

**4 KADEMELİ PASERELLANIN
TASARIM VE ANALİZİ**

İlyas GENÇ

**Y.Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Prof. Dr. Adnan ÖZEL
2007
Her hakkı saklıdır**

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Y.LİSANS TEZİ

**4 KADEMELİ PASERELLANIN
TASARIM VE ANALİZİ**

İlyas GENÇ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ERZURUM
2007

Her hakkı saklıdır

Prof. Dr. Adnan ÖZEL'in danışmanlığında, İlyas GENÇ tarafından hazırlanan bu çalışma 23/07/2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. Adnan ÖZEL *İmza* :

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ferhat KADIOĞLU *İmza* :

Üye : Yrd. Doç. Dr. Murat Demir AYDIN *İmza* :

Yukarıdaki sonucu onaylarım

(İmza)

.....
Enstitü Müdürü

Prof. Dr. Mehmet ERTUĞRUL

ÖZET

Y. Lisans Tezi

4 KADEMELİ PASERELLANIN TASARIM VE ANALİZ AŞAMALARI

İlyas GENÇ

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Adnan ÖZEL

Hızla gelişen bilgisayar teknoloji sayesinde tasarımcının zihninde canlanan tasarımlar bilgisayar ortamında şekil bulmakta, test edilmekte yine bilgisayar destekli tezgâhlarda üretilmektedir.

Bu çalışmada denizcilik sektöründe yaygın olarak kullanılan paserella çalışılmıştır. Tasarımı yapılan paserella dört kademeli ve teleskopiktir. Üç boyutlu olarak paserella Pro ENGINEER paket programında tasarlanmıştır. Sonlu elemanlar programı olan ANSYS'te gerilme analizi yapılarak paserellanın taşıyıcı kol sistemi için en uygun profil kesit ölçüleri belirlenmiştir. Birbiri içerisinde çalışan kol profilleri arasında ne tür bir yatak malzemesi kullanılacağı belirlenmiştir. Farklı yükleme şekillerinde belirlenen emniyet katsayısına göre sistemin emniyetli olup olmadığı incelenmiştir. Yapılan değerlendirmeler sonrasında sistemin emniyetli olmayan yerleri emniyetli hale getirilmiştir.

2007, 85 Sayfa

Anahtar Kelimeler: Paserella, Gerilme analizi, Sonlu elemanlar yöntemi, ANSYS.

ABSTRACT

Master Thesis

DESIGN AND ANALYSIS PHASES OF FOUR ELEMENTS TELESCOPIC GANGWAY

İlyas GENÇ

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Adnan ÖZEL

Designs formed in designer's mind have been shaped by means of rapidly improved computer technology in computer environment and have been tested and have been produced with computer-aided machines.

In this study, gangway which is used in seamanship sector has been examined. Designed gangway has four levels and it is telescopic. The gangway has been designed as 3D format in Pro ENGINEER packaged software. For carrier arm mechanism of gangway, ideal transverse section dimensions are determined by performing stress analysis with ANSYS, a finite element program. What kind of bearing material has been used between arm profiles which are work inside each others has been determined. In different load conditions, according to determined safety factor whether the system is safe or not has been examined. For unsafe locations of the system necessary changes have been performed after the evaluations.

2007, 85 Pages

Keywords: Gangway, Finite elements method, Stres analysis, ANSYS.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum bu alıŐma Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde hazırlanmıştır. ÇalıŐmalarım süresince her türlü desteğini benden esirgemeyen kıymetli hocam Sayın Prof. Dr. Adnan ÖZEL'e teŐekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu tezin hazırlanmasında firma imkânlarını kullanmama ve verdiği desteklerden dolayı Ezberci Marine Genel Müdürü Sayın Fikret EZBERCİ'ye ve Ezberci Marine çalıŐanlarına teŐekkürlerimi sunarım.

Tez çalıŐmam sırasında her türlü yardımını esirgemeyen Sayın Doç. Dr. İrfan KAYMAZ'a teŐekkürlerimi sunarım.

Sayın Mustafa KARAHAN'a tezimin hazırlanması esnasında göstermiş olduğu destekten dolayı teşekkür ederim. Ayrıca bu çalışmanın gerçekleŐmesine imkân sağlayan Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünün değerli öğretim üyelerine ve Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünün değerli yöneticilerine teŐekkürlerimi sunarım.

ÇalıŐmalarım boyunca bana göstermiş oldukları destek ve teŐviklerinden dolayı çok değerli aileme teşekkür ederim.

İlyas GENÇ

Haziran 2007

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiv
1.GİRİŞ	1
1.1. Paserella nedir?.....	2
1.2. Paserella çeşitleri nelerdir?.....	3
1.2.1. Tekne seyir esnasında tekne içerisinde saklama / taşıma tipine göre	3
1.2.1.1. Tek kademli seyyar tip katlanır veya sabit paserella.....	3
1.2.1.2. Kıç aynasına montaj metoduna göre	4
1.2.1.2.a Tekne kıç aynasına montajlı teleskopik paserella	4
1.2.1.2.b Tekne kıç aynasına montajlı katlanır paserella	5
1.2.1.3. Kasalı paserella	5
1.2.1.3.a Kasalı tek kademeli paserella	5
1.2.1.3.b Kasalı tek kademeli ve basamaklı paserella	6
1.2.1.3.c Kasalı iki kademeli paserella	7
1.2.1.3.d Kasalı üç kademeli paserella	7
1.2.1.3.e Döner tip paserella	8
1.2.2. Özel imalat paserellalar	9
1.2.2.1 Yük kaldırmada kullanılan paserellalar	9
1.2.2.2.Yüzme merdiveni olarak kullanılan paserellalar	10
1.3. Kaynak özetleri	11
1.4. Tez çalışmasının amacı	15
2. KURAMSAL TEMELLER	17
2.1. Tasarım aşaması	17
2.2. Analiz aşaması	18
2.3. Malzeme seçimi.....	19

2.4. Sonlu elemanlar yöntemi	20
2.4.1. Sonlu elemanlar metodunun tarihsel gelişimi	22
2.4.2. Sonlu elemanlar yönteminin tercih edilmesinin nedeni	23
2.4.3. Sonlu elemanlar yönteminin diğer yöntemlere göre üstünlükleri	23
2.4.4. Sonlu elemanlar yönteminin yararları	24
2.4.5. Sonlu elemanlar ağ modeli	25
2.4.6. Sonlu elemanlar yönteminin adımları	25
2.4.7. Sonlu elemanlar yönteminin matematiksel ifadesi	26
2.5 Akma ve kırılma kriterleri	33
2.5.1 Çarpılma enerjisi teorisi (Von-Mises kriteri)	34
2.6 Elasto-Plastik gerilme analizi	35
2.6.1 Plastisite teorisi	36
3. METERYAL ve YÖNTEM	37
3.1 Paserellanın kısımları ve işlemleri.....	37
3.1.1 Kasa grubu	38
3.1.2. Araba mekanizması.....	38
3.1.3 Taşıyıcı kol grubu.....	39
3.1.4 Hidrolik grubu	40
3.1.5 Elektrik elektronik grubu	41
3.2 Emniyet katsayısının tasarımdaki yeri	42
3.3 Modelleme kabulleri	43
3.4 Yatak elemanın belirlenmesinde kullanılacak malzeme tipleri	44
3.5 Sonlu elemanlar ağ modelinin oluşturulmasında eleman boyutunun belirlenmesi	46
3.6 Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması	48
3.7 Yükleme koşulları ve sınır şartlar	51
3.7.1 Yatak malzemesinin belirlenmesinde kullanılacak modelin yükleme durumu ve sınır şartları	51
3.7.2 4. kademe analiz modelinin yükleme durumu ve sınır şartları	52
3.7.3 3.kademe analiz modelinin yükleme durumu ve sınır şartları	53
3.7.4 2. kademe analiz modelinin yükleme durumu ve sınır şartları	54
3.7.5 1. kademe analiz modelinin yükleme durumu ve sınır şartları	55

3.8 Paserella üzerinde 3 kişinin bulunma durumunun inceleneceği modelin yükleme durumu ve sınır şartları	57
3.9 Paserellanın elasto-plastik davranışının inceleneceği modelin yükleme durumu ve sınır şartları	57
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	59
4.1 Yatak malzemesinin belirlenmesi	59
4.1.1. AISI 304 yatak malzemesin analizi	59
4.1.2. Bronz SAE 40 yatak malzemesin analizi	59
4.1.3. Alüminyum 8001-H18 yatak malzemesin analizi	60
4.1.4. Delrin yatak malzemesin analizi	61
4.2. 4. Kademenin analizi	62
4.2.1. 50x30x2 mm kesit ölçülerine sahip 4. kademenin ortadan yüklem durumu	62
4.2.2. 60x20x2 mm kesit ölçülerine sahip 4. kademenin ortadan yüklem durumu	63
4.2.3. 60x40x2 mm kesit ölçülerine sahip 4. kademenin ortadan yüklem durumu	64
4.2.4. 80x40x2 mm kesit ölçülerine sahip 4. kademenin ortadan yüklem durumu	65
4.2.5 80x40x3 mm kesit ölçülerine sahip 4. kademenin ortadan yüklem durumu	68
4.2.6 80x40x3 mm kesit ölçülerine sahip 4. kademenin tek taraflı yüklem durumu	68
4.3. 3. Kademenin analizi	69
4.3.1. 100x60x2 mm kesit ölçülerine sahip 3. kademenin ortadan yüklem durumu	69
4.3.2. 100x60x3 mm kesit ölçülerine sahip 3. kademenin ortadan yüklem durumu	70
4.3.3. 100x60x3mm kesit ölçülerine sahip 3. kademenin tek taraflı yüklem durumu	71
4.4. 2. Kademenin analizi	72
4.4.1 120x80x2 mm kesit ölçülerine sahip 2. kademenin ortadan yüklem durumu	72
4.4.2 120x80x2 mm kesit ölçülerine sahip 2. kademenin tek taraftan yüklem durumu	73
4.4.3 120x80x3 mm kesit ölçülerine sahip 2. kademenin ortadan yüklem durumu	74
4.4.4. 120x80x3 mm kesit ölçülerine sahip 2. kademenin tek taraflı yüklem durumu	75
4.5. 1. Kademenin analizi	76
4.5.1 150x100x2 mm profil kesit ve 9 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin ortadan yüklem durumu	76

4.5.2	150x100x3 mm profil kesit ve 8 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin ortadan yükleme durumu	77
4.5.3	150x100x3 mm profil kesit ve 8 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin tek taraflı yükleme durumu	78
4.5.4	150x100x3 mm profil kesit ve 9 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin ortadan yükleme durumu	79
4.5.5	150x100x3 mm profil kesit ve 9 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin tek taraflı yükleme durumu	80
4.6.	Paserella üzerinde 3 kişinin bulunma durumu	81
4.7	Aşırı yükleme durumunda paserellanın elasto-plastik davranışı	82
5.	SONUÇ	84
	KAYNAKLAR	86
	ÖZGEÇMİŞ	89

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

x, y, z	Kartezyen koordinatlar
u, v, w	Eleman yer değiştirme fonksiyonları
ϕ	u, v, w için genelleştirilmiş fonksiyon
r, s, t	Doğal koordinatlar
N	şekil fonksiyonları matrisi
σ	Gerilme bileşenleri vektörü
ϵ	şekil değiştirme bileşenleri vektörü
q	Eleman yer değiştirme vektörü
J	Jakobiyan matrisi
B	şekil değiştirme- yer değiştirme matrisi
D	Elastisite matrisi
U	Toplam potansiyel enerji
k_e	Eleman rijitlik matrisi
V	Eleman hacmi
I_1, I_2, I_3	Gerilme invaryantları
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Asal gerilme bileşenleri
σ_{vm}	Von Mises gerilmesi
E	Elastisite modülü
ν	Poisson's oranı
S	Emniyet katsayısı
S_s	Seçilen emniyet katsayısı
F	Yük matrisi
A	Yükün uygulandığı eleman yüzeyi
a, b, t	Profil kesit ölçüleri
m	Mapa kalınlık ölçüsü

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Tek kademeli seyyar sabit tip paserella	3
Şekil 1.2.	Tek kademeli seyyar katlamalı tip paserella	3
Şekil 1.3.	Tekne kış aynasına montajlı teleskopik paserellanın kapalı konumu	4
Şekil 1.4.	Tekne kış aynasına montajlı teleskopik paserellanın açık konumu	4
Şekil 1.5.	Tekne kış aynasına montajlı katlanır tip paserella	5
Şekil 1.6.	Kasalı tek kademeli paserella	5
Şekil 1.7.	Kasalı tek kademeli basamaklı paserella	6
Şekil 1.8.	Kasalı iki kademeli paserella	7
Şekil 1.9.	Kasalı üç kademeli paserella	7
Şekil 1.10.	Kasalı döner tip paserella	8
Şekil 1.11.	Kasalı döner tip paserella dönüş mekanizması	9
Şekil 1.12.	Yük kaldırmada kullanılan paserella	9
Şekil 1.13.	Yük kaldırmada kullanılan paserellanın yük kaldırma durumu	9
Şekil 1.14.	Yüzme merdiveni olarak kullanılan paserella	10
Şekil 2.1.	Sonlu elemanlar yönteminin tasarım aşamasındaki yeri	21
Şekil 2.2.	10 düğüm noktalı dört yüzlü yapı ve düğüm noktaları	26
Şekil 3.1.	Paserellanın genel görünümü	37
Şekil 3.2.	Teleskopik paserella kontrol paneli	41
Şekil 3.3.	Sonlu elemanlar ağ modelinde kullanılacak eleman boyutunun belirlenmesi için kullanılacak model	46
Şekil 3.4.	Delrin yatak malzemenin eleman boyutunun 10 mm olduğu durum için taşıyıcı kol profillerinin eleman boyutunun değişimine karşın gerilmenin değişimi	47
Şekil 3.5.	Delrin yatak malzemenin eleman boyutunun 15 mm olduğu durum için taşıyıcı kol profillerinin eleman boyutunun değişimine karşın gerilmenin değişimi	47
Şekil 3.6.	Paserella modelinin Pro/ENGINEER da oluşturulması	48
Şekil 3.7.	Paserella modelinin ANSYS'e aktarılmış hali	49

Şekil 3.8.	Seçili paserella modeli bileşeninin malzeme özelliklerinin görüntülenmesi	50
Şekil 3.9.	Paserellanın sonlu elemanlar modelinin ağ görünümü	50
Şekil 3.10.	Yatak malzemelerinin test edileceği modelin genel boyutları	51
Şekil 3.11.	Modele yükün ve sınır şartların uygulanması.....	52
Şekil 3.12.	Modelin sonlu elemanlara ayrılması	52
Şekil 3.13.	4.kademenin analizinde değişmeyen ölçüler	52
Şekil 3.14.	4. kademe profil kesit ölçülerinde değişen parametreler	52
Şekil 3.15.	Modele yükün ve sınır şartların uygulanması	53
Şekil 3.16.	Modelin tek taraflı yükleme durumu ve sınır şartların uygulanması	53
Şekil 3.17.	Modelin sonlu elemanlara ayrılması	53
Şekil 3.18.	3.kademenin analizinde değişmeyen ölçüler	53
Şekil 3.19.	3. kademe profil kesit ölçülerinde değişen parametreler	53
Şekil 3.20.	Modele yükün ve sınır şartların uygulanması	54
Şekil 3.21.	Modelin tek taraflı yükleme durumu ve sınır şartların uygulanması	54
Şekil 3.22.	Modelin sonlu elemanlara ayrılması	54
Şekil 3.23.	2.kademenin analizinde değişmeyen ölçüler	54
Şekil 3.24.	2. kademe profil kesit ölçülerinde değişen parametreler	54
Şekil 3.25.	Modele yükün ve sınır şartların uygulanması	55
Şekil 3.26.	Modelin tek taraflı yükleme durumu ve sınır şartların uygulanması ...	55
Şekil 3.27.	Modelin sonlu elemanlara ayrılması	55
Şekil 3.28.	1.kademenin analizinde değişmeyen ölçüler	55
Şekil 3.29.	1. kademe profil kesit ölçülerinde değişen parametreler	55
Şekil 3.30.	Paserella bağlantı mapasının ölçülerinde sabit ve değişen parametreler	56
Şekil 3.31.	Modele yükün ve sınır şartların uygulanması	56
Şekil 3.32.	Modelin tek taraflı yükleme durumu ve sınır şartların uygulanması ...	56
Şekil 3.33.	Modelin sonlu elemanlara ayrılması	56
Şekil 3.34.	Paserella tekerleklerinin karaya basması ve üzerinde üç kişinin bulunduğu durumda yük koşulları ve sınır şartlar	57
Şekil 3.35.	Modelin sonlu elemanlara ayrılması	57
Şekil 3.36.	AISI 304 paslanmaz çelik için mühendislik ve gerçek şekil değiştirme gerilme eğrisi	58

Şekil 3.37.	Paserellanın dördüncü kademe ön bağlantı lamasında 5000N’lu bir yük bulunduğu durumda elasto-plastik gerilme analizi için yükleme şekli ve sınır şartlar	58
Şekil 3.38.	Modelin sonlu elemanlara ayrılması	58
Şekil 4.1.	Yatak malzemesi olarak AISI 304’ün kullanıldığı durumda modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	59
Şekil 4.2.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	59
Şekil 4.3.	Yatak malzemesi olarak bronz SAE 40’ın kullanıldığı durumda modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	60
Şekil 4.4.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	60
Şekil 4.5.	Yatak malzemesi olarak Alüminyum 8001-H18’in kullanıldığı durumda modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	61
Şekil 4.6.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	61
Şekil 4.7.	Yatak malzemesi olarak delrin’in kullanıldığı durumda modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	62
Şekil 4.8.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	62
Şekil 4.9.	50x30x2 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3.15’te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	63
Şekil 4.10.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	63
Şekil 4.11.	60x20x2 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3.15’te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	64
Şekil 4.12.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	64
Şekil 4.13.	60x40x2 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3.15’te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	65
Şekil 4.14.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	65
Şekil 4.15.	80x40x2 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3.15’te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	67
Şekil 4.16.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	67

Şekil 4.17.	60x40x3 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3.15'te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	68
Şekil 4.18.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	68
Şekil 4.19.	60x40x3 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3.16'da görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	69
Şekil 4.20.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	69
Şekil 4.21.	100x60x2 mm kesit ölçülerine sahip 3.kademenin Şekil 3.20'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	70
Şekil 4.22.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	70
Şekil 4.23.	100x60x3 mm kesit ölçülerine sahip 3.kademenin Şekil 3.20'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	71
Şekil 4.24.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	71
Şekil 4.25.	100x60x3 mm kesit ölçülerine sahip 3.kademenin Şekil 3.21'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	72
Şekil 4.26.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	72
Şekil 4.27.	120x80x2 mm kesit ölçülerine sahip 2.kademenin Şekil 3.25'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	73
Şekil 4.28.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	73
Şekil 4.29.	120x80x2 mm kesit ölçülerine sahip 2.kademenin Şekil 3.26'da görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	74
Şekil 4.30.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	74
Şekil 4.31.	120x80x3 mm kesit ölçülerine sahip 2.kademenin Şekil 3.25'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	75
Şekil 4.32.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	75

Şekil 4.33.	120x80x3 mm kesit ölçülerine sahip 2.kademenin Şekil 3.26'da görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	76
Şekil 4.34.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	76
Şekil 4.35.	150x100x2 mm kesit ve 9 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.31'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	77
Şekil 4.36.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	77
Şekil 4.37.	150x100x3 mm kesit ve 8 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.31'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	78
Şekil 4.38.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	78
Şekil 4.39.	150x100x3 mm kesit ve 8 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.32'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	79
Şekil 4.40.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	79
Şekil 4.41.	150x100x3 mm kesit ve 9 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.31'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	80
Şekil 4.42.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	80
Şekil 4.43.	150x100x3 mm kesit ve 9 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.32'de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	81
Şekil 4.44.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	81
Şekil 4.45.	Paserellanın normal çalışma koşulu olan paserella tekerleklerinin karaya basması durumunda üzerinde üç kişinin bulunması koşulunda (Şekil 3.34) Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	82
Şekil 4.46.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	82
Şekil 4.47.	Sınır şartlar altında (Şekil 3.37) modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı	83
Şekil 4.48.	Modelde oluşan toplam şekil değiştirme	83

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. AISI 304'ün malzeme özellikleri	44
Çizelge 3.2. Bronz SAE 40'ın malzeme özellikleri	45
Çizelge 3.3. Alüminyum 8001-H18'in malzeme özellikleri	45
Çizelge 3.4. Delrin' in malzeme özellikleri	45
Çizelge 4.1. Model özellikleri	65
Çizelge 4.2. Kontak özellikleri	65
Çizelge 4.3 Sonlu elemanlar ağ özellikleri	66
Çizelge 4.4 Mesnet özellikleri ve tepki değerleri	66
Çizelge 4.5 Analiz sonucu elde edilen uçdeğerler	67

1. GİRİŞ

Bir ürünün üretiminin yanında üretim esnasında izlenecek stratejilerde önemlidir. Günümüz rekabet ortamında, tüm sektörlerde firmalar rekabet edebilme kapasitelerini ve güçlerini koruyabilmek, devamlılıklarını sağlayabilmek için kaliteli ürünlerini veya hizmetlerini en kısa süre içinde, rakiplerinden uygun satış fiyatlarıyla müşteriye arz etmelidirler. Özellikle imalat sanayinde, müşteriye kaliteli ürün arz etmenin yanında sunulabilecek maksimum fiyat indirimleri, müşteriler tarafından dikkatle incelenmekte ve müşteri grupları hem kaliteli hem de uygun fiyatlı ürünleri en kısa sürede temin etmek istemektedirler. Ancak yat endüstrisinde bu özelliklere ek olarak estetiklik de ön plana çıkmaktadır ve serbest piyasa ortamında tüm bu şartları sağlayan firmalar ile çalışmayı tercih etmektedirler. Bütün bu özelliklerin bir araya getirilebilmesi ise çok iyi bir mühendislik çalışması yapmayı zorunlu hale getirmektedir.

