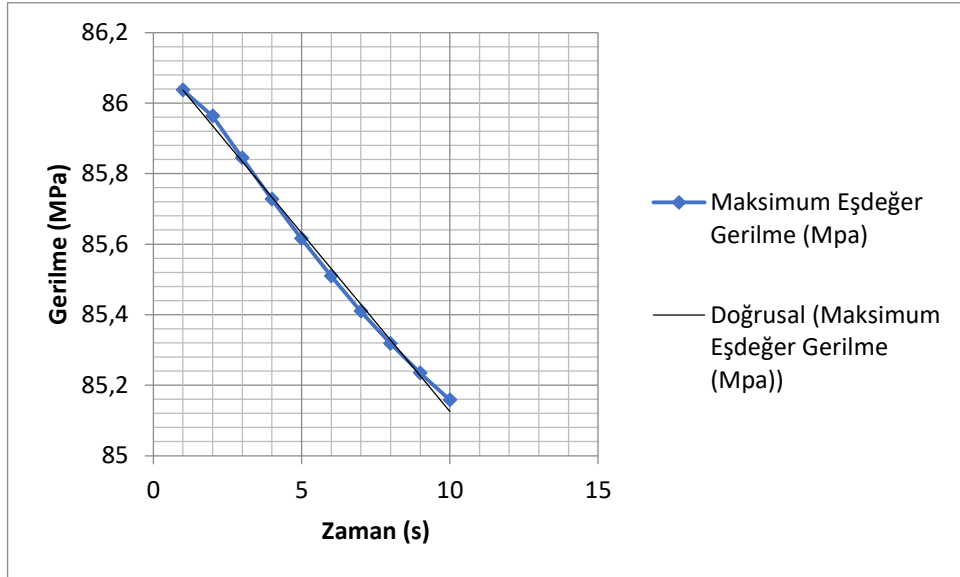
Şekil 4.9. Üçüncü Durum von Mises Gerilmesi

Şekil 4.10.'da maksimum gerilmeye en yakın üç farklı eşdeğer gerilmeler grafik halinde verilmiştir. Bu noktalarda 15, 20 ve 30 MPa üstündeki gerilmelerin gerçekleştiği grafikten gözlemlenebilmektedir. Bu değerler kabul edilebilir düzeylerde kalmıştır.



Şekil 4.10. Üçüncü Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği

Analize devam edildiğinde Şekil 4.11.'den anlaşılacağı üzere on saniye içindeki maksimum eşdeğer gerilmede çok fazla değişiklik olmamıştır ve az miktarda düşüş eğilimi göstermiştir.



Şekil 4.11. Üçüncü Durum Gerilme-Zaman Grafiği

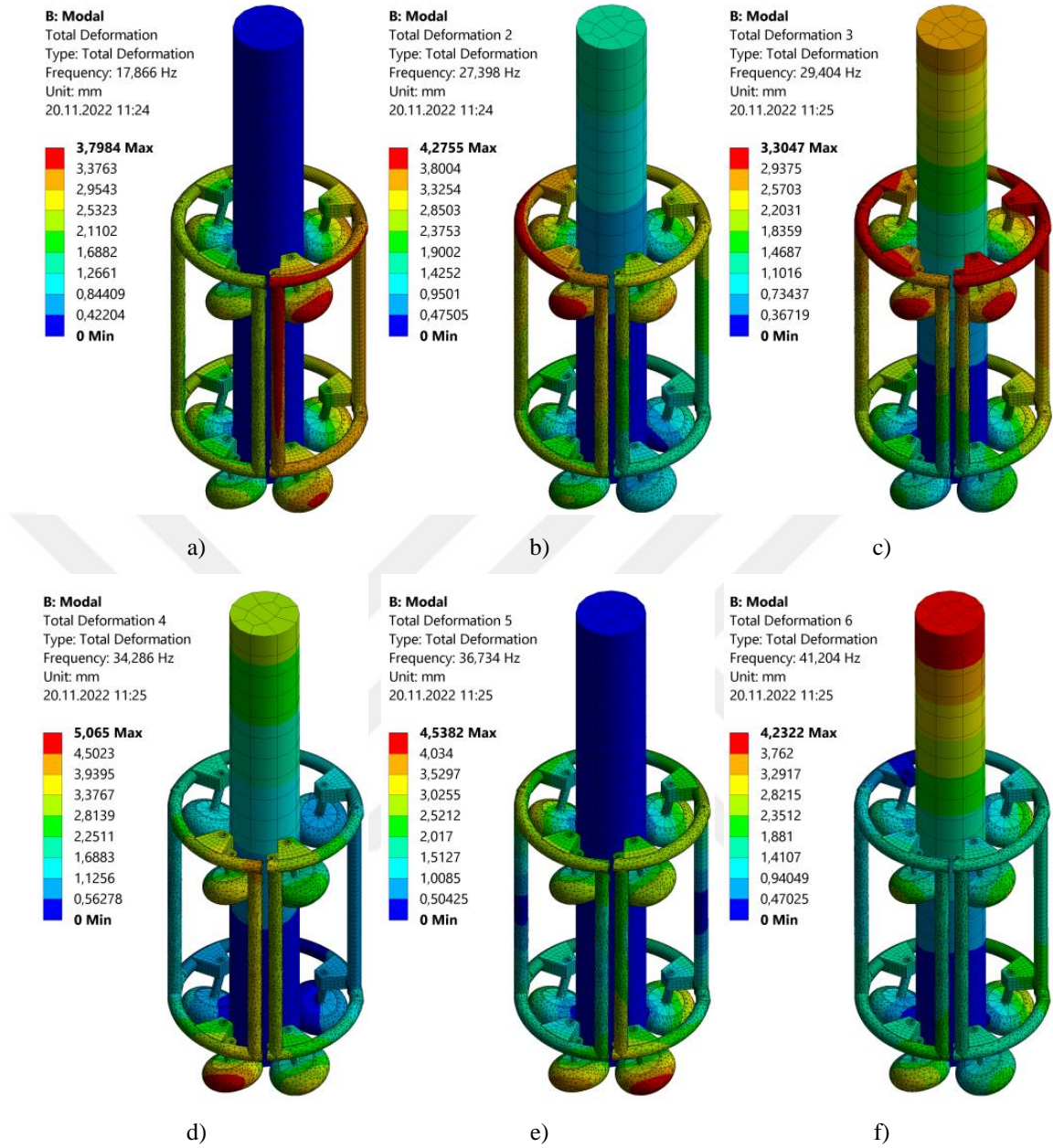
Tablo 4.8.'de minimum ve maksimum eşdeğer gerilmelerin zaman göre değişimi gösterilmiştir.

Tablo 4.8. Üçüncü Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler

Zaman	Minimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)
1	6,57E-07	86,037
2	6,57E-07	85,963
3	6,57E-07	85,844
4	6,57E-07	85,727
5	6,57E-07	85,615
6	6,57E-07	85,509
7	6,57E-07	85,409
8	6,57E-07	85,318
9	6,57E-07	85,234
10	6,57E-07	85,158

4.6. 3. Durum Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.12.'de üçüncü durum için mod şekilleri verilmiştir. Mod 1'de 17,866 Hz doğal frekansta 3,7984 mm'lik genlik meydana gelmiştir. Mod 2'de 27,398 Hz doğal frekansta 4,2755 mm genlik oluşumu gerçekleşmiştir. Mod 3'te 3,3047 mm genliğe sahip sistemin doğal frekansı 29,404 Hz olmuştur. Dördüncü modda 5,065 mm'lik genlikte 34,286 Hz doğal frekansa ulaşılmıştır. Beşinci modda 36,734 Hz doğal frekansta sistem 4,5382 mm genliğe sahiptir. 41,204 Hz doğal frekanslı altıncı mod şeklinde sistem 4,2322 mm genlik seviyesine ulaşmıştır. Üçüncü modda yapının üst bölümünde vibrasyon etkileri en yüksek olarak karşımıza çıkmaktadır. İlk iki mod şeklinde yan gövdelerde vibrasyonun fazla olduğu görülmektedir. Son üç mod şeklinde olumlu sonuçlar elde edilmiştir. Birinci durumdaki çelik yapıya göre kütlelenin artması sebebiyle vibrasyon etkileri doğal olarak indirgenebilmiştir.



Şekil 4.12. Üçüncü Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4 e) Mod 5 f) Mod 6

Tablo 4.9.'da üçüncü durum için X, Y ve Z yönlerindeki doğrusal kütle katılım oranları verilmiştir.