Geçtiğimiz yüzyılın başlarından itibaren süre gelen üretim tekniklerinin geliştirilmesi, yüzyılın sonlarında teknolojiye inanılmaz gelişim ile devam etmiş ve yeni bin yılın ilk yıllarında rekabetçi ve gelişime açık firmaların en önemli kozu haline gelmiştir. Üretim yapan firmalar yeni ürünlerini piyasa arz etmeden önce ürün güvenilirliğini, yani ürün kalitesini de ön planda tutmaktadırlar. Hızla gelişen teknoloji sayesinde yeni ürün tasarım teknikleri de gelişmiş ve kolaylaşmıştır. Elbette ki tasarımcının beyninde canlanan başlangıç tasarımı, bilgisayar ortamında şekil bulmakta, yine bilgisayar destekli tezgahlar tarafından da üretilmektedir.

Ürün henüz üretilmeden önce 3 boyutlu (3D) modellenmesi Pro ENGINEER ve benzeri tasarım, analiz işlemleri ise ANSYS ve benzeri analiz programları ile bilgisayar ortamında yapılabilmektedir. Bu işlemler firmaların yeni ürünlerin üretiminde minimum maliyet ve zaman kaybı ile tasarım yapmalarını sağlamaktadır. Bu çalışmada da kullanılan ANSYS programı cisimlerin statik, dinamik, termal, harmonik, elektro manyetik gibi birçok alanda analizini yapabilmektedir. Dolayısıyla bir ürünün kaliteli ve minimum maliyetli olması için gerekli tasarım şartları bu program sayesinde

bulunabilmektedir. En çok karşılaşılan durum ise ürünlerin ağırlıklarındaki iyileştirmelerdir. Minimum ağırlığa sahip ürün düşük maliyetli olur ve denizcilik sektöründe yat ekipmanlarının hafifliğin daha da önemli olmaktadır. Ancak bu sağlanırken firmalar kaliteden de ödün vermek istemezler. Bu doğrultuda yeni ürünün tasarım aşamasında tasarımcılar tasarladıkları ürünü sonlu elemanlar analizinden elde edilen analiz sonuçları ışığında çok iyi bir tasarım optimizasyonu işlemine tabi tutarlar (Sipahi 2004).

Üretimlerde, kullanılan hammadde analizler sonucunda yapılacak iyileştirmeler ile üretim maliyetleri, dolayısıyla da satış fiyatları büyük oranlarda etkilediği bilinmektedir. Üretici firmaların üretim maliyetleri ne kadar düşük olursa, satış fiyatları o nispette aşağıya çekilebilir.

1.1. Paserella Nedir?

Paserella; yat-tekne iskeleye yanaştığında yolcuların yata binmesini veya karaya çıkmasını sağlayan, denizcilik sektöründe yaygın olarak kullanılan, hidrolik sistemdir.

Paserellalar genel olarak dört kısma ayrılabilir;

1. Tek kademeli seyyar tip paserella
2. Tekne kış aynasına montaj metodu ve kullanılmadığında kış aynadaki taşınma pozisyonuna göre;
 - a. Tekne kış aynasına montajlı teleskopik paserella
 - b. Tekne kış aynasına montajlı katlamalı paserella
3. Tekne seyir esnasında tekne içerisinde saklama / taşıma tipine göre;
 - a. Kasalı ve kayar tip paserella.
 - b. Döner tip paserella.
4. Paserellanın yolcu geçişi haricindeki kullanım amaçlarına göre (yük kaldırma ve yüzme merdiveni v.b. kullanım maksatlarına göre) özel imalat paserellalar.

1.2. Paserella Çeşitleri Nelerdir?

1.2.1. Tekne seyir esnasında tekne içerisinde saklama / taşıma tipine göre

1.2.1.1 Tek kademli seyyar tip katlanır veya sabit paserella



Şekil 1.1: Tek kademli seyyar sabit tip paserella



Şekil 1.2: Tek kademli seyyar katlamalı tip paserella

Şekil 1.1-2’de görülen seyyar tip paserella tekne kıyıya yanaştığında tekneden karaya veya kıyından tekneye el ile uzatılarak kullanılmaktadır. İnsan gücü ile çalıştığı için alüminyum veya kompozit malzemelerden imal edilmektedir. Paserellanın hareketini ve taşınmasını kolaylaştırmak için tekerlekler kullanılır. Yürüme platformu olarak profillere sabitlenmiş ızgara şeklinde tik ağacı kullanılır. Yürüme platformunun her iki tarafına veya tek tarafına yolcuların paserella üzerinde güvenle yürümesini sağlayacak dikmeler arasına gerilmiş halat şeritler kullanılır.

1.2.1.2 Kıç aynasına montaj metoduna göre

1.2.1.2.a Tekne kıç aynasına montajlı teleskopik paserella



Şekil 1.3: Tekne kıç aynasına montajlı teleskopik paserellanın kapalı konumu



Şekil 1.4: Tekne kıç aynasına montajlı teleskopik paserellanın açık konumu

Teknenin arka kısmına (kıç aynaya) monte edildiği için bu şekilde adlandırılırlar. Genellikle iki kademeli ve ışıklı olarak imal edilirler. Paserella tekneye bağlantı mapaları ile bağlanır (Şekil 1.3). Paserellayı çalışma durumuna getirmek ve dengesini sağlamak için bir hidrolik piston kullanılır. Diğer bir hidrolik piston ile de paserellanın ikinci kademesi açılır. Bu hidrolik pistonlar hidrolik santrale bağlıdır. Hidrolik santral ise elektronik devrelerin uzaktan kumanda sayesinde otomatik kontrolü ile hareketi istenilen pistonu yağ göndererek pistonların açılıp kapanmasını sağlar. Paserella parlatılmış veya koruyucu bir kaplama ile kaplanmış paslanmaz çelikten yapılmış taşıyıcı kollara sahiptir. Bu kolların üzeri tik ağacından ızgara şeklinde imal edilmiş ağaç kaplama yapılmıştır. Yürüme platformunun tek tarafına yolcuların paserella üzerinde güvenle yürümesini sağlayacak halat şeritler kullanılır (Şekil 1.4). Bu halat şeritler paserellanın açılması ile açılır. Paserella kapandığında ise bağlı buldukları dikme çubukları bir yay sistemi ile kapanırlar. Kapanma esnasında paserella üzerinde kendileri için ayrılmış bir kanal (farş) içerisinde dikme çubukları ve halat düzenli bir biçimde yerleşir.

1.2.1.2.b Tekne kıç aynasına montajlı katlanır paserella



Şekil 1.5: Tekne kıç aynasına montajlı katlanır tip paserella

Kıç aynaya montajlı katlanır tip paserella teleskopik paserelladan farklı olarak kademeler birbiri içerisinde hareket etmezler. Kademeler menteşe sistemleri veya üç kol mekanizmaları ile birbiri üzerine hidrolik pistonun tahriki ile katlanırlar (Şekil 1.5). Paserella katlandığı için iki kademeli ve katlama paserellanın orta kısmından olacak şekilde tasarım yapılır.

1.2.1.3 Kasalı paserella

1.2.1.3.a Kasalı tek kademeli paserella



Şekil 1.6: Kasalı tek kademeli paserella

Paserellanın kullanılmadığı durumlarda kış aynaya bağlantılı paserellalar gibi teknenin dışında değil tekne içerisinde kapalı bir hacim içerisinde durması istenir. Paserellanın bulunduğu bu kapalı hacme kasa adı verilir. Bu durumda teknede paserellanın sığacağı uygun bir yerin olup olmamasına göre paserellanın tasarım şekli belirlenir. Yeteri kadar yer olması durumunda paserella tek kademe şeklinde yapılır (Şekil 1.6). Bu tip paserellalar kasa içerisinden araba mekanizması ile çıkarılır ve bir piston sayesinde de yanaşılan iskelenin konumuna göre paserellanın açısı ayarlanır.

1.2.1.3.b Kasalı tek kademeli ve basamaklı paserella



Şekil 1. 7: Kasalı tek kademeli basamaklı paserella

Bazı teknelerde paserellanın yerleşimi için düşünülen yerdeki tekne geometrisi tek kademeli paserella yapımına uygun olmayabilir. Paserella yukarı aşağı hareket ettiğinde tekne geometrisinden dolayı biniş ve inişleri zorlaştırıcı durumlar oluşabilir. Bu durumda paserella kademesine geçişte paserella yukarı aşağı hareket yaptığında dahi düz kalacak bir basamak (kademe) oluşturulur (Şekil 1.7). Bu sayede tekneye iniş ve binişler kolaylaştırılır. Paserella kademesini hareket ettiren piston ise basamak kademeye bağlıdır. Paserellada yolcunun platform üzerinde güvenli yürüyebilmesi için istendiğinde sökülüp takılabilen dikmeler ve bunların arasına gerilmiş halat bulunmaktadır.

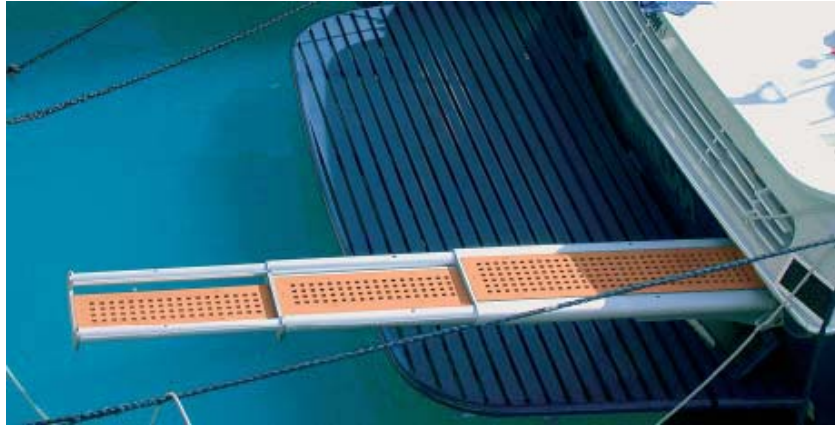
1.2.1.3.c Kasalı iki kademeli paserella



Şekil 1. 8: Kasalı iki kademeli paserella

Şekil 1.8’de görülen kasalı iki kademeli paserella araba mekanizmasına bağlı bulunan teleskopik olarak açılıp kapanan iki kademedden oluşmaktadır. Kademeler birbiri içerisinde hareket eden (çalışan) belirli et kalınlığına sahip dikdörtgen veya silindirik profillerden oluşmaktadır. Paserelelere isteğe bağlı olarak emniyet halatları ve platform aydınlatma düzenekleri de eklenmektedir.

1.2.1.3.d Kasalı üç kademeli paserella



Şekil 1. 9: Kasalı üç kademeli paserella

Üç kademeli teleskopik paserella otomatik kontrollü kademeler ve gece kullanımlarında yürüme platformunu aydınlatan ışıklara sahiptir (Şekil 1.9). Üç kademeli paserella uygulamalarında kademelerin hareketi iki türlü yapılabilmektedir.

1. Her bir kademe ayrı pistonlar ile açılıp kapatılır.
2. İkinci kademe bir piston sayesinde açıldıktan sonra üçüncü kademe halatmakara sistemi sayesinde açılıp kapanabilmektedir.

Hidrolik pistonlar, bağlı olduğu hidrolik santrale elektronik devrelerin uzaktan kumanda kontrolü ile otomatik olarak hareket eder.

1.2.1.3.e Döner tip paserella



Şekil 1.10: Kasalı döner tip paserella



Şekil 1.11: Kasalı döner tip paserella dönüş mekanizması

Kasalı döner tip paserella diğer paserella tiplerinden farklı olarak paserellanın yukarı aşağı hareketinin yanında sağa (sancak) ve sola (iskele) hareket de yapabilmektedir (Şekil 1.10). Bu hareket dönüş yatağı ile sağlanmaktadır (Şekil 1.11). Bu sayede tekne kıyıya yanaştığında paserellaya kıyıda en uygun yere pozisyon aldırarak kolaylaştırır. Döner tip paserellalar tek kademeli, iki kademeli veya üç kademeli olabilmektedir.

1.2.2. Özel imalat paserellalar

1.2.2.1 Yük kaldırmada kullanılan paserellalar



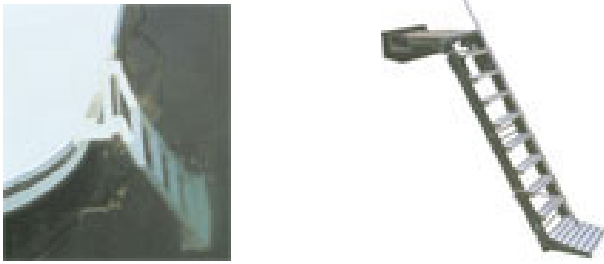
Şekil 1.12: Yük kaldırmada kullanılan paserella



Şekil 1.13: Yük kaldırmada kullanılan paserellanın yük kaldırma durumu

Bu tip paserellalar yolcunun karadan tekneye binişi veya tekneden karaya çıkışı yanında teknede özel kullanım alanlarına da sahiptir. Bu paserellalar tasarım esnasında kullanılacak fonksiyonuna uygun olarak tasarım yapılır. Şekil 1.12-13'de görüldüğü üzere bir botu tekneye almak veya denize indirmekte bir vinç görevi görecektir. Paserellanın profillerinin et kalınlığı diğer paserellalara oranla farklı belirlenir. Vinç şeklinde kullanılacak paserellalarda emniyet katsayısı da diğer paserellalardan daha yüksek seçilir.

1.2.2.2 Yüzme merdiveni olarak kullanılan paserellalar



Şekil 1.14: Yüzme merdiveni olarak kullanılan paserella

Paserellanın yüzme merdiveni olarak kullanımlarında da paserella bir kasa içerisinde muhafaza edilir. Paserellanın kasa içerisinden tekne dışına çıktığında paserella tekneye biniş ve iniş sağlayan standart kullanım özelliğindedir. Ancak paserellanın kol mekanizması bir pistonla tahrik edilir ve yatayla 90° açı yapar (Şekil 1.14). Bu konumunda paserella belli bir miktar su içerisine girmiş olur. Böylece paserella yüzme merdivenine dönüşür ve sudan tekneye veya kontrollü bir biçimde tekneden suya giriş çıkışları sağlar. Paserellanın yüzme merdiveni uygulamalarında paserella su ile uzun süreli temas ettiği için bu tip paserellalar diğer uygulamalara göre daha çok korozyonla karşı karşıya kalır. Bu olumsuz etkiden paserellayı korumak için paserella imalatında kullanılan paslanmaz çelikler korozyon direnci daha iyi olan paslanmaz çeliklerden seçilir. Bu tür paslanmaz çeliklerin korozyon direncinin iyi olmasının yanında talaşlı imalatlarının zorluğu nedeniyle çelik yerine kompozit malzemelerin kullanılması daha uygun olmaktadır.

1.3. Kaynak Özetleri

Mirambell farklı kesit ölçülerine sahip 304 ve 304L tip paslanmaz çelik kirişlerin eğilme ve bükülmeye karşı davranışlarını belirlemek için paslanmaz çelik kirişlerle ciddi bir deneysel çalışma yapmıştır. Deneysel çalışmalarda bulunan sonuçlarla soğuk şekillendirme etkileri göz önünde bulundurulmuş malzemelerin gerilme-şekil değiştirme ilişkisi belirlenmiştir. On iki deney numunesinin altı tanesi ortadan yüklenmiş basit mesnetli diğer altısı ise kirişin orta noktasından eşit uzaklıkta yüklenmiş şekilde gerçekleştirilmiştir. Bu kirişler soğuk şekillendirilmiş içi boş kare kesitli (80x80, 100x100) ve içi boş dikdörtgen (80x120) kesitlidir. Eğilme deneyi sonuçları ve malzeme nonlineeritesi göz önünde tutularak bir sayısal modelden türetilen sonuçlar arasında karşılaştırma yapılmıştır. Benzer biçimde paslanmaz çelikler için ek sonuçların bulunduğu Eurocode3'te belirlenmiş eğilme değerleri bu çalışmada verilmiştir. Bu değerler deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sayısal modelleme sonucu elde edilen sonuçların deney sonuçlarına iyi bir biçimde yaklaştığı ancak sayısal modellemede bölgesel burkulmalar dikkate alınmadığından sonuçların deney sonuçlarının altında yer aldığı görülmüştür (Mirambell 2000).

Külekcı, çimento döner fırını destek rolesi ve milinde ağır çalışma koşullarında oluşan yüksek gerilmelerin çeşitli etkenlerden dolayı role ve mile zarar verdiğini saptamıştır. Tez çalışmasında, malzeme özellikleri ve çalışma koşulları göz önüne alınarak gerilme değerlerinin azaltılması, role ve milin daha uzun ömürlü çalışması ve zararların en aza indirgenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla bilgisayarda role ve mil modellenerek sonlu elemanlar yöntemiyle elasto-plastik gerilme analizi yapılmıştır. Mil, role üzerindeki fırın yükü ile ilgili olarak, yüksek gerilmelerden etkilenmektedir. Mile gelen yüklere göre milin çeşitli tasarımları düşünülmüş ve tekrar gerilme analizleri yapılmıştır. Role ve mile gelen yüklerin analizleri sonucunda ele alınan modelde bilezik tasarımı önerilerinde bulunulmuştur (Külekcı 2003).

Benli, çalışmasında alın kaynağı ile birleştirilen parçalarda meydana gelen artık gerilmeleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz etmiştir. 2 boyutlu analiz

neticesinde çıkan sonuçlar, daha önce yapılan çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılarak, yapmış olduğu modeli doğrulamıştır (Benli 2004).

Akyol çalışmasında, yürüyen merdivenin taşıyıcı sisteminin statik ve dinamik yükleme durumları için gerilme analizini yapmış, taşıyıcı sistemin kritik noktalarını tespit etmiş ve optimizasyon çalışması yaparak sistem iyileştirmesini gerçekleştirmiştir. Gerilme analizi için, öncelikle yapı üzerine etki eden kuvvetleri hesaplamıştır. Taşıyıcı sistemin ANSYS de sonlu elemanlar modellenmesi yapmıştır. Parçaların malzeme özellikleri, taşıyıcı sisteme etki eden kuvvetler ve sınır şartları programa (ANSYS) tanıtıldıktan sonra gerilme analizi yapılmıştır. Elde edilen analiz sonuçları strain gauge ölçüm değerleri ile karşılaştırılmıştır. ANSYS programı ile yapılan analizlerde ortaya çıkan gerilme dağılımı ile strain gauge testi sonuçları paralellik göstermiş. Bu da analizin doğruluğunu desteklemiştir (Akyol 2004).