İkinci modda X yönündeki kütle katılımı en fazladır ve bu yönde bükülme eğilimi vardır. Mod 3 ve 6 için Y yönündeki kütle katılım oranları en fazladır. Kütle katılımı

Z ekseninde ihmal edilebilir düzeyde kalmıştır dolayısıyla aşağı ve yukarı yönlü hareketlerde herhangi bir sıkıntı oluşmamıştır.

Tablo 4.9. Üçüncü Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Hareket	Y Ekseninde Hareket	Z Ekseninde Hareket
1	17,878	-7,55E-02	5,38E-02	-9,74E-03
2	27,405	0,3246	-1,12E-02	-1,37E-01
3	29,408	3,56E-02	0,36931	3,80E-02
4	34,285	-1,73E-01	2,04E-02	-1,95E-01
5	36,738	7,72E-03	5,00E-02	2,37E-02
6	41,205	-4,72E-02	0,16106	-4,19E-02

Tablo 4.10.'da üçüncü durum için rotasyonel kütle katılım oranları verilmiştir.

Üçüncü moddaki en yüksek orandan dolayı bu mod için X yönünde burulma denilebilir. Y eksenindeki en fazla kütle katılımı dördüncü modda oluşmuştur ve onu ikinci mod takip etmiştir. Z ekseninde ise Mod 3 ve 1 için kütle katılım oranları en yüksektir. Bu modlar ağaç gövdesindeki burulma olarak ifade edilebilir.

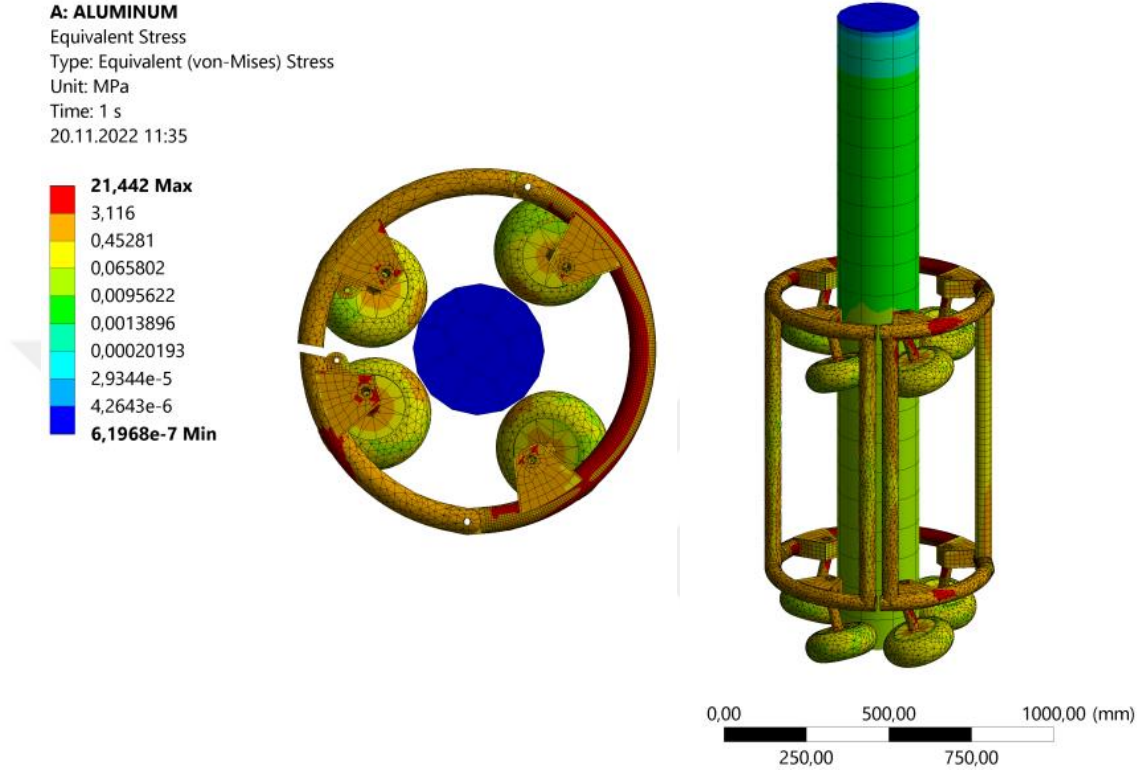
Tablo 4.10. Üçüncü Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Dönüş	Y Ekseninde Dönüş	Z Ekseninde Dönüş
1	17,878	-70,077	-113,66	-179,34
2	27,405	20,137	377,54	1,211
3	29,408	-657,56	91,701	-399,
4	34,285	-25,81	-632,68	-26,625
5	36,738	-52,425	66,436	-57,495
6	41,205	-356,2	-104,96	-171,7

4.7. 4. Durum Statik Analiz Sonuçları

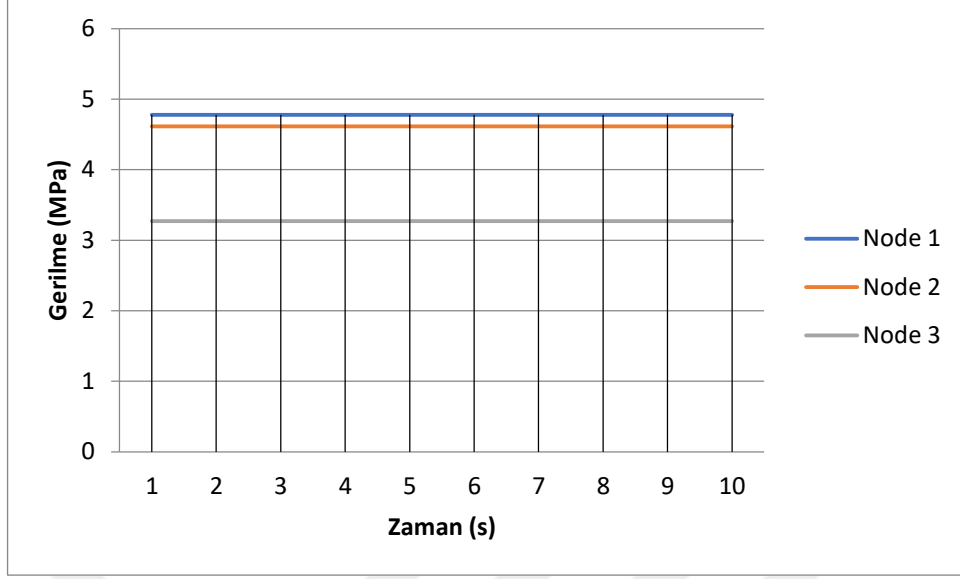
Şekil 4.13'te dördüncü durum için statik analiz sonuçları verilmiştir. Bir saniye içindeki gerilme en fazla 21,442 MPa olmuştur. Çelik yapıyla kıyaslanırsa mukavemet açısından iyi bir sonuç elde edilmiştir. Yapıda genel olarak 3 MPa

civarını pek aşmayan gerilmeler görülmektedir. 18 kg'lık şasi kütlesiyle 1. ve 3. durumdaki çelik yapılardan daha hafiftir.



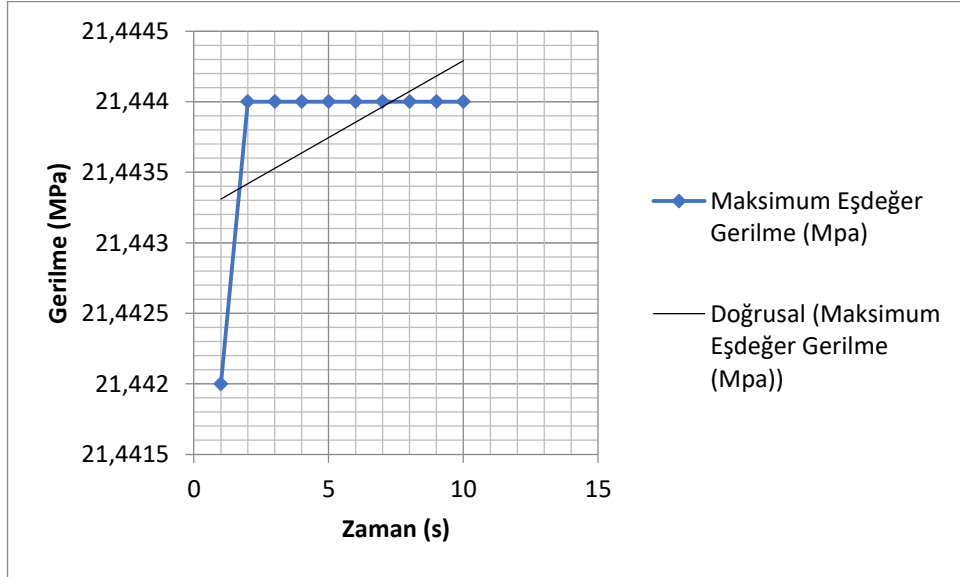
Şekil 4.13. Dördüncü Durum von Mises Gerilmesi

Şekil 4.14'ten anlaşılacağı üzere üç farklı düğüm noktalarındaki maksimum eşdeğer gerilmeler grafik olarak verilmiştir. 3 ve 5 MPa arasından kalan bu gerilmelerden iyi bir sonuca ulaşıldığı görülmektedir.