Ahn yaptığı çalışmada iç basıncı olmayan borularda eğilme deneyleri yapmıştır. Bu çalışma enerji santrallerinde bölgesel et kalınlığının incelenmesinden dolayı tesisat sistemlerinin kırılma davranışlarının bilinmesine ışık tutmaktadır. Çalışmasında 48,6 mm çapta 5,1 mm kalınlıkta STS370 karbonlu çelik boru numuneler kullanmıştır. Bölgesel olarak et kalınlığı azalmış boruların kırılma mukavemeti, sonlu elemanlar yöntemi ile elasto-plastik gerilme analizi yapılarak hesaplanmıştır. ANSYS'de sonlu elemanlar modeli üç boyutlu olarak oluşturulmuş ve malzeme davranışının tanınmasında gerçek gerilme-şekil değiştirme eğrisi kullanılmıştır. Boru yüzeylerinde soğutucu akışkandan dolayı görülen çeşitli tipteki bölgesel et kalınlığındaki incelmeler benzeştirilmiştir. Bölgesel olarak et kalınlıkları inceltilmiş numuneler düz borulardan çeşitli boylarda ve çaplarda üretilmiştir. Dört noktadan eğme deneyinde bölgesel et kalınlığı inceltilmiş boruların şekil değişim biçimleri ve kırılma mukavemetleri incelenmiştir. Boruların bölgesel olarak müsaade edilebilecek et kalınlığı boyutu saptanmıştır. Ayrıca sonlu elemanlar analiziyle elde edilen benzeşim sonuçları ile deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Şekil değiştirme biçimleri için sonlu elemanlar analizinden elde edilen kırılma gerilmesi ve kırılma davranışı deneysel sonuçlarla iyi bir benzerlik göstermiştir. Deney sonuçları şekil değiştirme biçimi olarak ovalleşme,

bölgesel burkulma ve çatlak başlangıcı olmak üzere üç tipte tanımlanabilir. Bu şekil değiştirme biçimleri borunun incelmeye miktarı incelmeye boyu ve incelmeye açısına göre kategorilere ayrılabilir. Bölgesel olarak et kalınlığı incelmeye numuneler için taşınabilecek en büyük moment hesaplanmıştır (Ahn *et al.* 2005).

Özkan projesinde kafes kirişli bir vincin bağlantı noktalarındaki elemanlarda oluşan gerilmeleri araştırmıştır. Bu elemanların hesaplanmış yük değerleri altındaki gerilme dağılımlarını ANSYS sonlu elemanlar analiz programı ile nümerik olarak incelemiştir. Bağlantılarda kullanılan sac ve köşebentlerdeki perçin delikleri arası mesafe, perçin çapına bağlı olarak dört farklı mesafede delinmiştir. Bu dört farklı delik mesafesi 12 ila 16 arasında değişen dört farklı sac kalınlığına uygulanarak gerilme sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar kendi içlerinde karşılaştırılmış ve perçin delikleri etrafındaki gerilme yığılmalarının perçin delikleri arası mesafe arttıkça düştüğü gözlemlenmiştir. Farklı kombinasyonlara göre gerilme sonuçları elde edilmiştir (Özkan 2005).

Yu and Schafer çalışmalarında, iki tip bükme testinin benzeşimi için doğrusal olmayan bir sonlu elemanlar modeli geliştirmişlerdir. Bu çalışmanın amaçları, (1) testlerin benzeşimi için geliştirilen sonlu elemanlar modelini doğrulamak, (2) şekil değişikliklerinde moment artışının etkisi ve akma gerilmesindeki değişikliklere yoğunlaşarak özel yaklaşımlar ile parametrik çalışmalar yapmak ve (3) çalışma sonuçlarına başvurarak tasarım direkt mukavemet metodlarını genişletmek ve incelemektir. Bu amaçla iki tip deney düzeneği hazırlanmıştır. Birinci tip deneyler yazarlar tarafından; endüstride standart olarak kullanılan C ve Z kesite sahip soğuk şekillendirilmiş kirişlerle yapılmıştır. Birinci tip deneylerde numuneler sıkıştırma flanşları ile yanal olarak desteklenerek genellikle bölgesel burkulmadan dolayı oluşan şekil değişikliklerinin saptanması amaçlanmıştır. İkinci tip deneylerde ise gerçek şekli bozan burkulma hatalarına yoğunlaşmıştır. Geliştirilen sonlu elemanlar modelinin, nihai eğilme mukavemeti açısından deney verileri ile iyi bir benzerlik gösterdiği görülmüştür (Yu and Schafer 2006).

Hyder and Asif yaptıkları çalışmada, ANSYS'i kullanarak silindirik bir basınç kabında deliğin (ağız) boyutunu ve yerini optimum şekilde belirlemişlerdir. Analizleri 20, 25 ve 30 cm iç çapa, 30 cm yüksekliğe ve 20 mm et kalınlığına sahip üç farklı silindir için gerçekleştirmişlerdir. Silindirin iç çapı arttıkça Von-Misses gerilmesinin de arttığını gözlemlemişlerdir. Optimum delik büyüklüğünü ise delik çapları 4, 8, 10, 12, 14, 16 ve 20 mm yapılarak üç silindirin orta noktalarına yerleştirerek saptamışlardır. Von-Misses gerilmesinin delik boyutuna bağlı olarak başlangıçta azaldığı ve daha sonraları değişmediğini gözlemişlerdir. Von- Misses gerilme değerinin en düşük değerleri esas alındığında optimum delik boyutunun 20 cm iç çapa sahip silindir için 8 mm iken, 25 ve 30 cm iç çapa sahip silindir için delik boyutu 10 mm olduğunu belirlemişlerdir. Son olarak deliğin optimum yeri, 12 mm'lik deliğin bütün üç tip silindir için silindirin üst noktasından silindir yüksekliğinin 1/16, 1/8, 2/8, 3/8 ve 4/8 i kadar mesafeye yerleştirilerek belirlemişlerdir. Von Misses gerilmesi merkezde yani silindirin üst noktasından silindir yüksekliğinin 4/8 i kadar mesafede maksimum ve merkezden uzaklaştıkça azaldığı sonucuna ulaşmışlardır. Ancak gerilme deliğin yeri silindirin üst noktasından silindir yüksekliğinin 1/8 den 1/16 ya değiştiği sırada uç etkilerinden dolayı arttığını gözlemlemişlerdir. Deliğin optimum yerinin ise silindir yüksekliğinin 1/8 olarak belirlemişlerdir (Hyder and Asif 2007).

Mühendislik uygulamalarını içeren sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme ve şekil değiştirme ile ilgili literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Kalıpla malzemelere şekil verme işleminde şekillenen parçalardaki elasto-plastik gerilme analizi sonucu oluşan gerilme dağılımı ancak sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilebilmektedir. Zhang *et al.* (2004) farklı tip metallerin şekillendirme aşamalarını dört zaman aralığında incelemişlerdir. Bu bölümlerde metallerde oluşan gerilme dağılımı ve şekil değişimlerini değerlerini gözlemlemişlerdir. Garcia *et al.* (2005) çalışmalarında zımbanın çeşitli konumlarında şekillendirilen sacda oluşan gerilmeleri ve şekil değişikliklerini deneysel verilerle sonlu elemanlardan elde ettiği verilerle kıyaslamışlardır. Peng *et al.* (2006) yapmış oldukları çalışmada farklı kalınlıklı ince metalle şekil vermede kalınlık ve kuvvet değişimine karşılık metalde oluşan gerilme dağılımını incelemişlerdir. Choi *et al.* (2006) metale şekil verme esnasında oluşan

sertleşmeler sonucu gerilme dağılımını elasto-plastik gerilme analizi yaparak gözlemlemişlerdir.

Kim *et al.* (2006) yaptıkları çalışmada ısıtılarak birleştirilen mil-göbek bağlantılarında oluşan şekil değişikliklerini mil ve dişliyi üç boyutlu modelleyerek ANSYS Workbench'te analizlerini yapmıştır.

Otomobil endüstrisinde sonlu elemanlar yöntemi çok büyük bir yer tutmaktadır. Peugeot'in 106, 206 ve 306 Citroen'in Saxo, Xsara ve Berlingo modellerinin bazı alüminyum parçalarının alüminyum enjeksiyon kalıpları ile üretiminde parçanın soğuması sırasında oluşan gerilmeler ve şekil değişiklikleri yapılan sonlu elemanlar modellerinin analizleri ile incelenmiş ve önlemler alınmıştır.

Sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme ve şekil değiştirme analizleri sadece mühendislik uygulamaları ile sınırlı değildir. Son yıllarda tıp literatüründe de birçok sonlu elemanlar uygulamalarına rastlanmaktadır. Senapati and Pal (2002), Hingston *et al.* yaptıkları çalışmalarda farklı metallere oluşan protez kalça kemiği bağlantılarındaki gerilmeleri incelemişlerdir. Sevimay *et al.* (2005) çalışmalarında protez dişte oluşan gerilme dağılımını ve şekil değişikliklerini Yacoub *et al.* (2002) ise şekil değişikliklerini incelemişlerdir.

1.4. Tez Çalışmasının Amacı

Bu çalışmada dört kademeli ve teleskopik paserellanın tasarım ve gerilme analizi konu edilmiştir. Paserella üç boyutlu olarak Pro/ENGINEER paket programında tasarlanmıştır. Gerilme analizleri ise bir sonlu elemanlar programı olan ANSYS Workbench'te yapılmıştır. Birbiri içerisinde çalışan kol profilleri arasında ne tür bir yatak malzemesi kullanılacağı tespit edilmiştir. En kritik durum olarak kaptanın paserellanın ön ucundaki tekerlekleri takma esnasında öndeki lamanın ortasına veya kenarına basma durumu alınmıştır. Bu iki farklı yükleme şekillerinde farklı standart

kesit ölçü ve kalınlıklarına sahip profil ve mapaların gerilme analizleri yapılmış ve seçilen emniyet katsayısına göre optimum kesit ölçü ve kalınlıkları belirlenmiştir. Paserellanın normal çalışma durumu olan tekerleklerin karaya basması ve paserella üzerinde üç kişinin bulunması durumu içinde paserellanın gerilme analizi yapılmıştır. Aşırı yükleme durumu için sistemin elasto-plastik gerilme analizi yapılmış ve sistemde plastik şekil değişimine maruz kalan yerler belirlenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Tasarım Aşaması

Paserella müşterinin isteklerine, teknenin yapısına ve büyüklüğüne bağlı olarak çeşitli büyüklük ve fonksiyonlarda yapılmaktadır. Ürünlerde ebatlarının istenilen fonksiyonlar ve müşterinin isteklerine bağlı olarak değişmesi seri üretimi kısıtlayan en önemli etkenlerdir. Bu etkenler nedeni ile üretilen her ürün yeni bir mühendislik problemi şeklini almaktadır.

Paserella üretimi için sipariş alındıktan sonra paserellanın yerleşeceği yerin fizibilite etüdü yeni inşa edilmekte olan tekne için gemi inşa mühendisleri tarafından teknenin belirli aralıklarla çizilmiş kesit resimleri üzerinden yapılır. Tadilata alınmış teknelerde ise birebir tekne üzerinden ölçü alınır. Yapılan bu ölçü alım işlemleri tekne için ne tür bir paserellanın uygun olacağını belirlemede önemli rol oynar ve böylece tasarım için ilk adım atılmış olur.

Belirlenen ölçüler ışığında, istenilen açık uzunluğa sahip olacak paserellanın kaç kademeden oluşacağı ve kademelerin genişlikleri belirlenir. Paserellanın kol profillerinin tasarımında momentin arttığı doğrultuda kademe profillerinin kesitleri büyütülür ve et kalınlıkları arttırılır. Bu basit mühendislik yaklaşımı ile paserella için ön tasarım çalışmaları başlar. Taşıyıcı kolların et kalınlıklarının optimum şekilde belirlenmesi maliyet ve dayanım açısından çok büyük önem arz etmektedir.

Ön tasarım çalışmasında kademeler için; taşıyıcı kol boyları, kademelerin et kalınlıkları, kademelerin nasıl bir mekanizma ile açılacağı belirlenir. Sistemi hareket ettirecek pistonların bağlanacağı yerler ve bağlanacağı yerdeki mapa şekli tespit edilir. Sistemin istenilen açı değerlerinde çalışabilmesi için piston bağlantı noktalarının ve piston stroklarının doğru tespit edilmesi gerekir. Analitik çözüm yöntemleri ile piston bağlantı noktalarında yani pistonlara gelen kuvvetler tespit edilerek piston çapı belirlenir. Araba

mekanizması için ise pistonların bağlanacağı mapaların şekli ve araba saçlarının kalınlıkları saptanır.

Paserella kademeleri birbiri içerisinde çalıştığı için profiller arasına elastisite modülü çeliğe göre düşük delrin yataklar kullanılır. Delrin yataklar profiller arasında sürtünmeyi azaltırlar. Bu yataklar, sistem açılma veya kapanmaya zorlandığında profillere hareketin doğrusallığını sağlamak için kılavuzluk görevi görürler. Delrin yataklar profillere gömme başlı cıvatalar ile sabitlenirler.

Dizayn aşamasında paserellanın bütün parçaları tam ölçülerinde çizilir veya standart parça kütüphanelerinden temin edilir. Bu sayede;

1. Tasarım esnasında oluşacak ölçü farklılıkları gözlemlenmesi kolaylaşır ve paserellanın çalışması sırasında oluşacak çarpımlar önceden belirlenmiş olur ve sorunun tasarım aşamasında giderilmesi sağlanır.
2. Malzeme, işgücü ve zaman kaybı en az seviyeye indirilir.
3. Gerekli olan hammadde miktarı kolayca belirlenebilir.
4. Üretilen mekanizmanın çalışmasının bilgisayar ortamında benzeşimi ile mekanizmanın çalışıp çalışmayacağı önceden görülebilir.

2.2. Analiz Aşaması

Paserellanın yüklenmiş durumunda yani yolcuların paserella üzerinde bulunduğu durumda yükü yürüme platformlarının bağlı olduğu kol profilleri taşımaktadır. Bu nedenle paserella analizinde kol profillerinin analizi yapılmalıdır. Paserella kasa içerisinden dışarıya çıkıp açıldıktan sonra tekne kaptanı tarafından paserellanın uç kısmında bulunan pimlere tekne kaptanı tarafından tekerlekler takılır ve paserellanın uç kısmı karaya konumlandırılır. Analiz esnasında kritik yükleme şekli olarak paserellanın açık konumunda en uç kısmında bulunan lama üzerine $130 \text{ kg} \approx 1300 \text{ N}$ 'luk bir kişinin bulunması değerlendirilir. Bu yükleme şeklinde moment, araba mekanizmasına doğru

yaklaştıka artmaktadır. Analitik cözüm yöntemi ile belirlenen ön tasarım, sistemin karmaşıklığı nedeni ile tatminkâr bir sonuç vermez. Elde edilen ön tasarım çalışması sistemin analizine başlangıç adımını oluşturur. Ön tasarım çalışmasında profil kesitlerinin standart profil boyutlarına göre tayini yapılmalıdır. Bu amaçla standart profil ölçülerinin bulunduğu kataloglardan her bir kademe için boyutlar saptanır. Profil boyutlarının belirlenmesinde profillerin birbiri içerisinde hareket edeceği ve aralarında delrin yatakların bulunacağı göz önünde bulundurulmalıdır.

Ön tasarım aşamasında belirlenen et kalınlıkları ışığında oluşturulan kol profil geometrileri sonlu elemanlarla gerilme analizine tabi tutulurlar. Analiz sonuçlarına göre gerekli görüldüğü takdirde kesitin değiştirilmesi, et kalınlıklarının arttırılması veya kritik yerlerin güçlendirilmesi gibi tedbirlere başvurulur.

Tez çalışması pratik bir uygulama olduğu için sonlu elemanlar analizleri sonucu belirlenecek profil et kalınlıkları piyasada standart olarak kullanılan profillerden olmalıdır. Örneğin yapılan analizler sonucunda emniyetli olarak çalışacağı belirlenen profil kalınlığı 3,9 mm olması durumunda bu değer yerine standart olarak kullanılan 4 mm'lik profil seçilmelidir.

Belirlenen emniyet katsayısına karşılık gelen optimum profil kesiti elde edilinceye kadar sitem üzerinde değişiklikler yapılır. Yapılan her değişiklik sonlu elemanlar modeline yansıtılır ve yeniden cözümleme yapılır.

2.3. Malzeme Seçimi

Yat, su üzerinde kurulu köprüler, petrol arama ve çıkarma tesisleri, deniz suyu korozyonundan etkilenen deniz yapıları için ilk akla gelen örneklerdir. Paserellada bir yat ekipmanı olması nedeniyle deniz ortamında korozyondan etkilenir. Deniz suyu yaklaşık %3,4 sodyum klorür içerir ve pH değeri 8'e yakındır. Deniz suyunun elektrik

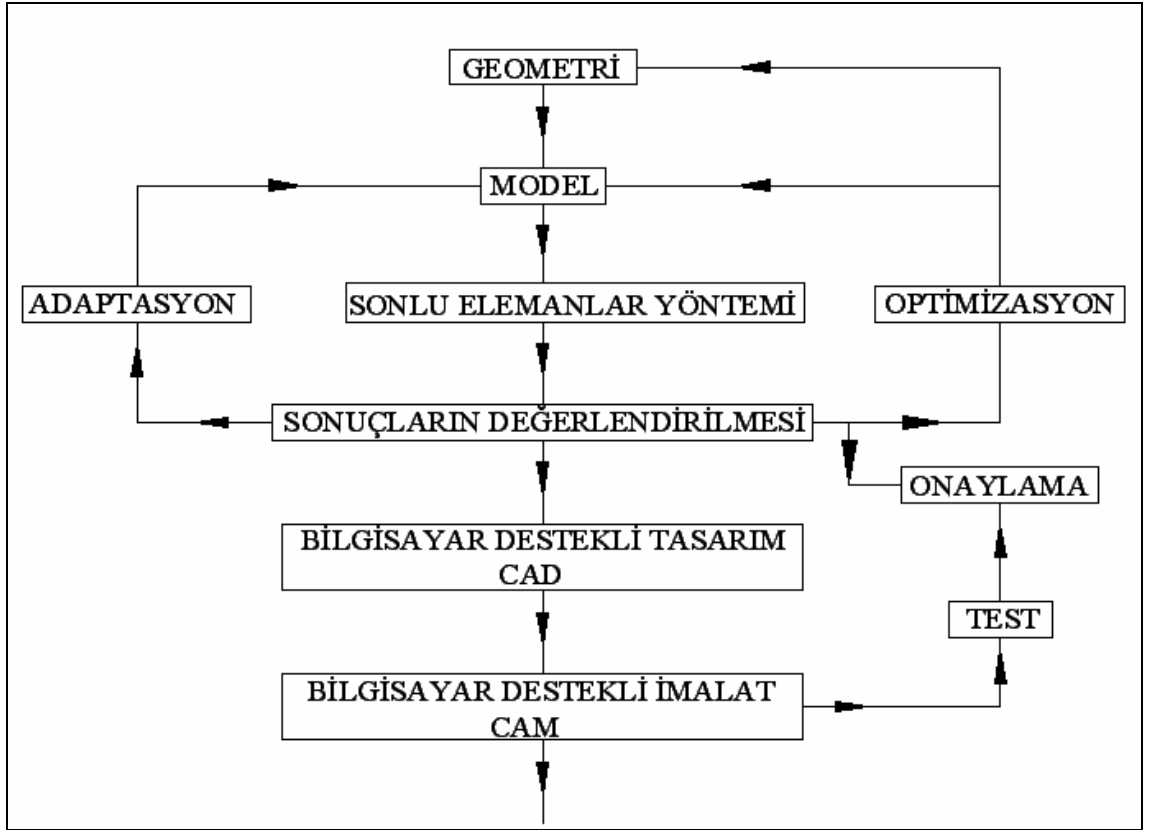
iletkenliği yüksektir. Bu özelliği nedeni ile galvanik korozyona yol açar. Deniz suyunda çalışan ekipmanlarda sık görülen korozyon türlerinden biri de çukurcuk korozyonudur.

Karbon elikleri mekanik dayanlarının yeterliliği ve ekonomik olmaları nedeni ile deniz ortamında kullanım bulan malzemeler arasında en kuvvetli seçenek olarak karşımıza çıkarlar. Ne var ki, karbon çeliklerinin korozyon dayancı özellikle deniz suyu gibi etken bir ortamda asla yeterli sayılmaz. Bu nedenle koruma önlemlerine başvurmadan kullanımları genellikle imknsızdır (Doruk 1982). Belli zaman aralıklarında sistemin gözden geçirilerek yıpranan ve korozyona uğrayan parçalarının değiştirilmesi gerekmektedir. Paserella retiminde genellikle paslanmaz elik kullanılmaktadır. Paserellada kullanılan paslanmaz çeliğin çukurcuk korozyonu karşı direncini artırmak için malzeme yüzeyine polisaj işlemi yapılır. Polisaj işleminde ürünün her bir elemanın üzerindeki çizik ve imalat izlerini azaltmak veya yok etmek için çeşitli tane byklğindeki zımparalarla yüzey temizlenmekte ve en son işlem olarak cilalanarak yüzey temizliği ve parlaklığı sağlanmaktadır.

2.4. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Mühendislik problemlerinin tatminkâr olarak çözülmesinde sayısal yöntemler kullanılmaktadır. Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere bağlı olarak geliştirilen paket programlar sayısal yöntemlerin etkin kullanımını sağlamaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemi fizik ve mühendislikte malzemelerin veya sistemlerin dış etkenlere (kuvvet, ısı, elektrik, vb.) karşı davranışlarının analizinde kullanılan nümerik bir metottur. Sonlu elemanlar yöntemini kullanan çok sayıda bilgisayar paket programı mevcuttur; ALGORTM, COSMOS/MTM, NASTRANTM, ADINATM ve ANSYSTM bunlara örnek olarak verilebilir. Sonlu elemanlar yönteminin kullanılması her türlü mühendislik alanında yaygınlaşmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi geçmişte tasarımı onaylanmasında kullanılmasına rağmen günümüzde tasarım aşamasının bir öğesi haline gelmiştir.



Şekil 2.1: Sonlu elemanlar yönteminin tasarım aşamasındaki yeri

Sonlu elemanlar yöntemindeki temel fikir sürekli bir sistemi sonlu sayıda elemana ayırmaktır. Her elemanın davranışı gerilim veya deformasyon fonksiyonları ile belirlenir. Elemanlar birbirlerine düğüm noktalarında bağlıdırlar. Elemanların ve düğüm noktalarının kombinasyonu sonlu elemanlar ağı olarak tanımlanır.

Sonlu elemanlar yönteminde yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Elemanlar "düğüm" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde cebri bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler düğümlerdeki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

2.4.1 Sonlu elemanlar yönteminin tarihsel gelişimi

Sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak yapı analizinde kullanılmıştır. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) and Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz yöntemleridir. Argyis and Kelsey (1960) virtüel iş prensibini kullanarak direkt yaklaşım yöntemini geliştirmiştir. Turner vd. (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telâffuz edilmiştir. Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleşmiştir (Argyis 1964).

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

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

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanıma sunulmuştur. 1990 yıllarının ortaları itibarıyla sonlu elemanlar

yöntemi ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır.

2.4.2 Sonlu elemanlar yönteminin tercih edilmesinin nedeni

Matematik modelleme işleminin, modelin varyasyonel problem olarak ifade edilmesinden sonraki aşaması, bilgisayarda çözümlenmesi hedeflenen ayrık modelin oluşturulmasıdır. Günümüzde, diferansiyel denklemlerle ilgili matematik modellerin ayrık benzeşiklerinin oluşturulması ve elde edilen ayrık problemin bilgisayarda çözümlenmesi açısından en kapsamlı ve evrensel yöntem, sonlu elemanlar yöntemidir. Bu yöntemin klasik sonlu farklar yönteminden başlıca farkı, bunun sınır değer problemini değil, varyasyonel problemi temel almasıdır.

Bu nedenle sonlu elemanlar yöntemi, bilimsel ve teknolojik problemlerin sayısal çözümlenmesinde en çok kullanılan yöntemlerin başında gelmektedir. Sonlu elemanlar yönteminin boyutlarının büyüklüğünü göstermek için, bunun hem matematiksel analiz, hem diferansiyel denklemler, hem sayısal yöntemler, hem bilgisayar bilimleri, hem de çeşitli mühendislik bilimleri dallarıyla iç içe olduğunu söylemek yeterlidir.

2.4.3 Sonlu elemanlar yönteminin diğer yöntemlere göre üstünlükleri

Sonlu elemanlar yöntemini diğer yöntemlere üstün kılan başlıca hususlar şunlardır:

1. Sonlu elemanlar, boyutları ve şekillerinin esnekliği nedeniyle, verilen bir cisim temsil edebilir, hatta karmaşık şekilli bir cisimde daha güvenilir olabilir.
2. Çok bağlantılı bölgeler (yani bir veya çok delikli cisimler) veya köşeleri olan bölgeler zorluk çekilmeksizin incelenebilir.
3. Değişik malzeme ve / veya geometrik özellikleri bulunan problemler ek bir zorluk göstermez. Geometri ve malzeme non-lineeriteleri, kalıtsal olsa bile (örneğin zamana bağlı) malzeme özellikleri kolaylıkla göz önüne alınabilir.

4. Sebep-sonuç bağıntılarına ait problemler tümel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş "kuvvetler" ve "yer değiştirmeler" cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar yönteminin bu özelliği problemin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.
5. Sınır şartları kolayca uygulanır.
6. Sonlu elemanlar yönteminin çok yönlülük ve esnekliği karmaşık yapılarda, sürekli ortam, alan ve diğer problemlerde sebep sonuç ilişkilerini hesaplamak için çok etkin bir şekilde kullanılabilir. Analitik ve deneysel yöntemlerden daha hassas sonuç verir.

2.4.4 Sonlu elemanlar yönteminin yararları

Sonlu elemanlar yönteminin günümüzdeki uygulamaları oldukça fazladır ve diferansiyel eşitliklerle düzenlenen fiziksel tüm problemleri kapsar. Sonlu elemanlar yönteminin yararlarının bazıları şunlardır:

1. Konstrüksiyonda bulunan kritik kesitleri belirlemek ve gerekli önlemleri almak kolaydır.
2. Parçaların üretiminde en uygun malzeme kalınlığının ve miktarının belirlenmesini sağlar.
3. Ürün hakkında sezgisel öngörüler yerine somut sonuçlar ortaya konulmasına imkân sağlar.
4. Bitişik elemanlardaki malzeme özellikleri aynı olmayabilir. Bu özellik birkaç malzemenin birleştirildiği cisimlerde de uygulanabilmesine imkân verir.
5. Düzgün olmayan sınırlara sahip şekiller, eğri kenarlı elemanlar kullanılarak analiz edilebilirler.
6. Eleman boyutları kullanıcı tarafından değiştirilebilir. Böylece önemli değişiklikler beklenen bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri büyük elemanlara bölünerek işlem hızı arttırılabilir.

7. Süreksiz yüzey yüklemeleri gibi sınır durumları yöntem için zorluk oluşturmaz. Karışık sınır durumları kolaylıkla ele alınabilir.
8. Müşterilerin firmaya olan güvenin artmasını sağlar. (Yaşar 2004)

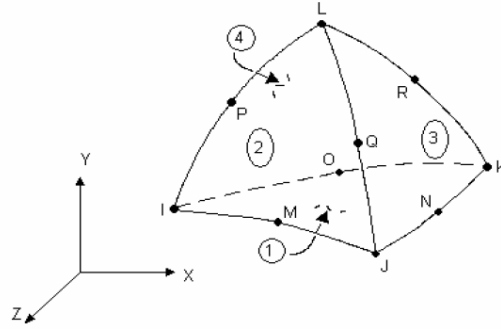
2.4.5 Sonlu elemanlar ağ modeli

Sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yapılan bir analiz işleminde ağ oluşturma işlemi sonlu elemanlar yönteminin belkemiğini oluşturur. Termal, yapısal, mekanik, akışkan ve elektromanyetik gibi mühendisliğin temel alanlarında sayısal analiz işlemleri esnasında ağ oluşturma işlemi vazgeçilmez bir adımdır. Ağ oluşturma işleminde, düğüm noktalarının ve elemanların koordinatları oluşturulur. Sonlu elemanlar yöntemini kullanan programlar kullanıcı tarafından girilen minimum bilgiye karşılık optimum sürede otomatik olarak düğüm noktalarını ve elemanları sıralar, numaralanmasını sağlar.

2.4.6 Sonlu elemanlar yönteminin adımları

Sonlu elemanlar yöntemi sürekli ortamlara genellikle şu adımlar ile uygulanır:

1. Sürekli ortam, eğri ya da yüzeyler ile belirli şekilde ve sayıda “sonlu elemanlara” bölünür.
2. Sonlu elemanlar, birbirlerine ve sürekli ortama belirli sayıda “düğüm noktaları” ile bağlanırlar. Şekil 2.2’de dört yüzlü bir elemanın düğüm noktaları görülmektedir.



Şekil 2.2: 10 düğüm noktalı dört yüzlü yapı ve düğüm noktaları

3. Serbest değişkenlerin sonlu eleman içerisindeki değişimleri “değişken fonksiyonları” ya da “değişken modelleri” ile ifade edilir.
4. Sonlu elemanlar şekil değiştirme hali, şekil değiştirme – yer değiştirme bağlantıları kullanılarak, gerilme hali, gerilme – şekil değiştirme bağıntıları kullanılarak düğüm yer değişimleri cinsinden ifade edilmektedir.
5. Sonlu elemana etki eden tüm iç ve dış yükler dengede olmalıdır. Bunun için minimum enerji prensibi kullanılarak denge denklemleri kurulur.
6. Kurulan bu denge denklemleri, her bir sonlu eleman için ayrı ayrı yapılarak, aynı düğüm noktasına komşu elemanlardan gelen etkiler toplanır. Böylece düğüm yer değiştirmeleri hesaplanır.
7. Sürekli ortamın sınırlarındaki şartlar kullanılır ve denklem takımı çözülür. Böylece düğüm yer değiştirmeleri hesaplanır.
8. Bulunan yer değiştirmeleri yardımıyla elemanlardaki şekil değiştirme hali, gerilme hali bileşenleri ve istenirse asal gerilmeler hesaplanır. (Benli 2004)

2.4.7 Sonlu elemanlar yönteminin matematiksel ifadesi

ANSYS paket programında kullanılan SOLID 92 elemanı quadratik yer değiştirme davranışına sahiptir ve düzensiz ağ örgü modeline uyum sağlar. Bir elemanın 10 düğümü vardır ve her bir düğüm x , y ve z eksenlerine göre üç serbestlik derecesine sahiptir.

On düğümlü dört yüzlü elemanın yer değiştirme fonksiyonları,

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{10} N_i \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ve koordinat fonksiyonları ise,

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{10} N_i \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{Bmatrix} \quad (2)$$

şeklindedir (Lo and Ling 2000). Burada u, v, w sırasıyla x, y, z doğrultularındaki yer değiştirmelerdir. u_i, v_i, w_i düğüm noktalarının yer değiştirmeleri olup x_i, y_i, z_i ise düğüm noktalarının koordinatlarıdır. N_i şekil fonksiyonları olmak üzere,

$$N_1 = 1 - r - s - t \quad , \quad N_2 = r \quad , \quad N_3 = s \quad , \quad N_4 = t$$

$$N_5 = 4r(1 - r - s - t) \quad , \quad N_6 = 4rs \quad , \quad N_7 = 4s(1 - r - s - t) \quad (3)$$

$$N_8 = 4rt \quad , \quad N_9 = 4st \quad , \quad N_{10} = 4t(1 - r - s - t)$$

şeklindedir (Bathe 1996). Gerilme ve şekil değiştirme bileşenleri ise,

$$\sigma = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{yz}, \tau_{xz}, \tau_{xy}]^T \quad (4)$$

$$\varepsilon = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}, \gamma_{xy}]^T \quad (5)$$

olup şekil değiştirmelerle yer değiştirmeler arasındaki ilişki,

$$\varepsilon = \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial w}{\partial z}, \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right]^T \quad (6)$$

şeklindedir. On düğümlü dört yüzlü elemanın her düğümü x, y ve z yönlerinde yer değiştirebilir. Bu nedenle her düğümün üç serbestlik derecesi olduğuna göre eleman yer değiştirme vektörü,

$$u_i = q_{3i-2} \quad v_i = q_{3i-1} \quad w_i = q_{3i} \quad i = 1, 2, 3, \dots, 10 \quad (7)$$

olmak üzere,

$$q = [q_1, q_2, q_3, \dots, q_{30}]^T \quad (8)$$

şeklindedir. Denklem (1) matris formunda,

$$u = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = Nq \quad (9)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem (9)'da, N şekil fonksiyonları matrisi olmak üzere,

$$N = \begin{bmatrix} N_1 & & & & N_{10} \\ & N_1 & & & & N_{10} \\ & & \dots & & & & N_{10} \\ & & & N_1 & & & & N_{10} \end{bmatrix} \quad (10)$$

şeklindedir. Şekil değiştirmeleri hesaplamak için s, t, r doğal koordinatlarında verilen şekil fonksiyonlarının x, y, z kartezyen koordinatlarındaki kısmi türevlerine ihtiyaç vardır (Chandrupatla and Belegundu 2002).

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial s} \\ \frac{\partial u}{\partial t} \\ \frac{\partial u}{\partial r} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial r} & \frac{\partial y}{\partial r} & \frac{\partial z}{\partial r} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial r} & \frac{\partial y}{\partial r} & \frac{\partial z}{\partial r} \end{bmatrix} \quad (12)$$

J matrisi Jakobiyen matrisi olmak üzere Denklem (11) türetildeğinde,

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} \end{pmatrix} = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\partial z}{\partial r} - \frac{\partial z}{\partial t} \frac{\partial y}{\partial r} & \frac{\partial z}{\partial t} \frac{\partial x}{\partial r} - \frac{\partial x}{\partial t} \frac{\partial z}{\partial r} & \frac{\partial x}{\partial t} \frac{\partial y}{\partial r} - \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\partial x}{\partial r} \\ \frac{\partial z}{\partial r} \frac{\partial y}{\partial s} - \frac{\partial y}{\partial r} \frac{\partial z}{\partial s} & \frac{\partial x}{\partial r} \frac{\partial z}{\partial s} - \frac{\partial z}{\partial r} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial x}{\partial r} \frac{\partial y}{\partial s} - \frac{\partial y}{\partial r} \frac{\partial x}{\partial s} \\ \frac{\partial s}{\partial y} \frac{\partial r}{\partial z} - \frac{\partial s}{\partial z} \frac{\partial r}{\partial y} & \frac{\partial s}{\partial z} \frac{\partial r}{\partial x} - \frac{\partial s}{\partial x} \frac{\partial r}{\partial z} & \frac{\partial s}{\partial x} \frac{\partial r}{\partial y} - \frac{\partial s}{\partial y} \frac{\partial r}{\partial x} \\ \frac{\partial s}{\partial t} \frac{\partial r}{\partial z} - \frac{\partial s}{\partial z} \frac{\partial r}{\partial t} & \frac{\partial s}{\partial t} \frac{\partial r}{\partial x} - \frac{\partial s}{\partial x} \frac{\partial r}{\partial t} & \frac{\partial s}{\partial x} \frac{\partial r}{\partial t} - \frac{\partial s}{\partial t} \frac{\partial r}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial s} \\ \frac{\partial u}{\partial t} \\ \frac{\partial u}{\partial r} \end{pmatrix} \quad (13)$$

elde edilir. Denklem (13) v ve w yer değiştirmeleri için de benzer şekilde elde edilir. Denklem (13) u, v, w için genelleştirilirse, $\phi = \phi(u, v, w)$ olmak üzere,

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial \phi}{\partial x} \\ \frac{\partial \phi}{\partial y} \end{pmatrix} = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial \phi}{\partial s} \\ \frac{\partial \phi}{\partial t} \\ \frac{\partial \phi}{\partial r} \end{pmatrix} \quad (14)$$

$A = J^{-1}$ olmak üzere,

$$A = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \quad (15)$$

şeklindedir. Denklem (14)'ü u, v, w için kullanarak Denklem (6),

$$\varepsilon = S \left[\frac{\partial u}{\partial s}, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial r}, \frac{\partial v}{\partial s}, \frac{\partial v}{\partial t}, \frac{\partial v}{\partial r}, \frac{\partial w}{\partial s}, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial r} \right]^T \quad (16)$$

şeklinde yazılabilir. S matrisi,

$$S = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & & & & & & & \\ & & & A_{21} & A_{22} & A_{23} & & & & \\ & & & & & & A_{31} & A_{32} & A_{33} & \\ & & & & & & A_{21} & A_{22} & A_{23} & \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & & & & A_{11} & A_{12} & A_{13} & \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{11} & A_{12} & A_{13} & & & & \end{bmatrix} \quad (17)$$

ile ifade edilir. Denklem (1) kullanılarak, yer değiştirme fonksiyonlarının (u, v, w), doğal koordinatlara (s, t, r) göre türevleri alınıp Denklem (18) elde edilecek şekilde düzenlendiğinde, (9x30)'luk bir G matrisi elde edilir.

$$\left[\frac{\partial u}{\partial s}, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial r}, \frac{\partial v}{\partial s}, \frac{\partial v}{\partial t}, \frac{\partial v}{\partial r}, \frac{\partial w}{\partial s}, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial r} \right]^T = Gq \quad (18)$$

$$\mathbf{B} = \mathbf{S} \mathbf{G} \quad (19)$$

\mathbf{B} matrisi Denklem (19)'da gösterildiği gibi tanımlanırsa, şekil değiştirme bileşenleri, Denklem (16), (18) ve (19) kullanılarak, Denklem (20)'deki gibi elde edilir.

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B} \mathbf{q} \quad (20)$$

Hooke yasasına göre gerilme bileşenleri,

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{D} \mathbf{B} \mathbf{q} \quad (21)$$

ile tanımlanır. \mathbf{D} (6x6) elastisite matrisidir.

$$D = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu \end{bmatrix} \quad (22)$$

Eleman direngenlik matrisinin bulunmasında, toplam potansiyel enerjinin minimizasyonu dikkate alınarak, toplam potansiyel enerji ifadesinde eleman şekil değiştirme teriminden,

$$U_e = \frac{1}{2} \int_e \boldsymbol{\varepsilon}^T \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon} dV = \frac{1}{2} \int_e \mathbf{q}^T \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} \mathbf{q} dV = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \left[\int_e \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV \right] \mathbf{q} = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \mathbf{k}_e \mathbf{q} \quad (23)$$

$$k_e = \int_e B^T DB dV \quad (24)$$

bulunur. Eleman hacmi,

$$dV = \det \mathbf{J} ds dt dr \quad (25)$$

olarak tanımlanır (Chandrupatla and Belegundu 2002).

Yük Matrisi; dört yüzlü bir eleman için yük matrisi 12x1 boyutunda bir matristir. Dağılık bir yükleme durumu için yük matrisi;

$$\{F\} = \int_A [N]^T \{p\} dA \quad (26)$$

eşitliğinden hesaplanır.

Burada ;

$$\{p\} = \begin{Bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{Bmatrix}$$

A: yayılı yük bileşenlerinin uygulandığı yüzeyi göstermektedir.

Dört yüzlü elemanın yüzeyleri üçgensel şekildedir. Yayılı yükün I, J ve K yüzeylerine etkidiği varsayılır ve yük matrisi;

$$\{F\} = \frac{A_{I-J-K}}{3} \begin{Bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \\ p_x \\ p_y \\ p_z \\ p_x \\ p_y \\ p_z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (27)$$

Dört yüzlü elemanın diğer yüzeylerine yayılı yük içinde yük matrisi benzer şekilde hesaplanır. (Moaveni 1999)

2.5. Akma ve Kırılma Kriterleri

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

1. Gerilme teorileri
 - a. Maksimum gerilme teorisi
 - b. Maksimum kayma gerilmesi teorisi
 - c. İç sürtünme teorisi
 - d. Mohr kriteri
2. Şekil değişimi teorileri
 - a. Maksimum birim uzama teorisi
 - b. Maksimum çarpılma açısı teorisi

3. Enerji teorileri
 - a. Toplam şekil değişimi enerjisi teorisi
 - b. Çarpılma enerjisi teorisi (Von-Mises kriteri)

Sünek malzemelerin değerlendirilmesinde Von-Mises kriteri iyi sonuç vermektedir. Bu çalışmada Von-Mises kriteri kullanılmıştır.