Şekil 4.14. Dördüncü Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği

Şekil 4.15.'te verilen gerilme-zaman grafiğinde on saniyelik süre boyunca gerilmenin neredeyse hiç değişmediği anlaşılmaktadır.



Şekil 4.15. Dördüncü Durum Gerilme-Zaman Grafiği

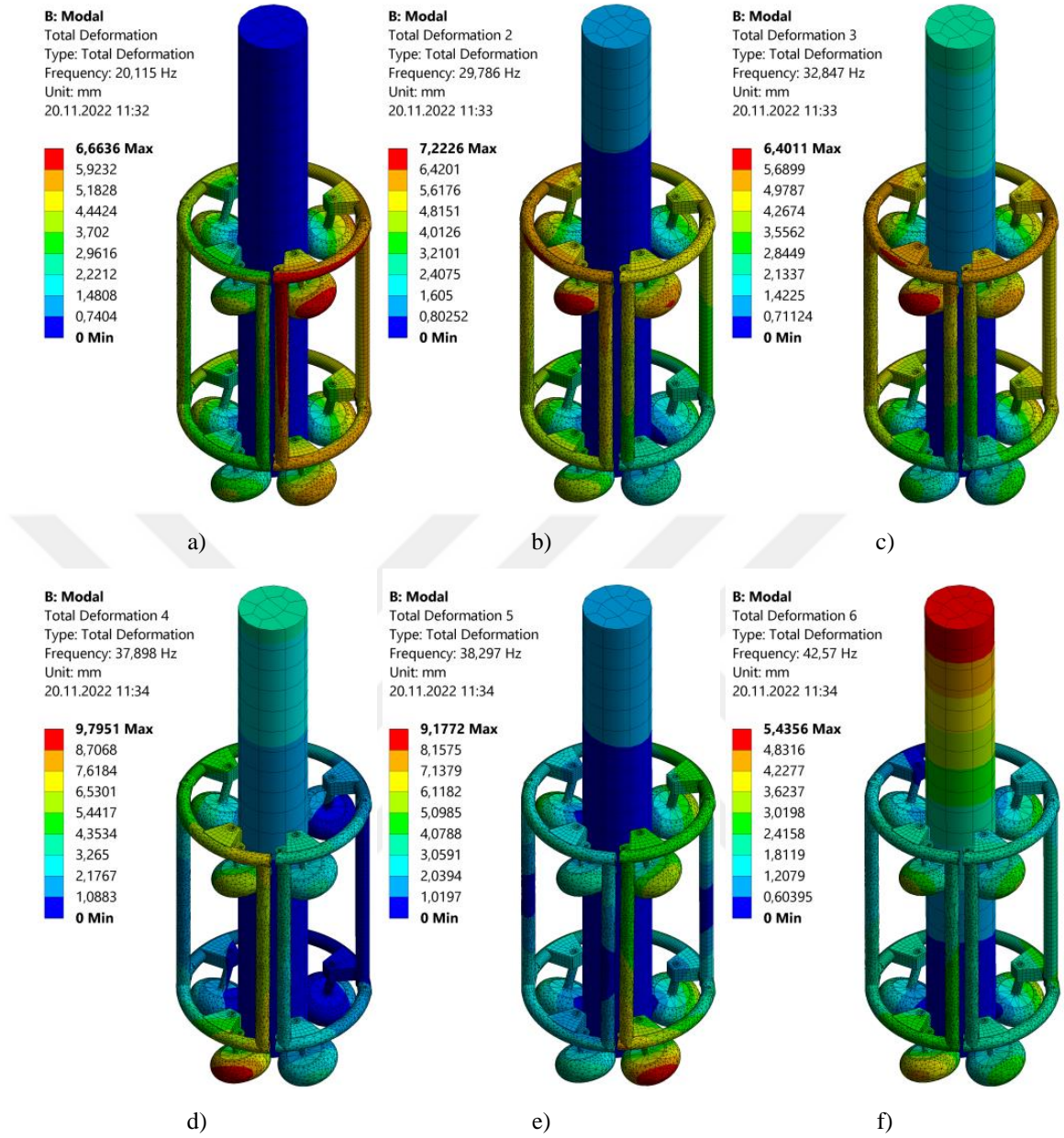
Tablo 4.11’te minimum ve maksimum eşdeğer gerilmelerin zaman göre değişimi gösterilmiştir.

Tablo 4.11. Dördüncü Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler

Zaman (s)	Minimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)
1	6,20E-07	21,442
2	6,20E-07	21,444
3	6,20E-07	21,444
4	6,20E-07	21,444
5	6,20E-07	21,444
6	6,20E-07	21,444
7	6,20E-07	21,444
8	6,20E-07	21,444
9	6,20E-07	21,444
10	6,20E-07	21,444

4.8. 4. Durum Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.16.’da dördüncü durum için mod şekilleri gösterilmiştir. Birinci modda 6,6636 mm’lik genliğe sahip sistemin doğal frekansı 20,115 Hz olarak karşımıza çıkmıştır. 7,2226 mm genlikte ikinci modda sistemin 29,786 Hz doğal frekansı bulunmaktadır. Üçüncü modda 32,847 Hz doğal frekansta genlik 6,4011 mm olmuştur. Dördüncü modda sistem 37,898 Hz doğal frekansta 9,7951 mm kadar genliğe sahiptir. Mod 5’te 38,297 Hz doğal frekanslı sistemin genliği 9,1772 mm’dir. En son mod şeklinde 42,570 Hz doğal frekanslı sistemdeki genlik 5,4356 mm olarak gerçekleşmiştir. Genele yapıya bakıldığında üçüncü duruma göre vibrasyon etkileri yaklaşık iki katına çıkmıştır. İlk üç modda yan gövdeler için belli risklerden söz edilebilir. Son üç modda ise daha iyi sonuçlara ulaşılmıştır. Tüm durumlar için modal analizlerde hareketli yan gövdelerde bazı tasarım iyileştirmeleri yapılabilir.



Şekil 4.16. Dördüncü Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4 e) Mod 5
f) Mod 6

Dördüncü durum için Tablo 4.12.'de doğrusal kütle katılım oranları verilmiştir.

İkinci modda X yönündeki kütle katılım oranı en fazla olarak karşımıza çıkmaktadır. Y ekseninde Mod 3 ve 6 için kütle katılımları en yüksektir ve bu yönde bükülme

olayı gerçekleştir. Z ekseninde aşağı ve yukarı yönlü harekette kütle katılım oranları çok düşüktür dolayısıyla iyi bir sonuç elde edilmiştir.

Tablo 4.12. Dördüncü Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Hareket	Y Ekseninde Hareket	Z Ekseninde Hareket
1	20,115	-4,74E-02	2,61E-02	-4,03E-04
2	29,786	0,17346	-2,53E-02	-1,01E-01
3	32,847	4,51E-02	0,22254	1,37E-02
4	37,898	-1,59E-01	4,04E-02	-8,46E-02
5	38,297	6,51E-02	4,86E-02	4,22E-02
6	42,57	-2,46E-02	0,19446	-1,16E-02

Dördüncü durum için rotasyonel kütle katılım oranları Tablo 4.13.'de verilmiştir.

X eksenindeki burulma en fazla Mod 3 ve 6'da gözlemlenmektedir. Mod 2, 4 ve 5 için Y eksenindeki burulmalar yüksek çıkmıştır. Z ekseninde ağa gövdesindeki burulmalar en fazla Mod 5'te oluşmuştur ve bu değer çok düşük düzeyde kalmıştır. Bu bilgiler ışığında diğer dört duruma göre gayet iyi sonuçlar elde edilmiştir.