2.5.1 Çarpılma enerjisi teorisi (Von-Mises kriteri)

Bu teoriyi Von-Mises, Huber ve Hencky geliştirmişlerdir. Bu kritere göre bir malzemenin akması, biçim değiştirme enerjisi tek eksenli haldeki biçim değiştirme enerjisine ulaştığı zaman olur.

Birim hacim için genel halde biçim değiştirme enerjisi;

$$U_g = \frac{1}{12G} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)] \quad (28)$$

Asal gerilmeler cinsinden;

$$U_g = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (29)$$

şeklinde yazılır.

Tek eksenli halde;

$$U_g = \frac{1}{6G} \sigma_{vm}^2 \quad (30)$$

Bunu genel haldekine eşitlersek;

$$U_g = \frac{1}{6G} \sigma_{vm}^2 = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (31)$$

bulunur. İki eksenli halde;

$$\sigma_3 = 0$$

$$\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_{vm}^2$$

Bulunur ve diyagramı bir elipstir.

Üç eksenli halde Von-Mises gerilmesi asal gerilmeler cinsinden;

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (32)$$

olarak tanımlanır. Üç boyutlu halde bu kriter bir silindirik yüzey gösterir ve dik kesit bir dairedir. Sünek malzemelerin değerlendirilmesinde Von-Mises gerilmeleri ise iyi sonuç veren kriterlerdir (Sayman vd. 1997).

2.6. Elasto-Plastik Gerilme Analizi

Malzemelerin elasto - plastik durumu, elastik bölge aşılıp belirli bir gerilme değerine ulaştıktan sonra malzemenin gösterdiği davranışlar olarak incelenebilir. Plastik şekil değiştirmeler yük kalktıktan sonra geri dönmez. Plastik şekil değiştirmenin başlangıcı bir akma kriteri yardımı ile belirlenmekte olup, akma sonrası şekil değiştirme malzeme direncinin büyük ölçüde düşüşü sonucu çıkmaktadır.

Malzemenin elasto - plastik davranışını hesaplamak için çeşitli metotlar vardır. Genelde aşağıdaki üç temel prensibe dayanır:

- a) Direngenlik matrisi değişimi metodu,
- b) Başlangıç şekil değişimi metodu,
- c) Başlangıç gerilme metodu.

2.6.1 Plastisite Teorisi

Plastisite teorisi elasto-plastik özellik gösteren malzemelerin gerilme şekil değiştirme ilişkilerini izah etmekten ibarettir. Plastik davranışlar zamana bağlı olmayan kalıcı şekil değiştirmelerle karakterize edilir. Bu şekil değiştirmeler malzemenin özelliğine göre belli bir gerilme değerine ulaşıldıktan sonra meydana gelir. Elasto-plastik incelemenin yapılabilmesi için şu üç şartın gerçekleşmesi gerekir;

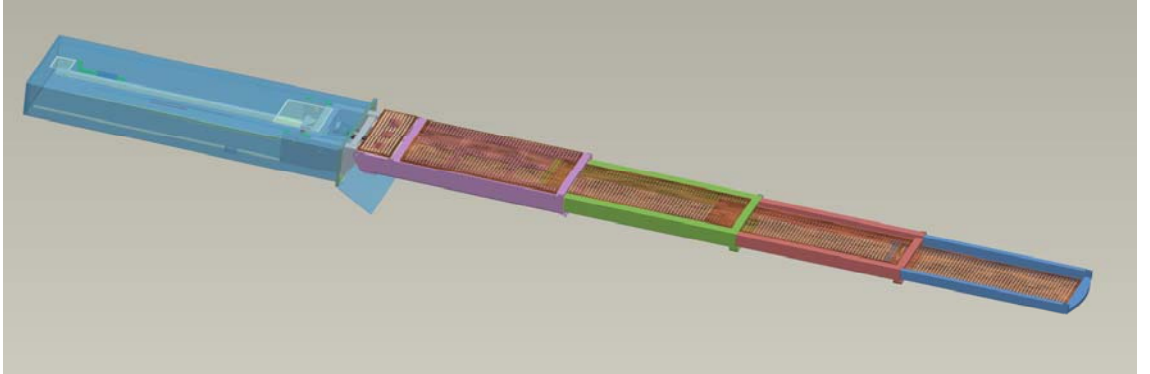
- a) Elastik şartlarda malzeme davranışını tanımlamak için gerilme ve şekil değiştirmeler arasında lineer bir ilişki olmalıdır.
- b) Akmanın meydana geldiği noktada bir akma kriterinin dikkate alınması gerekir.
- c) Akma başladıktan sonra gerilme ve şekil değiştirmeler arasında bir formülasyona ihtiyaç vardır.

Chen ve Young AISI 304 östenitik paslanmaz çeliğin farklı sıcaklıkları için çekme deneyleri yapmışlardır. Farklı sıcaklıklarda AISI 304 ün gerilme birim şekil değiştirme eğrini oluşturmuş ve bu eğrileri formülize edilmiştir (Chen and Young 2005) . Bu çalışmada Chen ve Young'ın ürettiği matematiksel ifadelerden AISI 304 için elde edilen gerilme birim şekil değiştirme eğrisi gerçek gerilme birim şekil değiştirme eğrisine dönüştürülmüş ve bu eğri ANSYS programına malzeme özelliklerinde tanımlanmıştır

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Paserellanın Kısımları ve İşlevleri

Şekilde 3.1’de sonlu elamanlar modeli oluşturulacak olan 5,3 m açık boy uzunluğuna, 2,4 m kasa boyu ve 0,27 m yüksekliğine sahip, 4 kademededen oluşan, teleskopik olarak çalışan paserellanın genel görünüşü verilmiştir. Bu paserellada dikdörtgen kesitli profiller kullanılmıştır. Paserellada ızgara şeklindeki tik ağacından üretilmiş yürüme platformu dört kademededen oluşmaktadır. Kademeler paserella kasasından başlayarak numaralandırılırlar. Tez çalışmasına konu olan paserellanın birinci kademesi 1,6 m, ikinci kademesi 1,3 m ve üç ve dördüncü kademeleri ise 1,2 m uzunluklarındadır.



Şekil 3.1: Paserellanın genel görünümü

Paserella genel olarak 4 gruptan oluşmaktadır:

1. Kasa grubu
2. Araba mekanizması
3. Taşıyıcı kol grubu
4. Hidrolik grubu
5. Elektrik - elektronik grubu

3.1.1 Kasa grubu

Tüm paserella konstrüksiyonunu içerisinde bulunduran ve tekne elemanlarına kuvvetli bir şekilde bağlanmış dikdörtgenler prizması şeklinde imal edilmiş bir yapıdır. Kasa; paserellanın açık uzunluğuna bağlı olarak ve tekne üzerinde bağlanacağı yerin konumuna göre çeşitli kalınlıklardaki çelik saçların “U” şeklinde bükülmesi ve bunların kaynak ile birbirine birleştirilmesi ile üretilir. Kasa içerisinde paserellanın dışarıya taşınmasını sağlayan araba mekanizmasının doğrusal bir biçimde ilerlemesi için kasa boyunca uzanan üç adet çelik lama ve bir adet kare profil kullanılır.

Kasa aynı zamanda sistemin tekneye göre sızdırmazlığını da sağlamaktadır. Kasanın teknenin gövdesi ile kesiştiği yerde dolgu maddesi ve sika ile kasa kapağında ise plastik contalar ile sızdırmazlık sağlanır. Paserella kapandığında kapağın bu contalara kuvvetli bir biçimde basması sağlanarak kasanın da sızdırmazlığı sağlanır.

Paserellanın tasarım aşamasında dikkat edilmesi gereken en önemli özelliklerden birisi montaj kolaylığı ve herhangi bir arıza oluşması durumunda müdahale edilebilirlik veya gerekirse yeniden sökülebilirlik kolaylığına sahip olmasıdır. Bu amaçla paserella kasası üzerinde iki adet müdahale kapağı açılmalıdır. Müdahale kapakları sayesinde araba mekanizmasına, hidrolik bağlantı noktalarına ve paserella hareketini sağlayan palet sisteminin gerdirme mekanizmasına ulaşabilmektir. Müdahale kapakları servis elemanının rahat çalışabileceği kadar geniş ve sızdırmazlık açısından da küçük olmalıdır. Ayrıca kapakların açıldığı yerler kasanın mukavemetini olumsuz yönde etkilemeyecek şekilde seçilmelidir.

3.1.2 Araba mekanizması

Paserellayı kasa içerisinden bir hidromotorun tahriki ile dışarıya taşıyan mekanizmaya araba denilmektedir. Kasa içerisinde ise kasa boyunca gerdirme mekanizması ile gerilmiş kayış bulunur. Hidromotor bu kayışa bağlı bir dişliyi döndürür ve araba ileriye

doğru hareket eder. Araba mekanizması ray görevi gören profil ve lamalar üzerinde kestamit tekerlekler üzerinde hareket ettirilmektedir. Bu tekerleklerin arabaya bağlanması rulmanlı yataklar ile sağlanır. Deniz ortamında çalışması nedeni ile rulmanın çevre şartlarından etkilenmesini azaltmak amacı ile paslanmaz çelik ve çift kapaklı (ZZ) rulmanlar kullanılmalıdır.

Araba mekanizmasının hareketini kontrol amacı ile arabaya bağlı konumu algılayıcı elektronik sensörler kullanılır. Sensörler arabanın hareket stroğunu kontrol ederek mekanizmanın zarar görmesini ve istenmeyen kazaların oluşmasını engellerler.

Araba üzerinde paserellaya yukarı aşağı hareketini sağlayan iki adet hidrolik piston bağlıdır. Bu pistonlar paserellanın dengesini sağlamaktadırlar. Bu pistonlarda da hareketin kontrolü için sensörler kullanılır. Örneğin bu paserella 5° yukarı, 15° aşağı hareket yapmaktadır. Sensörler olmasaydı paserella bu hareket değerlerinden herhangi birine ulaştıktan sonra hareketin devamına çalışıldığında sistem gereksiz yere zorlanır ve bu da sistemde arızalara neden olurdu.

3.1.3 Taşıyıcı kol grubu

Taşıyıcı kol grubunun ana yapısı paslanmaz çelik profil ve lamalardan oluşmaktadır. Bu ana yapılar üzerinde veya arasında tik ağacından yapılmış ızgara şeklinde yürüme platformu bulunmaktadır. Tez çalışmasına konu olan paserellada araba mekanizması sistemi kasa dışarısına çıkardıktan sonra ikinci kademe hidrolik bir pistonla diğer iki kademe ise halat makara sistemi ile açılmaktadır. Kademelerin açılması eşzamanlı olmaktadır. Halat makara sistemi profillere cıvatalarla sabitlenmektedir. Cıvatalı bağlantı oluşabilecek bir arıza durumunda paserellanın kolaylıkla sökülmesini gerekse makara sisteminin değiştirilebilirliğini kolaylaştırmaktadır.

Tekne geometrisinden dolayı paserellanın aşağı doğru hareketinde yürüme platformuna çıkışta zorluk yaşanmasını önlemek için basamak tertibatı eklenmiştir. Basamak

tertibatı paserellanın yatay konumunda diğer kademeler gibi yatay, yukarı harekette ise kademelerle birlikte hareket ederek kademelerin yapmış olduğu açı değerini almakta ancak paserellanın aşağı doğru hareketinde yatay konumunu muhafaza ederek basamak vazifesi görmektedir. Taşıyıcı kol profilleri ve lamaların kaynak uygulamalarında TIG kaynak yöntemi kullanılır.

3.1.4 Hidrolik grubu

Hidrolik bir yat ekipmanı olan paserellada, hidrolik grubu önemli bir paserella bileşenidir. Hidrolik grubunda;

1. Hidrolik santral
 - a. Hidrolik yağ deposu
 - b. Hidrolik pompalar
 2. Hortumlar
 3. Valfler
 4. Hidromotor
 5. Pistonlar
- bulunmaktadır.

Paserella hareket ettirilmek istendiğinde uzaktan kumandayla radyo dalgaları ile kontrol edilen elektronik devreler istenilen valfi istenilen yönde açarak yağ geçişini sağlarlar. Hidrolik yağ gerek pistonlara gerekse hidromotora emniyetli basınçta çalışmayı sağlayacak çaplardaki hidrolik hortumlarla gönderilir. Uygun çaplı hidrolik hortumların seçilmesi önemlidir. Küçük çaplı hortumların seçilmesi hidrolik grubunun en zayıf noktası olan hidrolik bağlantı noktalarının sistemde oluşan basınca dayanamayarak sızdırmasına hatta bağlantının açılmasına neden olur. Bu tür içerisinden yüksek basınçta akışkan geçen bir hortumun patlaması çok ciddi yaralanmalara sebebiyet verebilir.

Hidrolik devre grubunda bağlantı noktaları ve akışkan deposu mümkün olduğunca teknede sıcaklığın yüksek olacağı ortamlardan uzak tutulmalıdır. Belirli aralıklarla sistem kontrol edilmelidir. Akışkan deposu keskin köşelerle temas edebilecek yerlerden uzak tutulmalıdır. Akışkan deposunun içerisine kullanılan akışkan haricinde herhangi bir nesnenin veya sıvının girmesine izin verilmemelidir. Özellikle deniz suyunun akışkan deposuna girmesi önlenmelidir.

3.1.5 Elektrik - elektronik grubu

Elektrik – elektronik devre grubu paserellanın beyni olarak değerlendirilebilir (Şekil 3.2). Paserellanın her bir parçasının işlevleri buradan kontrol edilir. Paserella, (tekne kış havuzundaki kontrol yerinden) elle ve uzaktan kumanda düğmeleri yardımı ile kumanda ve kontrol edilmektedir.



Şekil 3.2: Teleskopik paserella kontrol paneli

Paserella, operasyon ve hatalara karşı otomatik kontrol sistemi ile donatılmış olup bu fonksiyonlar paserella, elektrik - elektronik kontrol sisteminde mevcut, acil durumlar için tasarlanmış ve otomatik kontrol için gerekli sistem elemanlarını devre dışı bırakan “Elle Kumanda” düğmesine basıldığı müddetçe devrededir.

Otomatik kontrol sistemi devrede iken;

- a. Paserella, ileri butonu ile ileriye çıkarıldıktan sonra yukarı ve aşağı hareketleri yapılabilir.
- b. Paserella içeride iken kesinlikle yukarı ve aşağı hareket ettirilemez.
- c. Paserella dışarı konumda iken teleskopik parça isteğe göre ileri veya geri hareket ettirilebilir.
- d. Paserella yukarı veya aşağı hareket ettirilirken ortada “5 sn.” otomatik olarak durur ve düğmeye basılı tutulması halinde hareketine devam eder. Bu durma noktası paserellanın içeri alınma noktasıdır.
- e. Bu nokta haricinde bir noktada paserella içeri alınamaz.
- f. Paserella içeriye girdikten sonra otomatik olarak kendi kendine durur.
- g. Şayet paserella orta konumdan düşmüş ve dışarı çıkmıyor ise acil durum anahtarına basılarak paserellanın dışarıya çıkması sağlanır ve paserella dışarı çıktıktan sonra yukarı ve aşağı yapılarak orta konumu bulması sağlanır.
- h. Herhangi bir nedenle paserella çalışmıyor ise acil durum düğmesi ile sistem devreye alınmalıdır. Şayet acil durum düğmesi açık bırakılırsa sistem devre dışı çalışacağından çeşitli kazalar doğurabilir.
- i. Acil durum düğmesi paserellanın otomatik kumanda sistemini iptal eden bir anahtardır. Çalışma esnasında, yalnızca gerekli olan sensörler çalışır ve paserellanın zarar görmesi engellenir. (Ezberci 2006)

3.2. Emniyet Katsayısının Tasarımdaki Yeri

Cisimler güvenlik nedeniyle σ_{Ak} karakteristik sınır gerilmesinden daha küçük gerilmelere göre boyutlandırılır. Cisimde mevcut gerilme halini karakterize eden ve $\sigma=f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$ ile tanımlanan gerilmeyi göz önüne alalım. Bu gerilmeye efektif gerilme veya eşdeğer gerilme adı verilir. Sistemde güvenliğin olması için $\sigma < \sigma_{Ak}$ olmalıdır. Bu durumda sistemde güvenlikten bahsedilir ve cisim mukavemetini kaybetmesine karşı emniyet katsayısı $n = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma}$ şeklinde tanımlanır (Bakioğlu 2001).

Güvenliğin göz önüne alınmasını gerektiren şartlar şunlardır;

- a) Sisteme gelen dış kuvvetlerin tam olarak bilinmemesidir.
- b) Malzemenin idealleştirilmesinde yapılan kabuller.
- c) Teoride yapılan kabuller.
- d) Uygulama sırasında projede yapılan küçük değişiklikler.
- e) Zaman içerisinde malzemede çevre şartlarından dolayı oluşan mukavemet kayıpları (İnan 1996).

3.3. Modelleme Kabulleri

Endüstride yaygın olarak kullanılan Pro/ENGINEER, CAD–CAM ve CAE programıdır. Paserellanın tasarımında Pro/ENGINEER programı kullanılmıştır. Analizlerde ise Pro/Engineer ile iyi bir veri transferi imkânı sağlayan ANSYS kullanılmıştır. ANSYS çözümlerimde ise endüstride pratik uygulamalara kolaylık sağlayan ANSYS Workbench versiyonu tercih edilmiştir. Pro/ENGINEER’da tasarım ortamında tasarlanan veya montaj bölümünde montajı yapılmış olan bir parçanın Pro/ENGINEER çekme menülerindeki ANSYS Workbench menüsü ile ANSYS’e geçişi yapılmıştır. Pro/ENGINEER’da oluşturulan modelin, sonlu elemanlar ağı, sınır şartları, yüklemesi, çözümlenmesi ve elde edilen sonuçların görüntülenmesi ANSYS Workbench’te yapılmıştır.

Sonlu elemanlar yönteminden elde edilen sonuçların yorumlanmasında en önemli parametrelerden biri emniyet katsayısıdır. Önemi büyük olmasına rağmen emniyet katsayısı ampirik olarak seçilir; bu seçim önemli bir karardır. Emniyet katsayısı çok büyük seçildiği durumda malzeme ve işçilik kaybına neden olan büyük kesitli parçalar elde edilir. Çok küçük seçildiği durumda, plastik deformasyon ihtimali doğar. Ancak; nispeten sabit çevre şartları altında çalışan ve kolayca tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz kalan ve özellikleri çok iyi bilinen malzemeler için emniyet katsayısı $S = 1,5...2$ arasında seçilmelidir (Akkurt 2000). Sonlu elamanlar yönteminden elde edilen gerilme analizi sonuçlarının yorumlanmasında paserellanın çalışma ortamında

insan faktörüne dikkat edilmeli ve buna uygun emniyet katsayısı seçilmelidir. Sonlu elemanlar gerilme analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde emniyet katsayısı (S_s) 2,5 olarak alınmıştır.

Paserellanın kritik yükleme şekli olarak dördüncü kademenin ön kısmındaki dördüncü kademe ön bağlantı lamasına paserella tekerleklerini takmak için 130 kg ağırlığında bir tekne kaptanın bulunduğu düşünülmüştür. Bu tekne kaptanın paserellanın en uç noktasında bulunan lamanın ortasına ve bir kenarına basma durumları incelenmiştir. Bu nedenle analizler dördüncü kademedan başlayarak birinci kademeye doğru yapılmıştır.

3.4. Yatak Elemanın Belirlenmesinde Kullanılacak Malzeme Tipleri

Paserella imalatında kullanılacak yatak malzemesinin belirlenmesi büyük önem taşımaktadır. Ne tür bir yatak malzemesinin kullanılacağını belirlemek için belirli bir montaj modelde AISI 304, bronz SAE 40, alüminyum 8001-H18 ve delrin'den oluşan dört farklı malzeme için gerilme analizi yapılmıştır. Bu malzemelerin mekanik özellikleri sırasıyla Çizelge 3.1-4'te verilmiştir.

Çizelge 3.1. AISI 304'ün malzeme özellikleri (Matweb 2007; Efunda 2007).

Adı	Değeri
Yoğunluk	8×10^{-6} kg/mm ³
Poisson Oranı	0,28
Akma Mukavemeti (σ_{Ak})	205 MPa
Kopma Mukavemeti	515 MPa
Elastisite Modülü	193 000 MPa

Çizelge 3.2. Bronz SAE 40'in malzeme özellikleri (Matweb 2007).