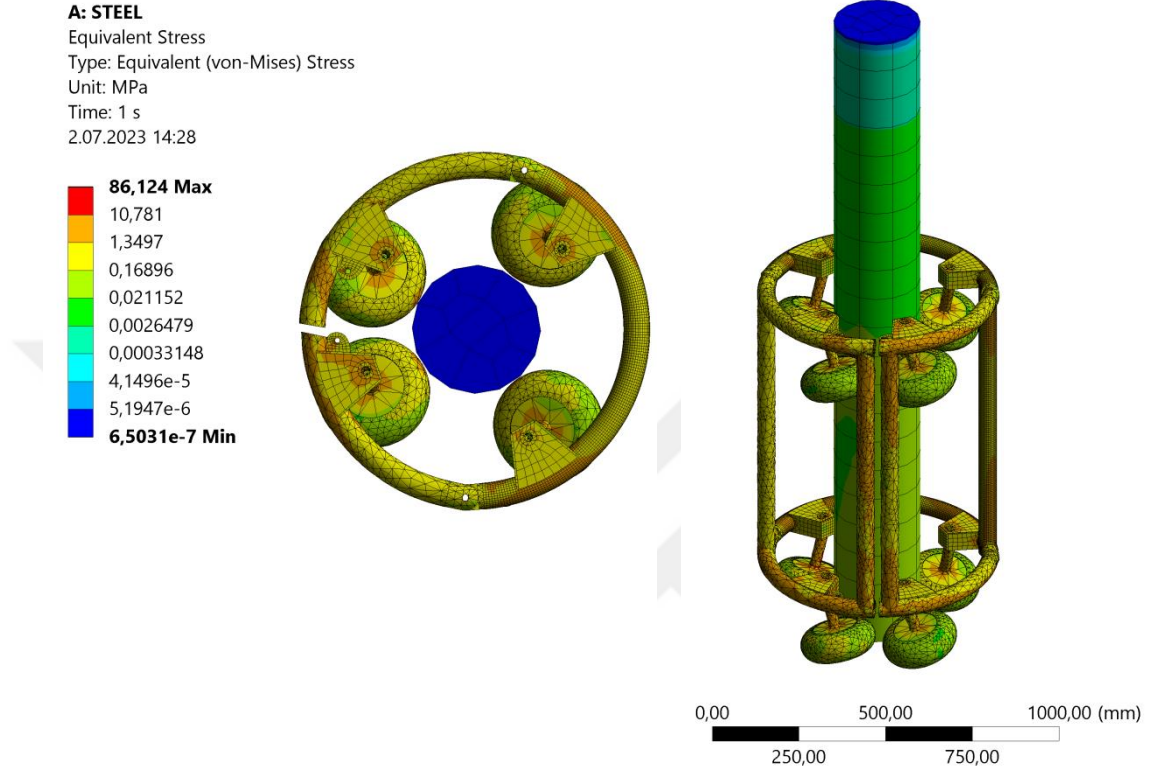
Tablo 4.13. Dördüncü Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Dönüş	Y Ekseninde Dönüş	Z Ekseninde Dönüş
1	20,115	-33,667	-65,443	-9,90E+01
2	29,786	45,13	1,70E+02	18,782
3	32,847	-406,73	8,54E+01	-2,43E+02
4	37,898	-64,276	-4,55E+02	-4,78E+01
5	38,297	-74,63	2,03E+02	-53,666
6	42,57	-425,34	-46,872	-2,08E+02

4.9. 5. Durum Statik Analiz Sonuçları

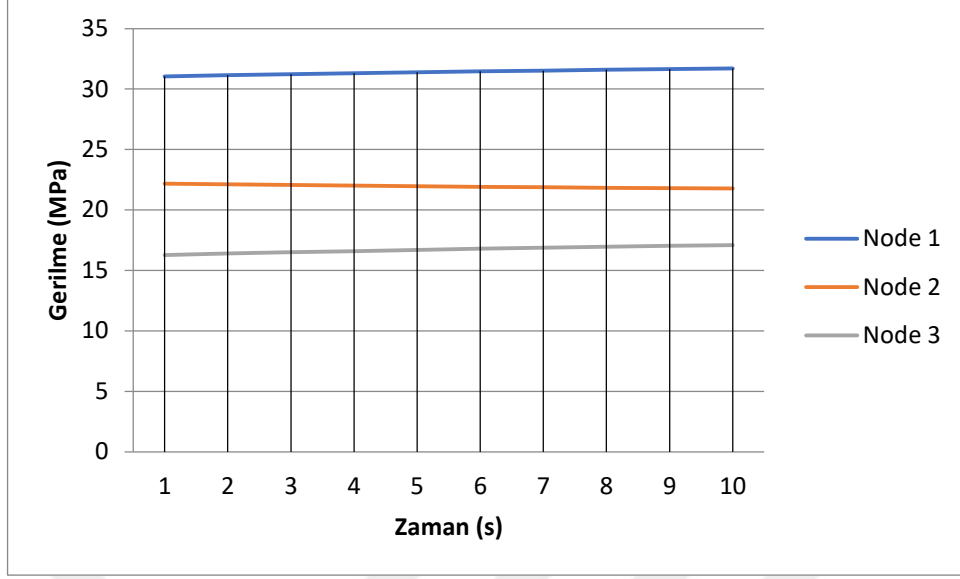
Şekil 4.17'de 3 mm çelik şasi için yapılan statik analiz sonuçları verilmiştir. Üçüncü durumdakine benzer şekilde maksimum eşdeğer gerilme en fazla 86 MPa civarında kalmıştır. Bunun sebebi iki durumda da et kalınlığının değişmediği tekerlek

yuvasında meydana gelmiş olmasıdır. Yine benzer olarak boru etrafında oluşan gerilmeler 10 MPa değerlerinde kalmıştır.



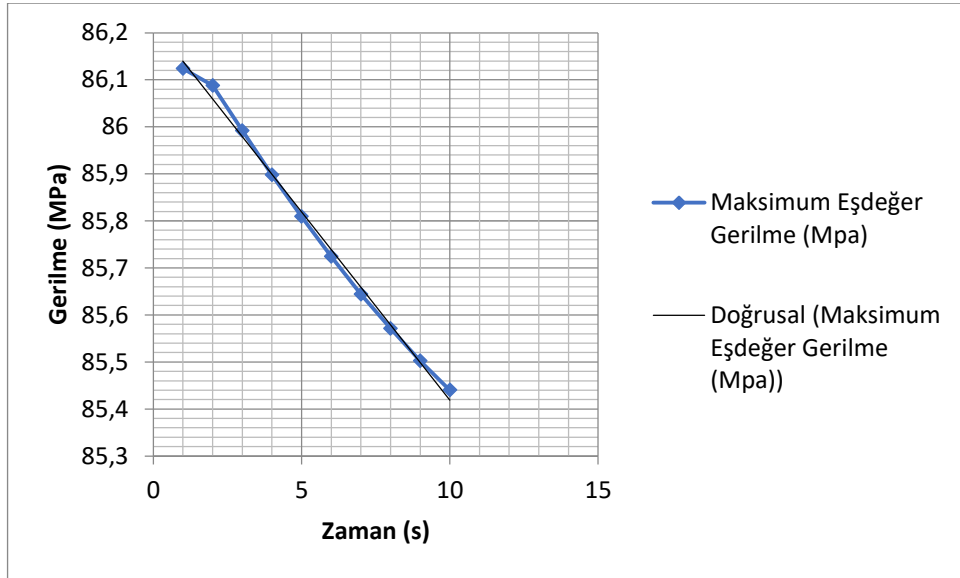
Şekil 4.17. Beşinci Durum von Mises Gerilmesi

Şekil 4.18.'de verilen grafikte düğümlerde oluşan gerilmeler üçüncü durumdakiyle aynı şekilde 15, 20 ve 30 MPa civarlarında kalmıştır. Hemen hemen aynı bölgede maksimum gerilme oluştuğu için bu sonuçların benzerlik göstermesi doğaldır.



Şekil 4.18. Beşinci Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği

Şekil 4.19.'da beşinci durumda on saniye süre boyunca meydana gelen eşdeğer gerilmeler verilmiştir. Sonuçlar üçüncü durumdakiyle benzerlik göstermektedir.



Şekil 4.19. Beşinci Durum Gerilme-Zaman Grafiği

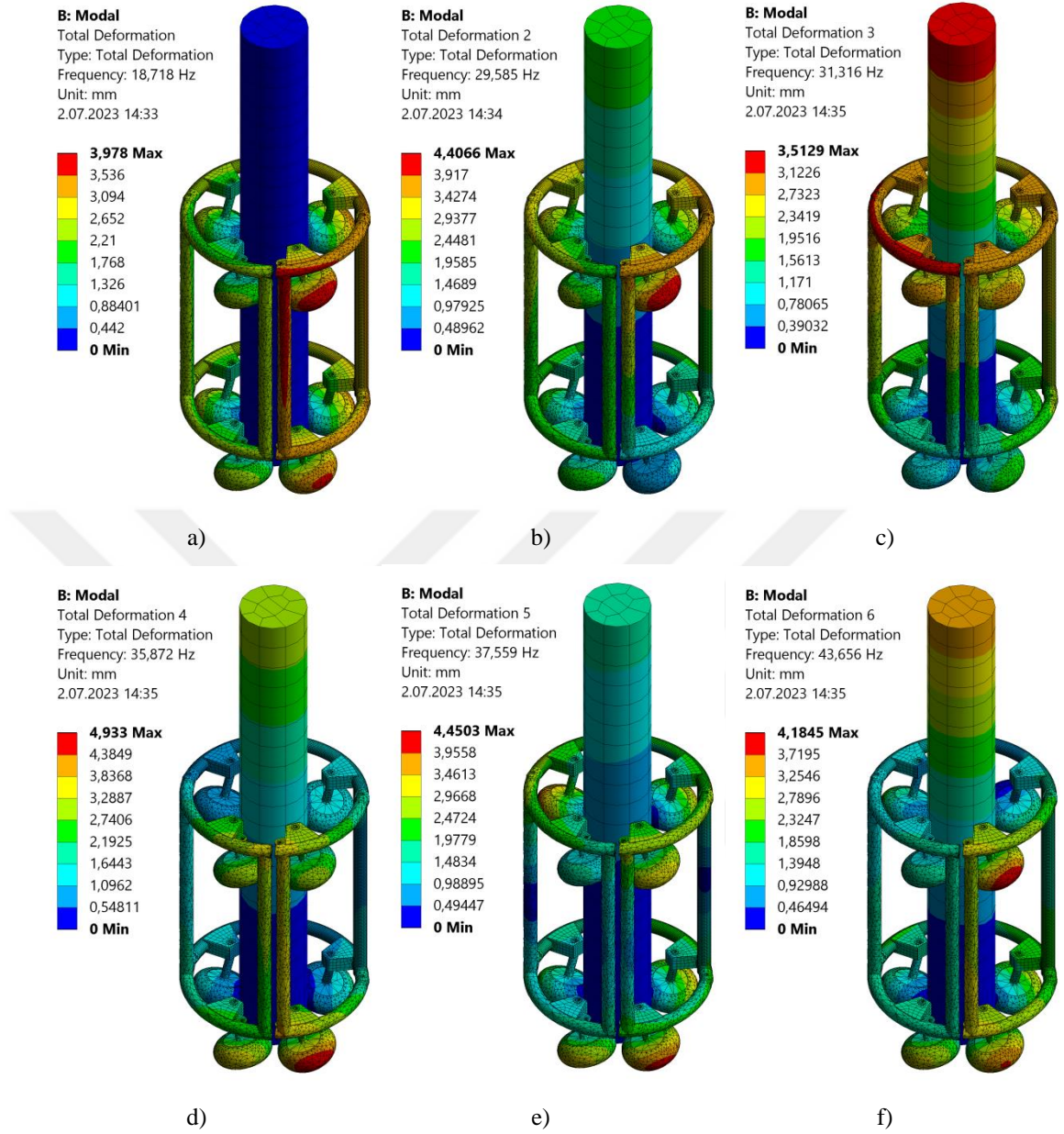
Tablo 4.14.'te beşinci durumdaki minimum ve maksimum eşdeğer gerilmeler verilmiştir.

Tablo 4.14. Beşinci Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler

Zaman (s)	Minimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)
1	6,50E-07	86,124
2	6,50E-07	86,088
3	6,50E-07	85,992
4	6,50E-07	85,898
5	6,50E-07	85,809
6	6,50E-07	85,724
7	6,50E-07	85,644
8	6,50E-07	85,571
9	6,50E-07	85,502
10	6,50E-07	85,44

4.10. 5. Durum Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.20.'de beşinci durumdaki mod şekilleri verilmiştir. Birinci modda 18,718 Hz doğal frekansta oluşan genlik 3,978 mm olarak görülmektedir. İkinci modda 29,585 Hz doğal frekansta 4,4066 mm genlik oluşmuştur. Üçüncü modda 3,5129 mm genlikte sistem 31,316 Hz doğal frekansa sahiptir. 35,872 Hz doğal frekanstaki dördüncü mod şeklinde sistem 4,933 mm genlik değerinde kalmıştır. Beşinci modda 37,559 Hz doğal frekanslı yapıda 4,4503 genlik oluşumu gözlenmiştir. 43,656 Hz doğal frekansa sahip altıncı mod şeklinde oluşan genlik değeri 4,1845 mm kadardır.



Şekil 4.20. Beşinci Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4 e) Mod 5
f) Mod 6

Tablo 4.15.'te beşinci durum için doğrusal kütle katılım oranları verilmiştir.

X yönündeki en büyük kütle katılım oranı ikinci moda aittir. Y ekseninde üçüncü ve ikinci modlardaki yüksek oranlardan dolayı bu yönde oluşan bükülme davranışı en

fazladır. İkinci ve dördüncü mod şekillerinde Z eksenini boyunca oluşan kütle katılımı en yüksek seviyededir.

Tablo 4.15. Beşinci Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Hareket	Y Ekseninde Hareket	Z Ekseninde Hareket
1	18,718	-4,3958e-002	5,9346e-002	-9,3474e-003
2	29,585	-0,32654	0,10816	0,11453
3	31,316	0,14319	0,36284	9,7064e-003
4	35,872	0,12515	-5,0754e-002	0,19567
5	37,559	0,10773	-9,7124e-002	1,2643e-002
6	43,656	-4,0409e-002	-8,0248e-002	4,5476e-002

Tablo 4.16.'da beşinci durum için meydana gelen rotasyonel kütle katılımları verilmiştir.

Üçüncü modda X eksenindeki en yüksek kütle katılım oranının varlığından söz edilebilir. Y eksenindeki burulma davranışı en belirgin dördüncü modda oluşmuştur. Z ekseninden anlaşılacağı üzere ağaç gövdesindeki burulma durumu üçüncü mod için söylenebilir.

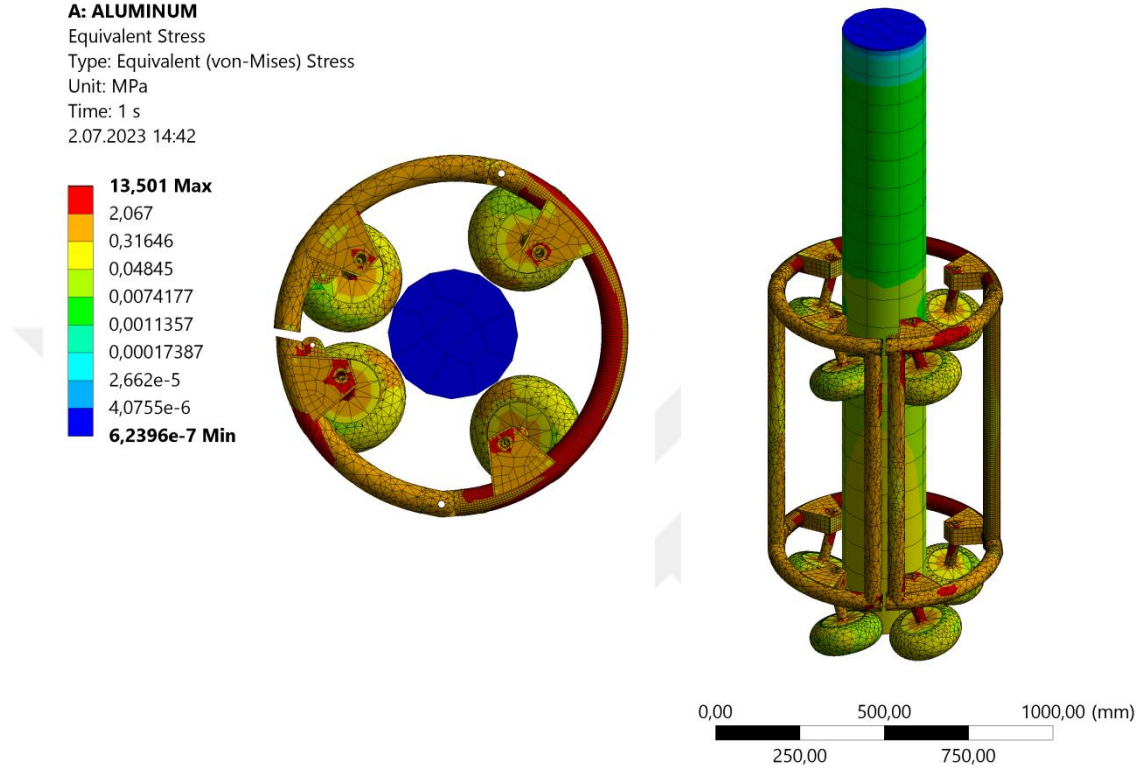
Tablo 4.16. Beşinci Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Dönüş	Y Ekseninde Dönüş	Z Ekseninde Dönüş
1	18,718	-76,052	-72,169	-181,98
2	29,585	-194,67	-422,	-106,26
3	31,316	-657,24	255,55	-395,36
4	35,872	102,82	559,65	61,042
5	37,559	144,34	196,11	106,78
6	43,656	217,88	-53,159	80,94