Adı	Değeri
Yoğunluk	$8,82 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
Poisson Oranı	0,35
Akma Mukavemeti	125 MPa
Kopma Mukavemeti	255 MPa
Elastisite Modülü	93 000 MPa

Çizelge 3.3. Alüminyum 8001-H18'in malzeme özellikleri (Matweb 2007).

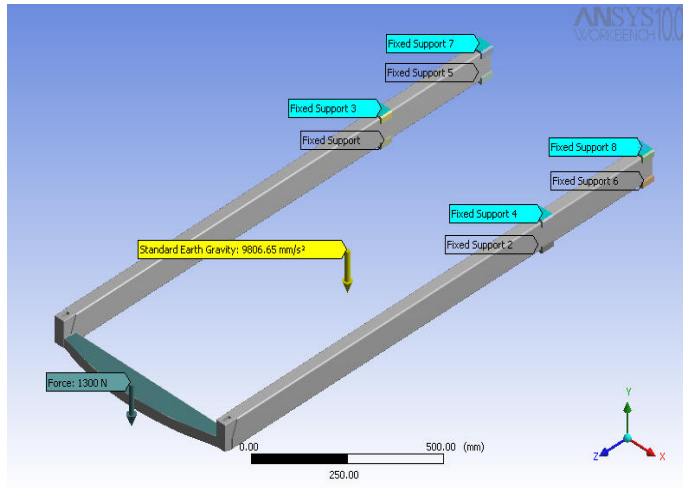
Adı	Değeri
Yoğunluk	$2,75 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
Poisson Oranı	0,33
Akma Mukavemeti	185 MPa
Kopma Mukavemeti	200 MPa
Elastisite Modülü	70 000 MPa

Çizelge 3.4. Delrin'in malzeme özellikleri (Pınarmetal 2007; The DuPont Company 2007)

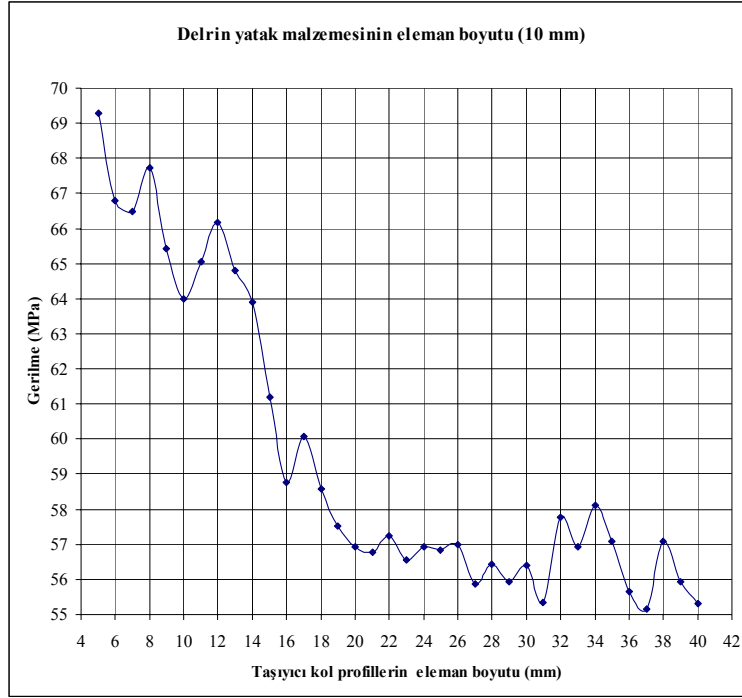
Adı	Değeri
Yoğunluk	1,42 kg/dm ³
Poisson Oranı	0,35
Akma Mukavemeti	70 MPa
Kopma Mukavemeti	75 MPa
Elastisite Modülü	3 100 MPa

3.5. Sonlu elemanlar ağ modelinin oluşturulmasında eleman boyutunun belirlenmesi

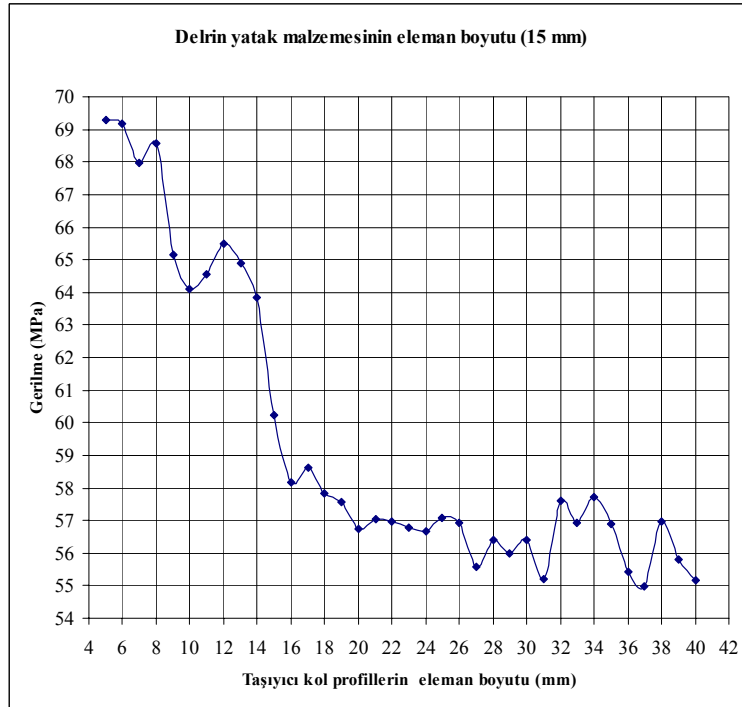
Sonlu elemanlar programlarında modelin sonlu elemanlar ağ modelinin oluşturulmasında eleman boyutu hakkında genel geğer bir değer yoktur. Bu tez çalışmasındaki modellerin eleman boyutlarının belirlenmesi için belirlenen bir montaj model ve sınır Şartları için farklı eleman boyutlarına karşın gerilme değerleri elde edilmiştir. Bu amaçla kullanılan modelde (Şekil 3.3) yatak elemanının eleman boyutu 10 ve 15 mm olmak zer iki sabit değer olarak alınmış ve kademenin eleman boyutu 5 ila 40 mm arasındaki değerlerde alınarak gerilme analizleri yapılmıştır.



Şekil 3. 3: Sonlu elemanlar ağında kullanılacak eleman boyutunun belirlenmesi için kullanılacak model



Şekil 3.4: Delrin yatak malzemesinin eleman boyutunun 10 mm olduğu durum için taşıyıcı kol profillerinin eleman boyutunun değişimine karşın gerilmenin değişimi



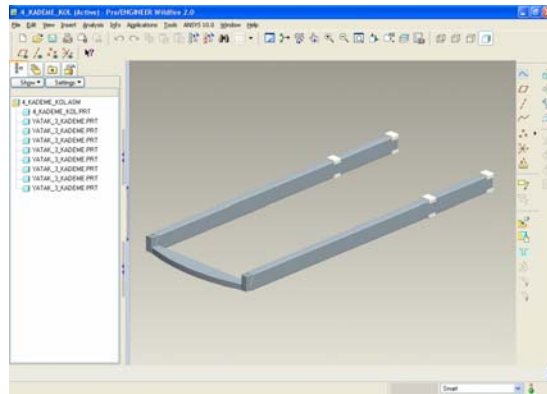
Şekil 3.5: Delrin yatak malzemesinin eleman boyutunun 15 mm olduğu durum için taşıyıcı kol profillerinin eleman boyutunun değişimine karşın gerilmenin değişimi

Grafiklerden de anlaşılacağı üzere delrin yatağın 10 ve 15 mm'lik eleman boyutunda taşıyıcı kol profillerinin 20 ile 24 mm'lik eleman boyutuna karşılık gelen gerilme değerlerinde nispi bir kararlılık bulunmaktadır (Şekil 3.4 ve Şekil 3.5). Eleman boyutu azaldıkça ve arttıkça gerilme değerleri kararlı durumdaki gerilme değerinden ıraksamaktadır. Bu sonuçlar 20 ile 24 arasındaki bir eleman boyutunun taşıyıcı kol profilleri için ideal olacağını göstermektedir. Bu çalışmada ise delrin yatağın 10 mm'lik eleman boyutuna karşılık taşıyıcı kol profiller için 20 mm'lik eleman boyutu kullanılmıştır.

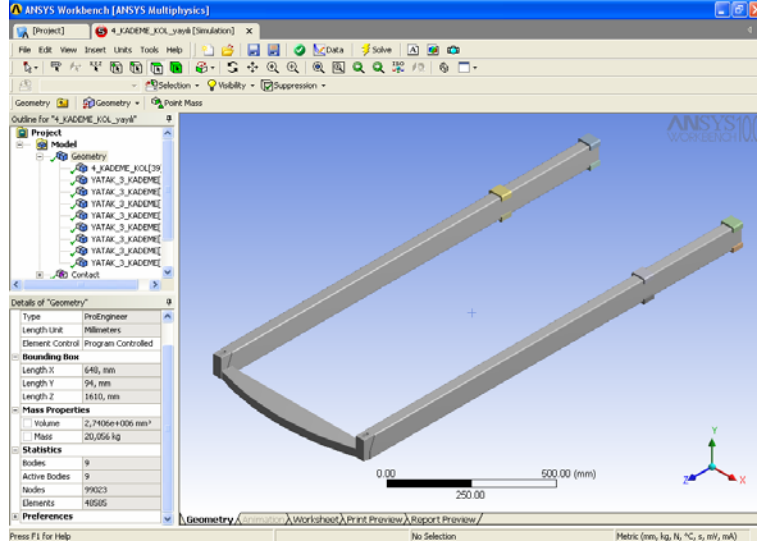
3.6. Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Paserella kademeleri lama, profil ve sac parçaların bükümünden elde edildiği için dizayn aşamasında kompleks yüzey modelleme komutları kullanılmamıştır. Dizayn aşamasında metrik birim sistemi kullanılmıştır. Pro/ENGINEER programının da kullanıcıya sunduğu parametrik özellikten yararlanılmıştır. Örneğin analiz sonucunda oluşan ölçü değişikliklerini modele kolaylıkla uygulayabilecek tarzda tasarım yapılmıştır.

Kademeleri oluşturan parçaların modelleri oluşturulmuş ve bir dosyaya kaydedilmiştir. Bu parça dosyaları montaj ortamında birleştirilerek analizi yapılacak model oluşturulmuştur (Şekil 3.6).

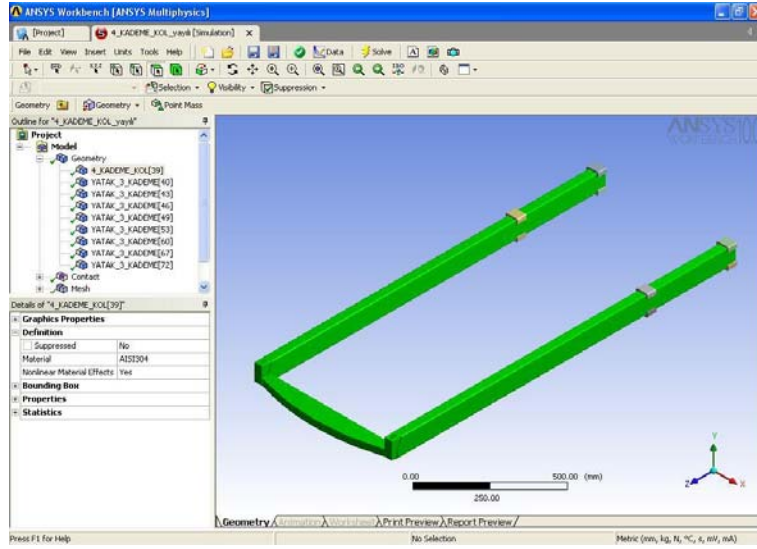


Şekil 3.6: Paserella modelinin Pro/ENGINEER da oluşturulması.



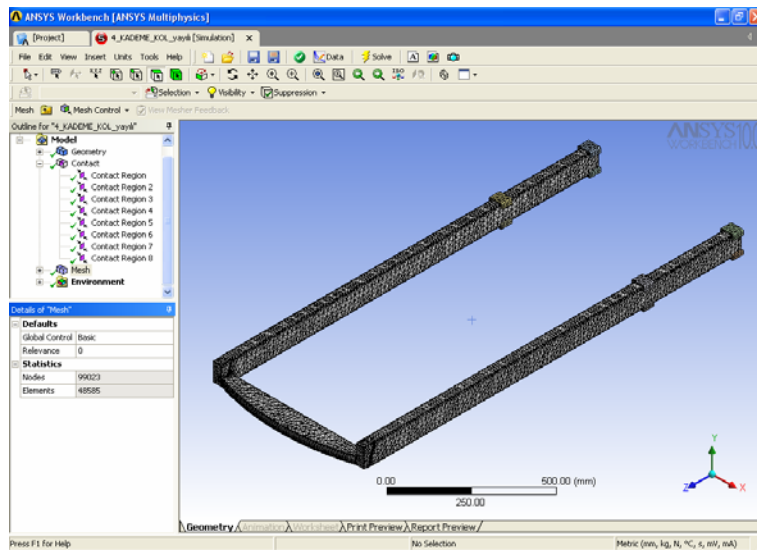
Şekil 3.7: Paserella modelinin ANSYS'e aktarılmış hali.

Şekil 3.7'de ANSYS Workbench programında model üzerinde yapılan tanımlamalar ekranın sol tarafında bulunan ürün ağacı olarak adlandırılan küçük ekranda görülmektedir. Project ana başlığı bütün tanımlamaları içermektedir. Model alt başlığı altında bulunan geometry başlığında ANSYS'ye aktarılan modelin geometrik özellikleri bulunmaktadır. Aktarım esnasında bütün parçaların malzeme özellikleri otomatik olarak yapısal çelik (structural steel) olarak tanımlanmaktadır. Özellikleri değiştirilmek istenen model bileşeninin tıklanmasıyla seçilen parçanın ekranda rengi değişir ve model ağacının altında bulunan penceresindeki maddeler de değişir. Bu yeni pencerede definition sekmesinin altındaki material menüsünde seçili parçanın malzeme özelliği görülmektedir. Bu özelliği değiştirmek için malzeme özelliğinin adının bulunduğu bölüme tıklanır. Açılan pencereden ANSYS malzeme kütüphanesinde bulunan malzeme özellikleri veya bunların dışındaki bir malzemenin özelliğini tanımlamak için New Material seçeneği seçilerek tanımlama yapılır (Şekil 3.8). Bu işlem her bir parça için tek tek yapılacağı gibi Ctrl tuşuna basılarak seçilen parçalar için toplu olarak tanımlama yapılabilir.



Şekil 3.8: Seçili paserella modeli bileşenin malzeme özelliklerinin görüntülenmesi

Montaj olarak aktarılan paserella modelinde montajlı parçalar arasında otomatik kontak tanımlaması yapılır. Paserellanın analiz modellerinde kol mekanizmaları ve delrin yataklar montaj halinde aktarıldığı için bunlar arasında bonded tipi kontak tanımlanmıştır. Bonded tipi kontak; kontak bölgesinde herhangi bir kayma veya kontak yüzeylerinde ayrılma olmaması durumunu tanımlamaktadır. Delrin yataklarda gömme başlı civatalarla profillere bağlandığı için bu tip bir kontak tanımlaması yapılmıştır.



Şekil 3.9: Paserellanın sonlu elemanlar modelinin ağ görünümü

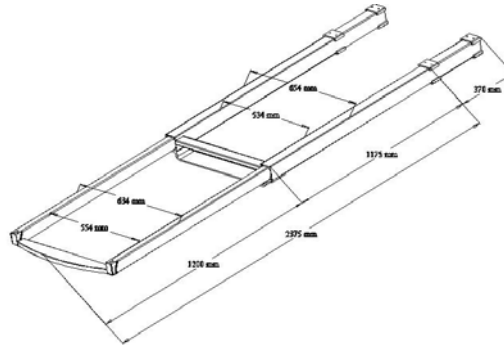
Model ana başlığının altında bulunan mesh (ağ) alt başlığında ise mesh (ağ) parametrelerine ulaşılmaktadır. Bu bölümde modellerin ağ modelleri oluşturulurken eleman büyüklükleri belirlenir. Dördüncü kademenin ağ modelinin oluşturulmasında delrin yatakların eleman boyutu 10 mm diğer konstrüksiyonun ise 20 mm olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak 99023 düğüm noktası ve 48585 elemandan oluşan bir ağ modeli oluşturulmuştur (Şekil 3.9).

3.7. Yükleme Koşulları ve Sınır Şartlar

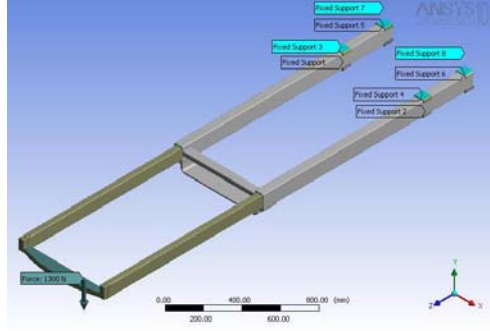
ANSYS Workbench'te Environment alt başlığında sınır şartları ve analiz sonucunda elde edilmek istenen değerlerin belirlendiği solution başlığı bulunmaktadır. Environment başlığı altında malzeme özelliklerinin dikkate alınacağı sıcaklık 22° C dir. Tanımlanan malzeme özellikleri ışığında sistemin ağırlığı, ağırlık merkezine yerleştirilir. Kuvvetin uygulama noktası, mesnet şekli ve uygulama noktaları belirlenir.

3.7.1. Yatak malzemesinin belirlenmesinde kullanılacak modelin yükleme durumu ve sınır şartları

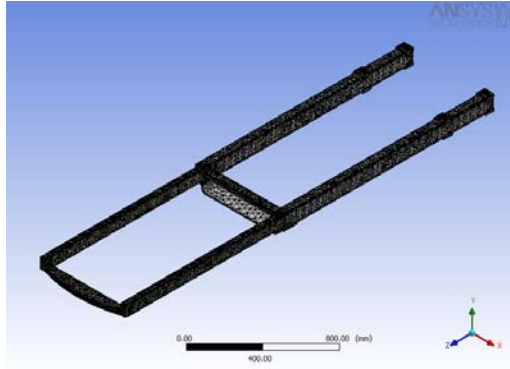
Yatak malzemesinin belirlenmesinde yatak elemanın malzeme özelliği olarak AISI 304, bronz SAE 40, alüminyum 8001-H18 ve delrin'den oluşan dört farklı tip malzeme Şekil 3.10'da genel boyutları ve Şekil 3.11'de yükleme durumu ve sınır şartları görülen montaj modelde test edilmiştir.



Şekil 3.10: Yatak malzemelerinin test edileceği modelin genel boyutları

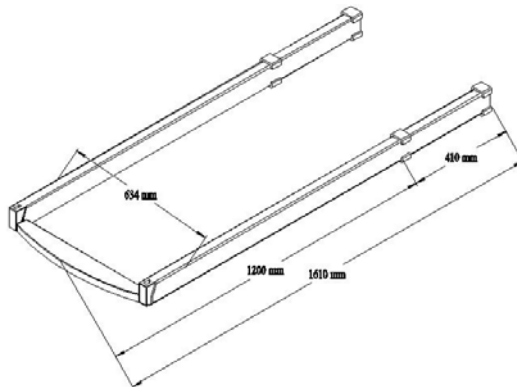


Şekil 3.11: Modele yükün ve sınır şartların uygulanması

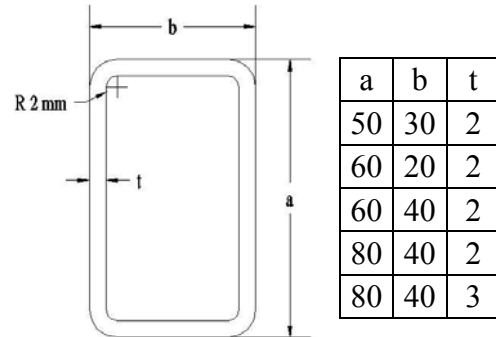


Şekil 3.12: Modelin sonlu elemanlara ayrılması

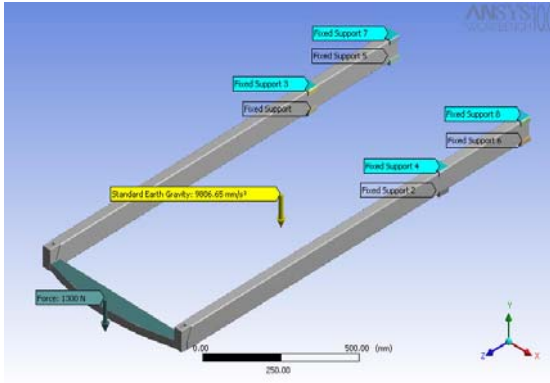
3.7.2. 4. kademe analiz modelinin yükleme durumu ve sınır şartları



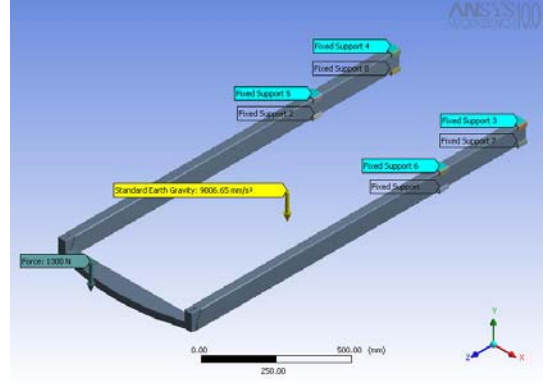
Şekil 3.13: 4.kadememin analizinde değişmeyen ölçüler



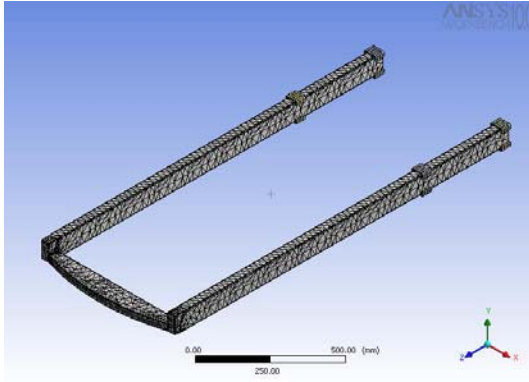
Şekil 3.14 : 4. kademe profil kesit ölçülerinde değişen parametreler



Şekil 3.15: Modelin yük ve sınır şartlarının uygulanması

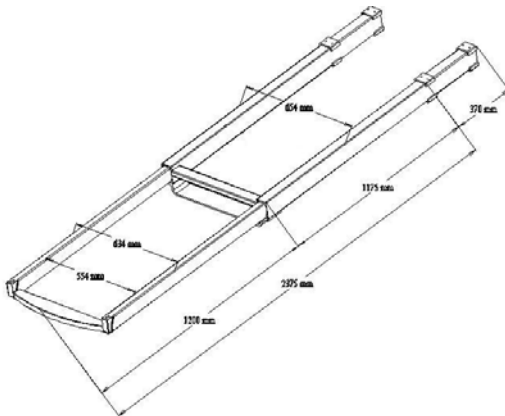


Şekil 3.16: Modelin tek taraflı yükleme durumu ve sınır şartlarının uygulanması

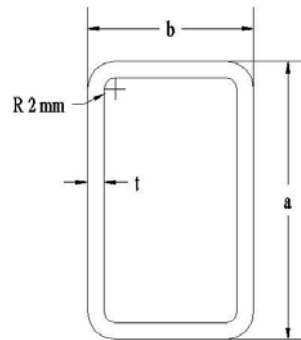


Şekil 3.17: Modelin sonlu elemanlara ayrılması

3.7.3. 3.kademe analiz modelinin yükleme durumu ve sınır şartları

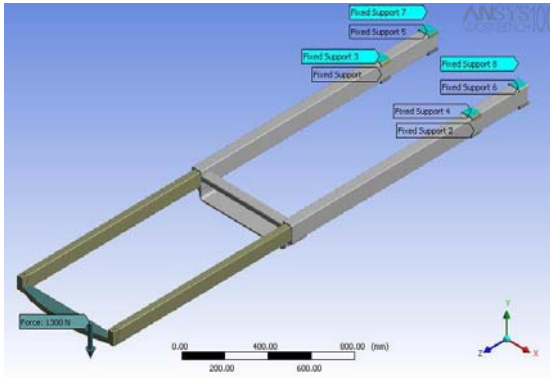


Şekil 3.18: 3.kademedenin analizinde değişmeyen ölçüler

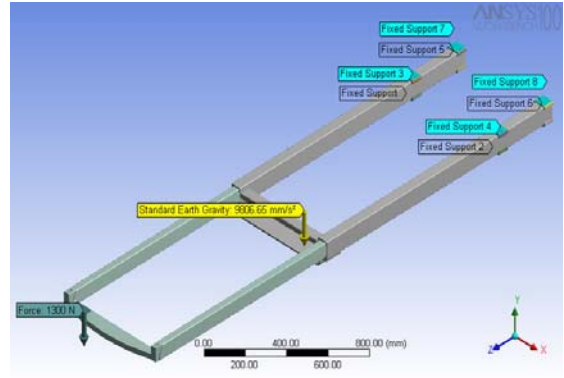


a	b	t
100	60	2
100	60	3

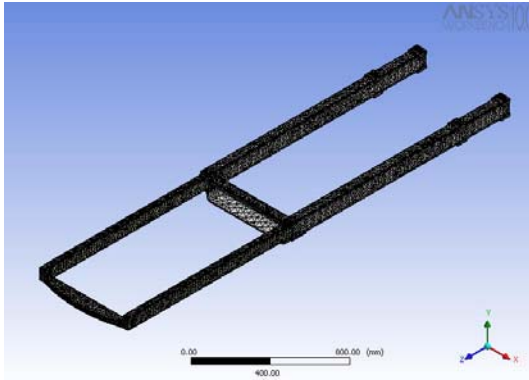
Şekil 3.19 : 3. kademe profil kesit ölçülerinde değişen parametreler



Şekil 3.20: Modele yükün ve sınır şartların uygulanması

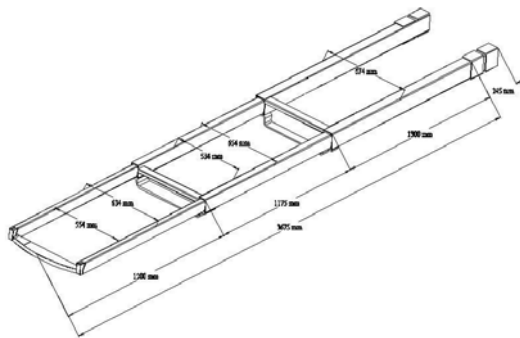


Şekil 3.21: Modelin tek taraflı yükleme durumu ve sınır şartların uygulanması

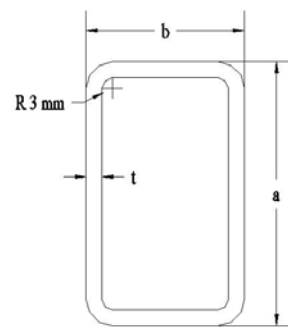


Şekil 3.22: Modelin sonlu elemanlara ayrılması

3.7.4. 2. kademe analiz modelinin yükleme durumu ve sınır şartları

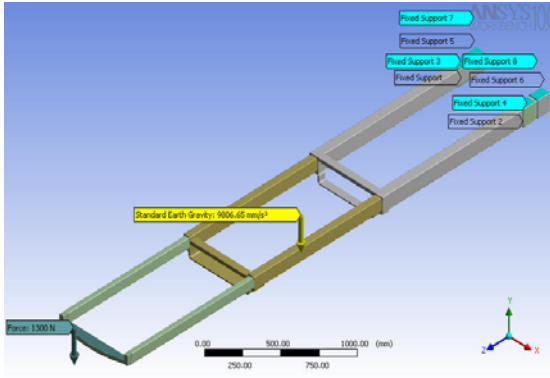


Şekil 3.23: 2.kademenin analizinde değişmeyen ölçüler

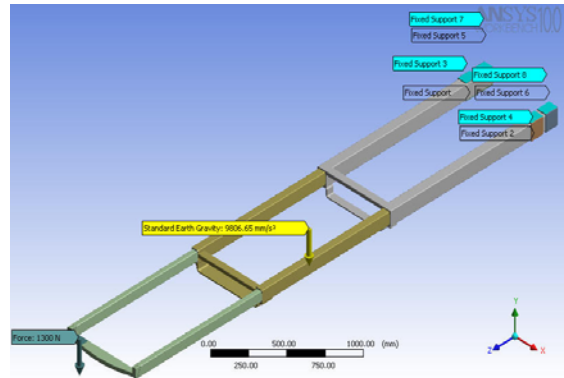


a	b	t
120	80	2
120	80	3

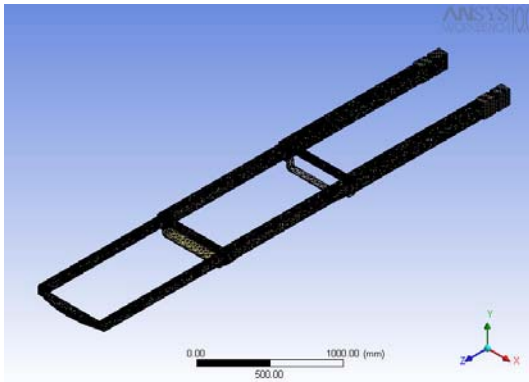
Şekil 3.24 : 2. kademe profil kesit ölçülerinde değişen parametreler



Şekil 3.25: Modele yükün ve sınır şartların uygulanması

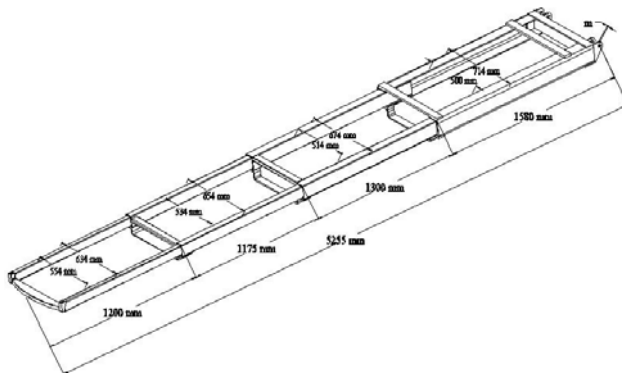


Şekil 3.26: Modelin tek taraflı yükleme durumu ve sınır şartların uygulanması

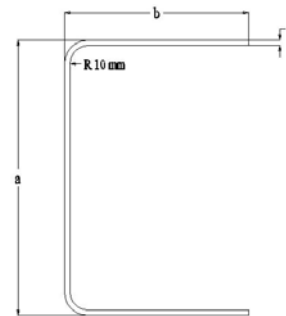


Şekil 3.27: Modelin sonlu elemanlara ayrılması

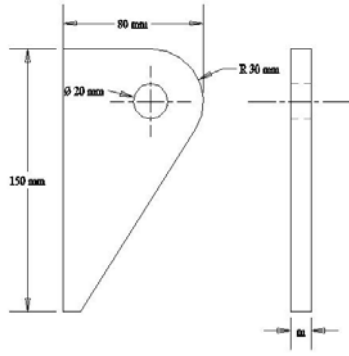
3.7.5. 1. kademe analiz modelinin yükleme durumu ve sınır şartları



Şekil 3.28: 1.kademenin analizinde değişmeyen ölçüler

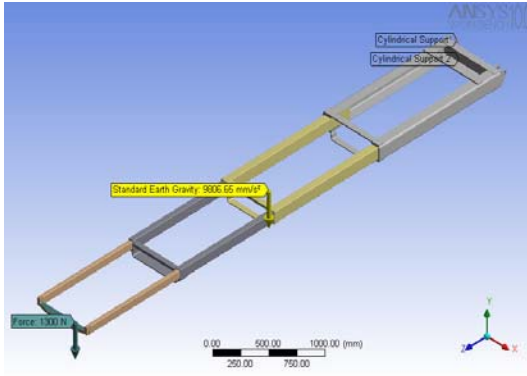


Şekil 3.29: 1. kademe profil kesit ölçülerinde değişen parametreler

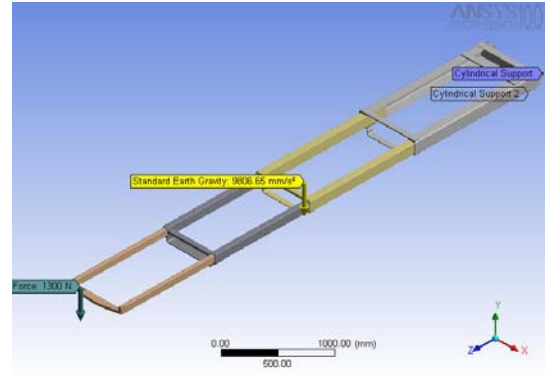


a	b	t	m
150	100	2	9
150	100	3	8
150	100	3	9

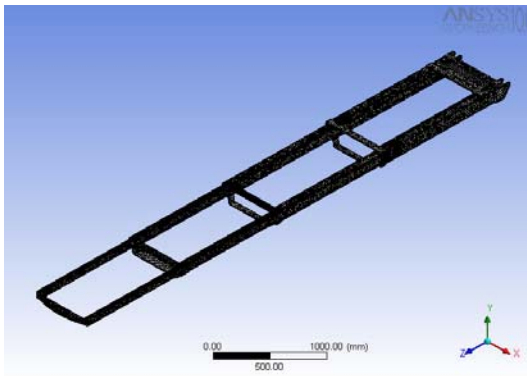
Şekil 3.30: Paserella bağlantı mapasının ölçülerinde sabit ve değişen parametreler



Şekil 3.31: Modele yükün ve sınır şartların uygulanması



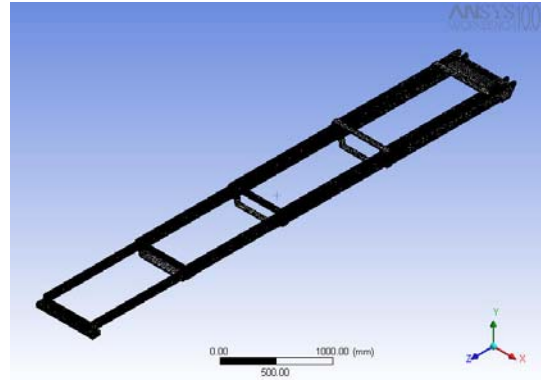
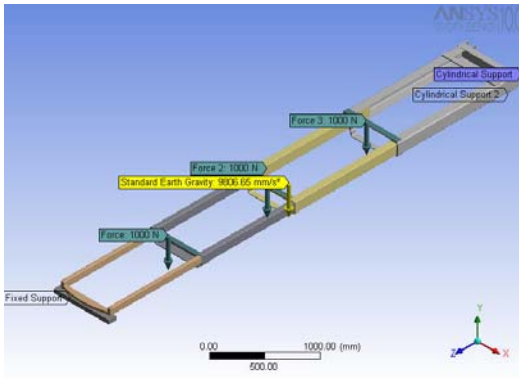
Şekil 3.32: Modelin tek taraflı yükleme durumu ve sınır şartların uygulanması



Şekil 3.33: Modelin sonlu elemanlara ayrılması

3.8. Paserella Üzerinde 3 Kişinin Bulunma Durumunun İnceleneceği Modelin Yükleme Durumu ve Sınır Şartları

Paserellanın tekerleklerinin tekne kaptanı tarafından takılıp paserellan tekerleklerinin karaya bastığı durumda paserella üzerinde 100 Kg'lık (1000 N) üç kişinin aynı anda bulunduğu durum için paserellaya Şekil 3.34'deki yükleme durumu ve sınır şartlar uygulanmıştır. Paserellanın ucunun zemine değdiği kısımdaki kontak tanımlamasında bounded yerine temas yüzeyinin normali doğrultusu haricindeki diğer yönlerdeki hareket serbestliğine izin vermesi için "Frictionless" tanımlanmıştır.

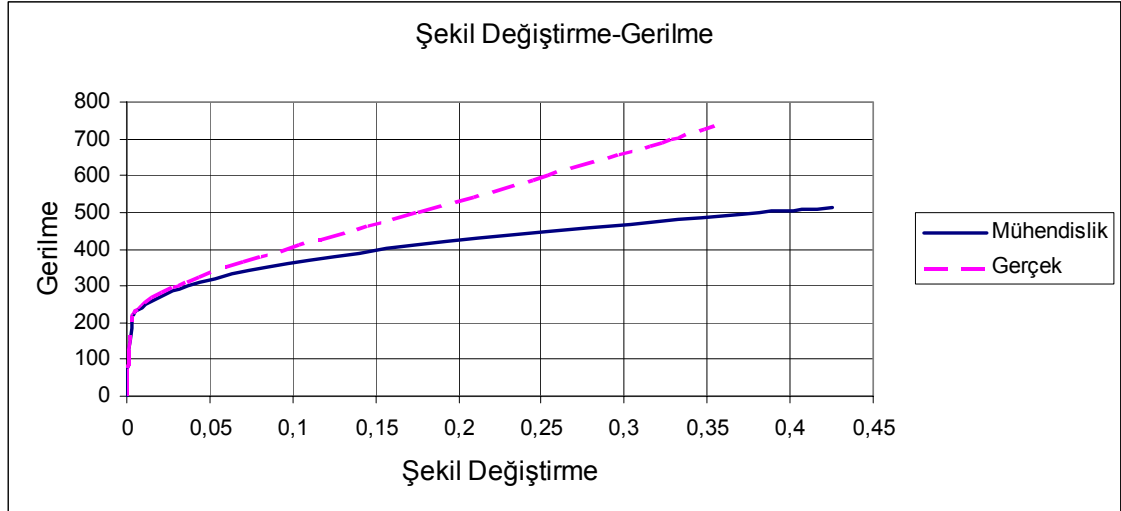


Şekil 3.34: Paserella tekerleklerinin karaya basması ve üzerinde üç kişinin bulunduğu durumda yük koşulları ve sınır şartlar **Şekil 3.35:** Modelin sonlu elemanlara ayrılması

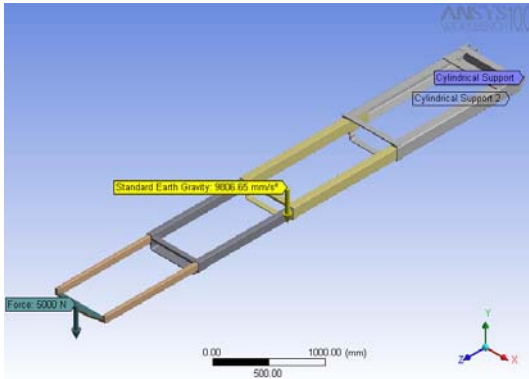
3.9. Paserellanın Elasto-Plastik Davranışının İnceleneceği Modelin Yükleme Durumu ve Sınır Şartları

Nihai kesit ölçüleri elde edilmiş paserellanın (Şekil 3.31) elast-plastik gerilme analizinde dördüncü kademe ön bağlantı lamasına 5000 N'luk bir kuvvetin etki ettiği durum değerlendirilmiştir. Kol profillerinin malzeme özelliği olarak Chen ve Young'ın yapmış oldukları çalışmadan yararlanılmış ve AISI 304 paslanmaz çelik için mühendislik gerilme şekil değiştirme grafiği elde edilmiştir. Bu eğri gerçek gerilme

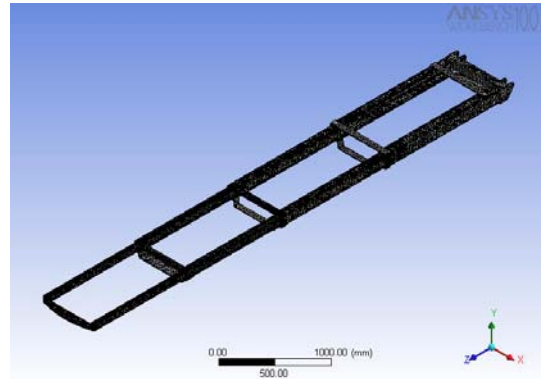
şekil değiştirme grafiğine dönüştürülmüştür. Elde edilen gerilme şekil değiştirme grafiği ANSYS Workbench'te yapılan elasto-plastik gerilme analizinde kullanılmıştır.