4.11. 6. Durum Statik Analiz Sonuçları

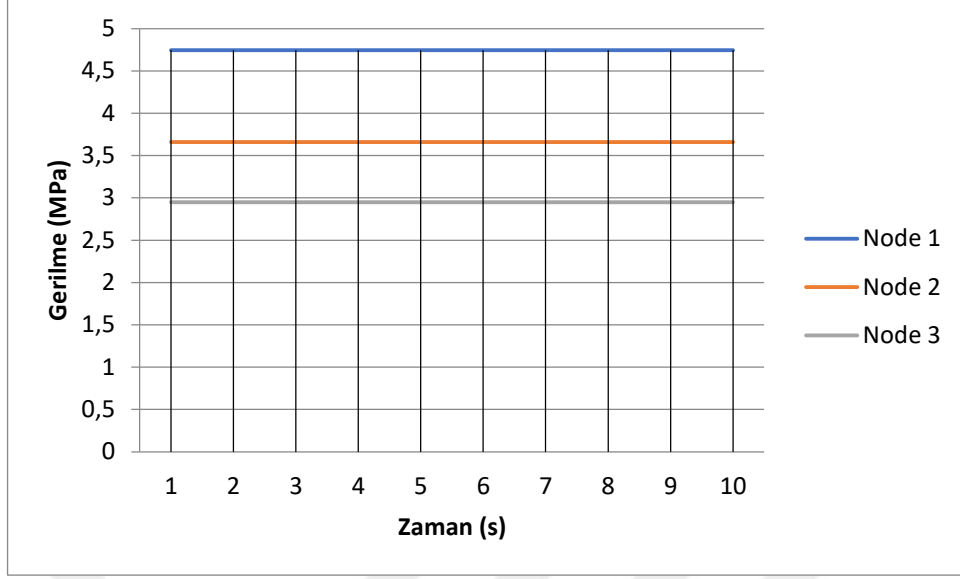
Şekil 4.21.'de 3 mm Alüminyum şasi için eşdeğer gerilme sonuçları verilmiştir. Gerilmenin en az olduğu sonuç bu durumda meydana gelmiştir. 13,501 MPa maksimum gerilme oluşumu gözlemlenmiştir. Dördüncü durumdaki alüminyum şasi

ile kıyaslanırsa yarıya kadar düştüğü söylenebilir. Fakat altıncı durumdaki şasi et kalınlığındaki artıştan dolayı daha ağır bir yapı olacağı için dördüncü durumdaki şasi imalata en uygun tasarım olarak karşımıza çıkmaktadır.



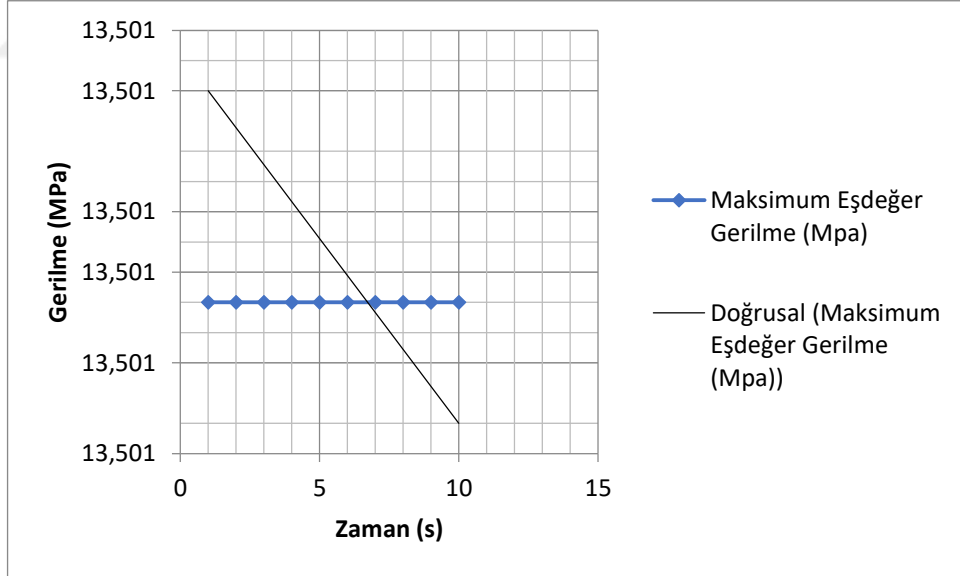
Şekil 4.21. Altıncı Durum von Mises Gerilmesi

Şekil 4.22.'de altıncı durum için üç farklı düğüm noktasında oluşan eşdeğer gerilmeler grafik olarak verilmiştir. Üç durumda da 5 MPa değerini geçmeyen sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 4.22. Altıncı Durum için Üç Farklı Düğümdeki Eşdeğer Gerilme Grafiği

Şekil 4.23.'te verilen gerilme zaman grafiğinden anlaşılacağı üzere on saniye boyunca maksimum eşdeğer gerilmenin hiç değişmediği görülmektedir.



Şekil 4.23. Altıncı Durum Gerilme-Zaman Grafiği

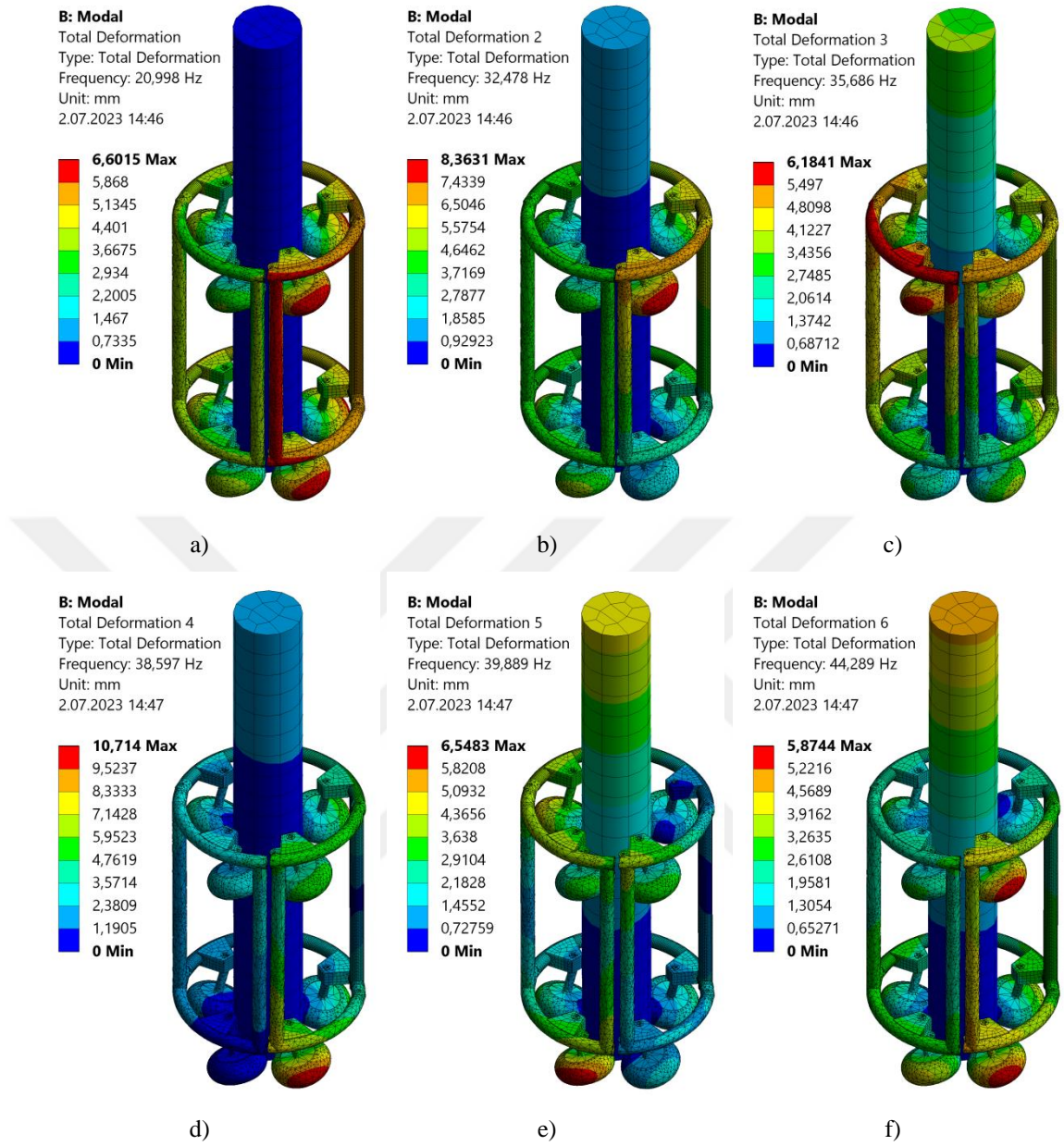
Tablo 4.17.'de minimum ve maksimum eşdeğer gerilmelerin zamana göre değişimi verilmiştir.

Tablo 4.17. Altıncı Durum Minimum ve Maksimum Eşdeğer Gerilmeler

Zaman (s)	Minimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)
1	6,24E-07	13,501
2	6,24E-07	13,501
3	6,24E-07	13,501
4	6,24E-07	13,501
5	6,24E-07	13,501
6	6,24E-07	13,501
7	6,24E-07	13,501
8	6,24E-07	13,501
9	6,24E-07	13,501
10	6,24E-07	13,501

4.12. 6. Durum Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.24'te altıncı durum için mod şekilleri verilmiştir. Birinci modda 20,998 Hz doğal frekansta oluşan genlik değeri 6,6015 mm olmuştur. İkinci modda 32,478 Hz doğal frekansta 8,3631 mm kadar genlik miktardır bulunmaktadır. 6,1841 mm genlikte üçüncü mod için doğal frekans 35,686 Hz olarak görülmektedir. Dördüncü mod şeklinde ise 10,714 mm genlikte sistem 38,597 Hz doğal frekansa sahiptir. Beşinci modda 39,889 Hz doğal frekanstaki genlik 6,5483 mm olmuştur. Altıncı mod şeklinde 44,289 Hz doğal frekansta 5,8744 mm genlik oluştuğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.24. Altıncı Durum Mod Şekilleri: a) Mod 1, b) Mod 2, c) Mod 3, d) Mod 4 e) Mod 5
f) Mod 6

Tablo 4.18.'de altıncı durum için doğrusal kütle katılım oranları verilmiştir.

İkinci, üçüncü ve beşinci modlarda X yönündeki en yüksek kütle katılım oranları meydana gelmiştir. Y eksenindeki bükülme eğilimi en fazla üçüncü mod şekli için geçerlidir. Z eksenı boyunca bütün mod şekillerinde kütle katılım oranları düşük düzeyde kalmıştır.

Tablo 4.18. Altıncı Durum için Doğrusal Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Hareket	Y Ekseninde Hareket	Z Ekseninde Hareket
1	20,998	-2,8583e-002	2,7243e-002	-3,0178e-003
2	32,478	-0,17807	6,4819e-002	9,1533e-002
3	35,686	0,10168	0,23649	-6,9501e-003
4	38,597	6,3874e-002	5,0361e-002	7,1213e-002
5	39,889	-0,18302	0,11098	-5,4459e-002
6	44,289	-5,6664e-002	-0,12246	1,5721e-002

Tablo 4.19’da altıncı durum için gerçekleşen rotasyonel kütle katılım oranları verilmiştir.

X yönünde üçüncü ve altıncı modlarda sırasıyla burulma eğilimleri en fazladır. Y ekseninde beşinci modda en yüksek kütle katılım oranına ulaşılmıştır ve onu dördüncü mod şekli takip etmiştir. Z yönünde yani ağaç gövdesi boyunca oluşan burulma etkisi üçüncü mod şeklinde en üst seviyededir.

Tablo 4.19. Altıncı Durum için Rotasyonel Kütle Katılım Oranları

Mod Şekli	Doğal Frekans (Hz)	X Ekseninde Dönüş	Y Ekseninde Dönüş	Z Ekseninde Dönüş
1	20,998	-33,299	-43,098	-98,054
2	32,478	-118,06	-197,6	-63,622
3	35,686	-448,45	167,15	-260,54
4	38,597	-80,049	257,02	-50,663
5	39,889	-210,66	-453,87	-122,58
6	44,289	290,04	-114,96	127,93

4.13. Nihai Modelin İmalatı ve Saha Testi

Katı modelleme ve sonlu elemanlar analizleri ışığında nihai modelde karar kılınarak imalat aşamalarına geçilmiştir. İmalat aşamaları talaşlı imalat, kaynaklı imalat, elektrik donanımın konfigürasyonu, yazılım ve saha testlerinden oluşmaktadır. Tüm bu safhalar belirli bir plan dahilinde gerçekleştirilmiş ve proje için tanınan zaman aralığında bitirilmiştir.

İlk etapta alüminyum malzemelerin temini için boru alımları olmuş ve lazer kesimleri yapılmıştır. Alüminyum borular KOSGEB desteğiyle alınan boru kıvrırma makinesinde istenilen çaplardada kıvrılmıştır. Aynı şekilde destekle alınan kaynak makinesi sayesinde alüminyum sacların ve boruların kaynaklı imalatı yapılmıştır.

Prototipe benzinli motorlu testere ilavesi olmuştur. Sistemde elektrikli olmayan tek parça burasıdır.

Sistemin 24 V lityum aküden enerjisini karşılaması düşünülmüştür. Bu aküler hafif ağırlıkları ve uzun döngü ömürleri sayesinde geniş kullanım alanına sahiptirler.

Makinenin montajının ve elektrik donanımının tamamlanmasının ardından yazılım aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada dışarıdan destek alınarak yazılım işlemi tamamlanmış ve saha testlerine geçilmiştir. İlk etapta fabrika ortamında oluşturulmuş sac silindir üstünde robotun tırmanma fonksiyonu denenmiş ve sonraki denemelerde ormanlık alanda çam ağacında hem tırmanma hem de budama fonksiyonları gözlemlenmiştir. Şekil 4.25.'te görüldüğü gibi saha testleri başarılı bir şekilde tamamlanmıştır.



Şekil 4.25. Saha Testi

BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Spiral olarak tırmanabilen ve aynı zamanda motorlu testeresiyle karşısına çıkan dalları budayabilen yarı otonom bir ağaç tırmanma ve budama robotu üretimi ve sonlu elemanlar analizi tezde sunulmuştur. Prototip üretimi yapılmış olan robotla ilgili şu sonuçlara varılmıştır:

1. Sonlu elemanlar analizinde 1. ve 3. Durumlardaki çelik şasiler için akma olmadığı anlaşılrsa bile ortaya ağır yapılar çıktığı görülmüştür. 2. Durumdaki alüminyum şasi 1,5 mm et kalınlığında akmaya uğramıştır. En uygun görünen 4. Durumdaki 2,5 mm alüminyum şasi 3. Durumdaki çelikle kıyaslandığında mukavemetin arttığı gözlemlenmiştir. 5. ve 6. durumlardaki 3 mm et kalınlıklarında çelik ve alüminyum şasiler için yapılan analizler ağır yapılar olup karşılaştırma amaçlı yer verilmiştir. İleride yapılacak çalışmalarda tekerlek bağlantıları kısaltılabilir ve tekerlek için tek taraflı yataklama yerine çift taraflı yataklama yapılabilir.
2. Dinamik (modal) analizlerde altı farklı mod şekilleri ve doğal frekanslar incelenmiştir. Sonuçlarda çelik yapıdaki ağırlıktan dolayı titreşim etkisi daha az gerçekleşmiştir. 4. Durumdaki alüminyum şasi için yapılan analizde titreşim genliği 2. Duruma göre azaltılabilmektedir. Yapılacak gelecek çalışmalar için robotun toplam boyu şasiden kısaltılabilir.
3. Tırmanma açısı 18 dereceden 14 dereceye düşürülebilir böylece motorlu testerenin budama fonksiyonu arttırılabilir. Buna paralel olarak tekerlek motor hızında artış yapılabilir ya da daha güçlü motorlar seçilebilir.

4. Yarı otonom sürüşten tam otonom sürüşe geçilebilir. Ağaç cinsine göre kendini ayarlayabilen operatör müdahalesi olmadan tırmanabilen ve dal budayabilen otomatik bir robota geçiş gelecek çalışmalar için mümkün olabilir.



KAYNAKLAR

1. Badrulhisham, N. and N. Othman, *Knowledge in Tree Pruning for Sustainable Practices in Urban Setting: Improving Our Quality of Life*. Procedia - Social and Behavioral Sciences, 2016. **234**: p. 210-217.
2. Ishigure, Y., et al. *Pruning machine with a mechanism for preventing branch bite*. in *Proc. of Forest Engineering: Meeting the Needs of the Society and the Environment (FORMEC 2010)*. 2010.
3. Wang, J., et al. *Analysis and Research on Tree-climbing and Pruning Robots*. in *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. IOP Publishing.
4. Engür, M., *EKLEMLİ TELESKOPİK PLATFORMLU ARAÇLARLA YAPILAN BUDAMA İŞLERİNDE AKÜLÜ TESTERELERİN KULLANIMI VE ERGONOMİK FAYDALAR*.
5. Clark, J.R. and N. Matheny, *The research foundation to tree pruning: a review of the literature*. Arboriculture & Urban Forestry, 2010. **36**(3): p. 110-120.
6. Meade, G. and D.L. Hensley, *Pruning landscape trees and shrubs*. 1998.
7. Dujesiefken, D. and H. Stobbe, *The Hamburg Tree Pruning System—A framework for pruning of individual trees*. Urban Forestry & Urban Greening, 2002. **1**(2): p. 75-82.
8. Kuhns, M.R. and D.K. Reiter, *Knowledge of and attitudes about utility pruning and how education can help*. Arboriculture and Urban Forestry, 2007. **33**(4): p. 264.
9. Danilović, M., et al., *The impact of pruning on tree development in poplar Populus × canadensis “I-214” plantations*. iForest-Biogeosciences and Forestry, 2022. **15**(1): p. 33.
10. O'Hara, K.L., *Pruning wounds and occlusion: A long-standing conundrum in forestry*. Journal of Forestry, 2007. **105**(3): p. 131-138.
11. Gilman, E.F., *An illustrated guide to pruning*. 2011: Cengage Learning.
12. Bedker, P.J., *How to prune trees*. Vol. 1. 1995: US Department of Agriculture, Forest Service, Northeastern Area, State

13. Bogue, R., *Climbing robots: recent research and emerging applications*. Industrial Robot: the international journal of robotics research and application, 2019. **46**(6): p. 721-727.
14. Saunders, A., et al. *The rise climbing robot: body and leg design*. in *Unmanned Systems Technology VIII*. 2006. SPIE.
15. Lam, T.L. and Y. Xu. *A flexible tree climbing robot: Treebot-design and implementation*. in *2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2011. IEEE.
16. Zhen, W., C. Gong, and H. Choset. *Modeling rolling gaits of a snake robot*. in *2015 IEEE international conference on robotics and automation (ICRA)*. 2015. IEEE.
17. Ito, K., R. Aoyagi, and Y. Homma, *TAOYAKA-III: A Six-Legged Robot Capable of Climbing Various Columnar Objects*. Journal of Robotics and Mechatronics, 2019. **31**(1): p. 78-87.
18. Fischer, W. and R. Siegwart. *Wheeled Pole-Climbing-Robot with High Payload Capability, Using a Clamping Mechanism which is Inspired by the Rope-Clamps in Human Climbing*. in *13th International Conference on Climbing and Walking Robots and the Support Technologies for Mobile Machines*. 2010. Nagoya Inst Technol, Nagoya, JAPAN: World Scientific Publ Co Pte Ltd.
19. Nakamura, H., *Automatic branch cut-off device*. 1981, Google Patents.
20. Ueki, S., et al., *Development and experimental study of a novel pruning robot*. Artificial Life and Robotics, 2011. **16**(1): p. 86-89.
21. Kawasaki, H., et al. *Novel climbing method of pruning robot*. in *2008 SICE Annual Conference*. 2008. IEEE.
22. Lam, T.L. and Y. Xu, *Tree climbing robot: Design, kinematics and motion planning*. Vol. 78. 2012: Springer.
23. Gennert, M.A., *Design and Construction of a Tree-Climbing Robot*. Diss. WORCESTER POLYTECHNIC INSTITUTE, 2013.
24. Gui, P., *Tree pruning/inspection robot climbing mechanism design, kinematics study and intelligent control: a thesis presented in partial fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in Mechatronics at Massey University, Manawatu Campus, New Zealand*. 2018, Massey University.

25. Dubey, A.P., et al., *Autonomous control and implementation of coconut tree climbing and harvesting robot*. *Procedia computer science*, 2016. **85**: p. 755-766.
26. Jordan, E., *Machine for debranching living trees*. 2019, Google Patents.
27. Advaligno PATAS data sheet; Available from: <https://advaligno.com/en/>. 2021.
28. Yang, X., et al. *Structure Design of Surrounding Tree-climbing and Pruning Robot*. in *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. IOP Publishing.
29. Polishchuk, M., et al., *Walking mobile robot for trimming trees: design and modeling*. *International J Control & Autom*, 2020. **13**(2): p. 1760-1772.
30. Molina, J. and S. Hirai. *Kinematic analysis of a novel skew-gripper for aerial pruning tasks*. in *Proceedings of the 3rd International Conference on Mechatronics and Robotics Engineering*. 2017.
31. Jiang, Q. and F. Xu, *Grasping claws of bionic climbing robot for rough wall surface: Modeling and analysis*. *Applied Sciences*, 2017. **8**(1): p. 14.
32. Irawan, A.P., A. Halim, and H. Kurniawan. *Hybrid robot climbing system design*. in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. IOP Publishing.
33. Mondal, S.C., P.L. Marquez, and M.O. Tokhi, *Analysis of mechanical adhesion climbing robot design for wind tower inspection*. *Journal of Artificial Intelligence and Technology*, 2021. **1**(4): p. 219-227.
34. Shah, D., et al. *Conceptual Design and Analysis of Pipe Climbing Robot*. in *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. IOP Publishing.
35. Davis, J.R., *Aluminum and aluminum alloys*. 1993: ASM international.
36. Union, T.E., *Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-1: General rules and rules for buildings*. 2005.
37. Parinov, I.A., S.H. Chang, and B.T. Long, *Advanced Materials: Proceedings of the International Conference on "Physics and Mechanics of New Materials and Their Applications", PHENMA 2019*. 2020: Springer International Publishing.
38. Inc., A., *ANSYS Mechanical User's Guide*. 2013, ANSYS Inc, Southpointe Canonsburg, PA, USA.
39. Inc., A., *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference*. 2013, ANSYS Inc, Southpointe Canonsburg, PA, USA.

40. Budynas, Richard Gordon, and J. Keith Nisbett. *Shigley's mechanical engineering design*. Vol. 9. New York: McGraw-hill, 2011.



ÖZGEÇMİŞ

Muhammet Ziya ÖZKAYA 2012 yılında Rami Atatürk Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. Adnan Menderes Üniversitesi Makine Mühendisliği (%100 İngilizce) Bölümü'nü 2018 yılında bitirdi. 2020 yılında Giresun Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başladı. Haziran 2021'de Zere Sanayi ve Ticaret A. Ş.'de makine mühendisi olarak çalışmaya başladı. TSE Araç İmal, Tadilat ve Montaj (AİTM) Yetkili Teknik Sorumlu sertifikasına sahiptir. Solidworks programına iyi düzeyde hakimdir. Orta düzeyde Ansys programı kullanmaktadır. Teknik İngilizcesi vardır.