Şekil 3.36: AISI 304 paslanmaz çelik için mühendislik ve gerçek şekil değiştirme gerilme eğrisi



Şekil 3.37: Paserellanın dördüncü kademe ön bağlantı lamasında 5000N'luk bir yük bulunduğu durumda elasto-plastik gerilme analizi için yükleme şekli ve sınır şartları ayrılması



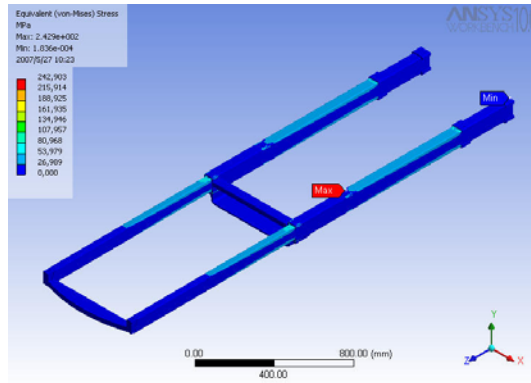
Şekil 3.38: Modelin sonlu elemanlara ayrılması

4 ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

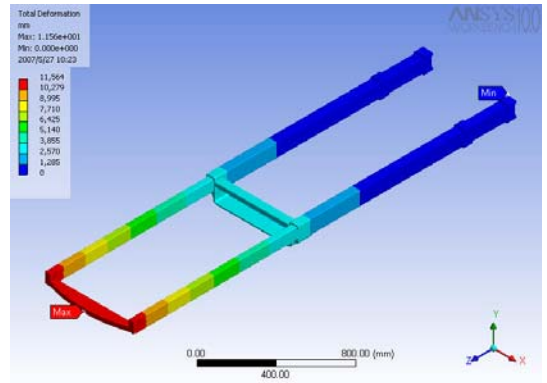
4.1. Yatak Malzemesinin Belirlenmesi

4.1.1 AISI 304 yatak malzemesin analizi

AISI 304 yatak malzemesi kullanıldığı durumda sistemin Şekil 4.1’de gerilmenin kol profillerinin yatak ile temasta olduğu bölgede biriktiği görülmüştür. Bu bölgedeki en yüksek gerilme değeri olarak 242,903 MPa ve Şekil 4.2’de de görüldüğü gibi sistemdeki en büyük şekil değiştirme değeri 11.564 mm olarak pasarella dördüncü kademe ön bağlantı lamasında oluştuğu saptanmıştır. Elde edilen değerlerden de anlaşılacağı üzere bu yatak malzemesin kullanımı uygun değildir ve yatak malzemesi değiştirilmelidir.



Şekil 4.1: Yatak malzemesi olarak AISI 304’ün kullanıldığı durumda modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı

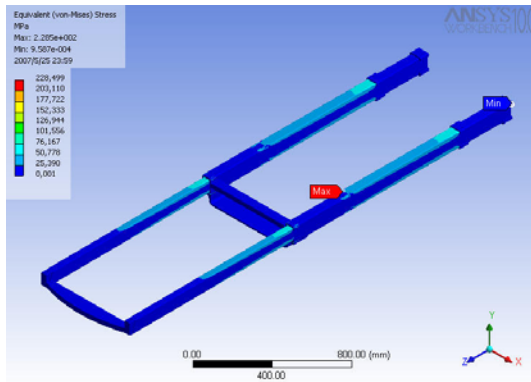


Şekil 4.2: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

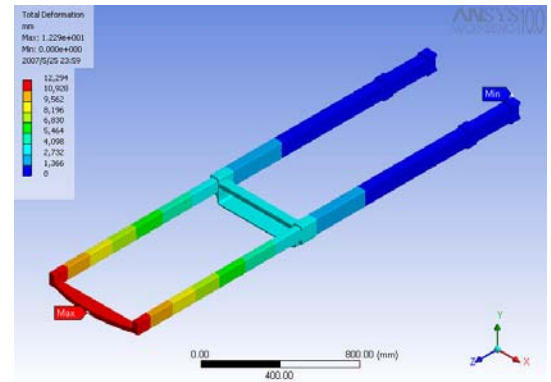
4.1.2 Bronz SAE 40 yatak malzemesin analizi

AISI 304 yatak malzemesinin elastisite modülüne göre daha düşük elastisite modülüne sahip bronz SAE 40 yatak malzemesi kullanıldığında sistemin gerilme analizi

sonuçlarından gerilmenin kol profillerinin yatak ile temasta olduğu bölgede biriktiği saptanmıştır. Bu bölgedeki en yüksek gerilme değeri Şekil 4.3’de görüldüğü üzere 228,499 MPa ve Şekil 4.4’den de görüldüğü gibi sistemdeki en büyük şekil değiştirme pasarella dördüncü kademe ön bağlantı lamasında 12, 294 mm olarak elde edilmiştir. Elde edilen değerlerden de anlaşılacağı üzere bu yatak malzemesin kullanımı uygun değildir bu nedenle başka bir yatak malzemesi denenmelidir.



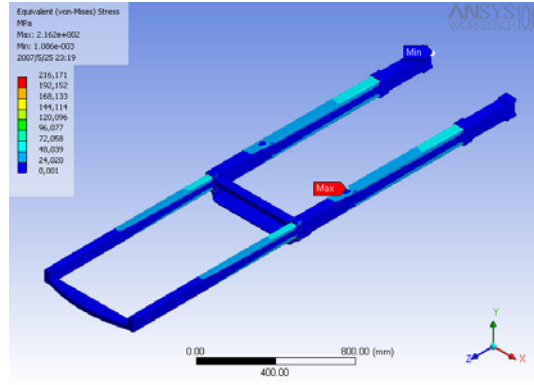
Şekil 4.3: Yatak malzemesi olarak Bronz SAE 40’ın kullanıldığı durumda modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



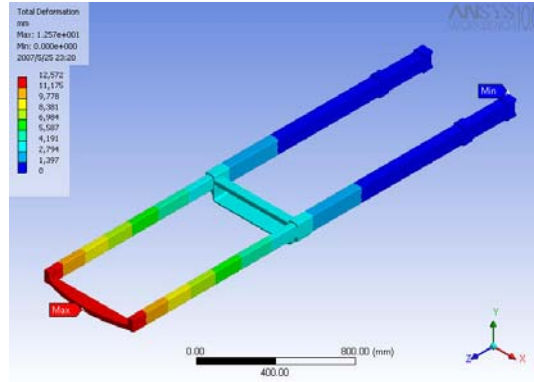
Şekil 4.4: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.1.3 Alüminyum 8001-H18 yatak malzemesin analizi

Bronz SAE 40 yatak malzemesine göre daha düşük elastisite modülüne sahip Alüminyum 8001-H18 yatak malzemesi kullanıldığında Şekil 4.5’de verilen sistemin gerilme analizi sonuçlarından gerilmenin kol profillerinin yatak ile temasta olduğu bölgede biriktiği gözlemlenmiştir. Bu bölgedeki en yüksek gerilme değeri olarak 216, 171 MPa ve sistemdeki en büyük şekil değiştirme ise 12, 572 mm olarak bulunmuştur (Şekil 4.6). Elde edilen değerlerden de anlaşılacağı üzere bu yatak malzemesin kullanımı uygun değildir. Bu yatak malzemesi değiştirilerek yeni bir analiz yapılmalıdır.



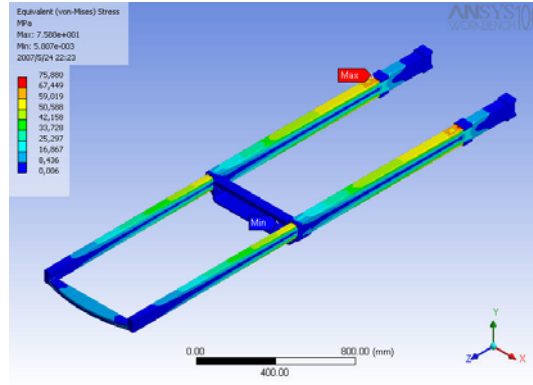
Şekil 4.5: Yatak malzemesi olarak alüminyum 8001-H18'in kullanıldığı durumda modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



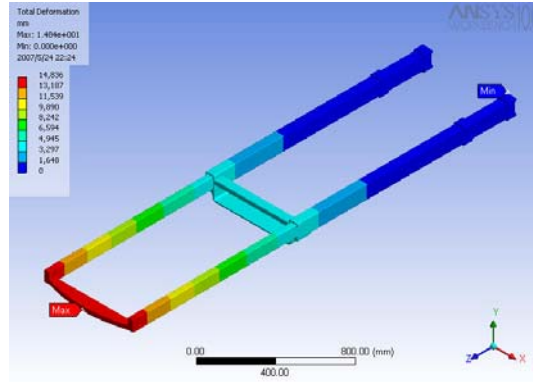
Şekil 4.6: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.1.4 Delrin yatak malzemesin analizi

Alüminyum 8001-H18 yatak malzemesinin elastisite modülüne göre daha düşük elastisite modülüne sahip delrin yatak malzemesi kullanıldığında sistemin gerilme analizi sonuçlarından gerilmenin beklendiği gibi kol profillerinin mesnetli yatak malzemesi ile temasta olduğu bölgede görülmüştür. Bu bölgedeki en yüksek gerilme değeri olarak 75, 8 MPa (Şekil 4.7) ve sistemdeki toplam yer değiştirme 14, 836 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 4.8). Elde edilen değerlerden de anlaşılacağı üzere bu yatak malzemesin en uygun yatak malzemesi olduğu belirlenmiştir. Bu sonuç doğrultusunda bundan sonraki paserella kademelerini analizinde yatak malzemesi olarak delrin yataklar kullanılmıştır.



Şekil 4.7: Yatak malzemesi olarak delrin'in kullanıldığı durumda modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



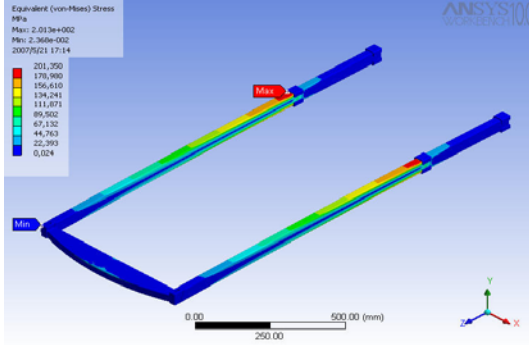
Şekil 4.8: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.2. 4. Kadememin Analizi

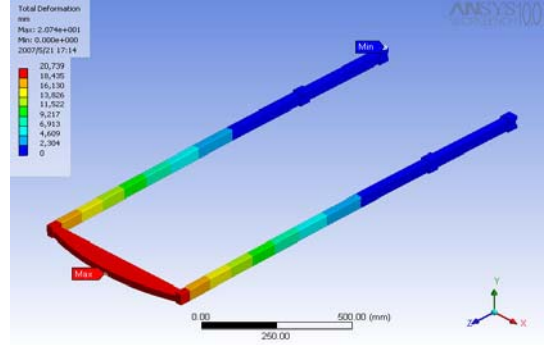
4.2.1. 50x30x2 mm kesit ölçülerine sahip 4. kadememin ortadan yükleme durumu

50x30x2 mm dördüncü kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademe ön bağlantı lamasına 1300N'luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme Şekil 4.9'da görüldüğü üzere kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 201, 35 MPa olarak gözlenmiştir. En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellanın uç noktasında 20,739 mm olduğu saptanmıştır (Şekil 4.10). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup

olmadığı değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{201,35} = 1,01$ olarak elde edilir. $S < S_s$ olduğundan sistem emniyetli sayılmaz. Sistemi emniyetli hale getirmek için profil ölçüleri değiştirilmelidir.



Şekil 4.9: 50x30x2 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3.15'te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



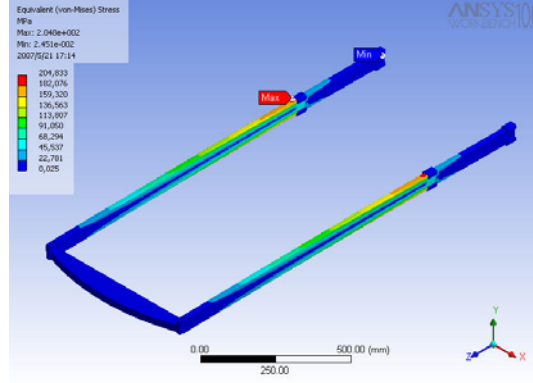
Şekil 4.10: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.2.2. 60x20x2 mm kesit ölçülerine sahip 4. kademenin ortadan yükleme durumu

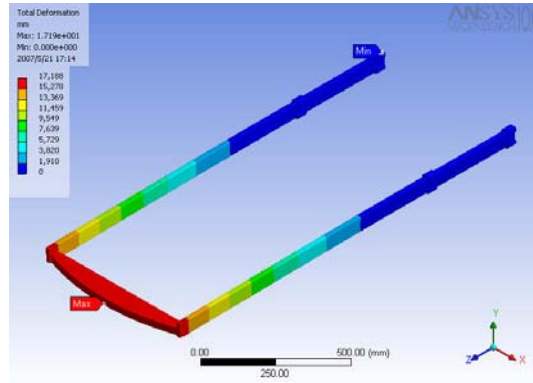
60x20x2 mm dördüncü kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N'luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 204, 833 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.11). En büyük toplam şekil değişimi ise yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellanın uç noktasında oluşmuştur ve değeri 17,188 mm'dir (Şekil 4.12). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı

değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{204,833} = 1$ olarak elde edilir. $S < S_s$ olduğundan

sistem emniyetli sayılmaz. Sistemi emniyetli hale getirmek için başka profil ölçüleri denenmelidir.



Şekil 4.11: 60x20x2 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3.15'te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı

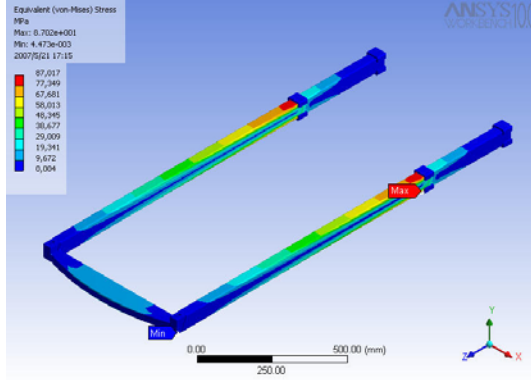


Şekil 4.12: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

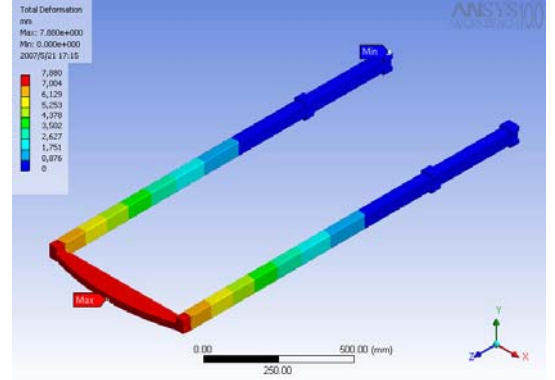
4.2.3. 60x40x2 mm kesit ölçülerine sahip 4. kademenin ortadan yükleme durumu

60x40x2 mm dördüncü kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön bağlantı lamasına 1300N'luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme Şekil 4.13'deki Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımından da görüldüğü üzere kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 87, 017 MPa olarak gözlenmiştir. En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellanın uç noktasında 7,88 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 4.14). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa;

$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{87,017} = 2,3$ olarak elde edilir. $S < S_s$ olduğundan sistem emniyetli sayılmaz. Sistemi emniyetli hale getirmek için profil ölçüleri değiştirilmeli ve yeni ölçülerle sistem yeniden denenmelidir.



Şekil 4.13: 60x40x2 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3.15'te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



Şekil 4.14: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.2.4. 80x40x2 mm kesit ölçülerine sahip 4. kademenin ortadan yükleme durumu

Çizelge 4.1. Model özellikleri

Adı	Malzeme Özelliği	Malzeme Boyutları (mm)	Kütle (kg)	Hacim (mm ³)	Nod sayısı	Eleman sayısı
4_KADEME	" AISI304 "	632, 84, 1 610	15,43	$1,93 \times 10^6$	67 267	33 483
DELRİN YATAK(8 Adet)	" DELRİN "	54, 20, 40	0,02	21,760	429	56

Çizelge 4.2. Kontak özellikleri

Adı	Tipi	İlgili Modeller	Alan
Kontak Bölgesi 1	Bonded	4_KADEME ve DELRİN YATAK	Yüzey, Yüzey
Kontak Bölgesi 2	Bonded	4_KADEME ve DELRİN YATAK	Yüzey, Yüzey

<i>Kontak Bölgesi 3</i>	Bonded	4_KADEME ve DELRİN YATAK	Yüzey, Yüzey
<i>Kontak Bölgesi 4</i>	Bonded	4_KADEME ve DELRİN YATAK	Yüzey, Yüzey
<i>Kontak Bölgesi 5</i>	Bonded	4_KADEME ve DELRİN YATAK	Yüzey, Yüzey
<i>Kontak Bölgesi 6</i>	Bonded	4_KADEME ve DELRİN YATAK	Yüzey, Yüzey
<i>Kontak Bölgesi 7</i>	Bonded	4_KADEME ve DELRİN YATAK	Yüzey, Yüzey
<i>Kontak Bölgesi 8</i>	Bonded	4_KADEME ve DELRİN YATAK	Yüzey, Yüzey

Çizelge 4.3. Sonlu elemanlar ağ özellikleri

Adı	Tipi	Eleman Boyutu	İlgili Modeller
<i>Boyut 1</i>	Hacim Boyutu	20 mm	4_KADEME
<i>Boyut 2</i>	Hacim Boyutu	10 mm	DELİRİN YATAK

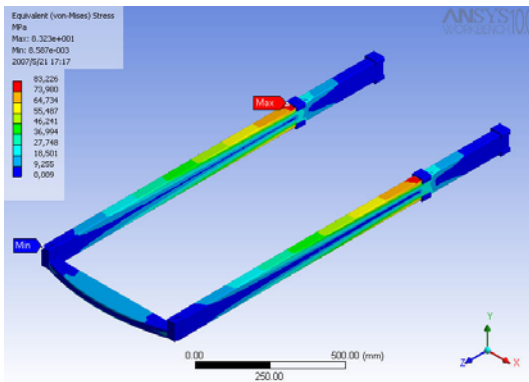
Çizelge 4.4. Mesnet özellikleri ve tepki değerleri

Adı	Tipi	Tepki Kuvvetleri	Tepki Kuvvetleri Vektörel	Tepki Momenti	Tepki Momenti Vektörel	İlgili Modeller
<i>Sabit Mesnet 1</i>	Sabit yüzeyler	10 216,72N	$[-20,0 \text{ N x},$ $1 394,9 \text{ N y},$ $10 121,03 \text{ N z}]$	14 039,85 N·mm	$[-12 612,74 \text{ N·mm x},$ $5 264,31 \text{ N·mm y},$ $-3 213,01 \text{ N·mm z}]$	<i>Ön alt bölümdeki delrin yataklar</i>
<i>Sabit Mesnet 2</i>	Sabit yüzeyler	1 554,42 N	$[-2,26 \text{ N x},$ $-800,01 \text{ N y},$ $1 332,74 \text{ N z}]$	1 719,21 N·mm	$[1 596,09 \text{ N·mm x},$ $-478,41 \text{ N·mm y},$ $423,45 \text{ N·mm z}]$	<i>Arka üst bölümdeki delrin yataklar</i>
<i>Sabit Mesnet 3</i>	Sabit yüzeyler	10 197,4 N	$[17,26 \text{ N x},$ $1 367,02 \text{ N y},$ $-10 105,34 \text{ N z}]$	7 124,84 N·mm	$[-5 719,98 \text{ N·mm x},$ $-1 347,95 \text{ N·mm y},$ $4 028,42 \text{ N·mm z}]$	<i>Ön üst bölümdeki delrin yataklar</i>
<i>Sabit Mesnet 4</i>	Sabit yüzeyler	1 575,93 N	$[5,0 \text{ N x},$ $-815,65 \text{ N y},$ $-1 348,43 \text{ N z}]$	3 207,4 N·mm	$[2 042,7 \text{ N·mm x},$ $-2 472,67 \text{ N·mm y},$ $-25,95 \text{ N·mm z}]$	<i>Arka alt bölümdeki delrin yataklar</i>

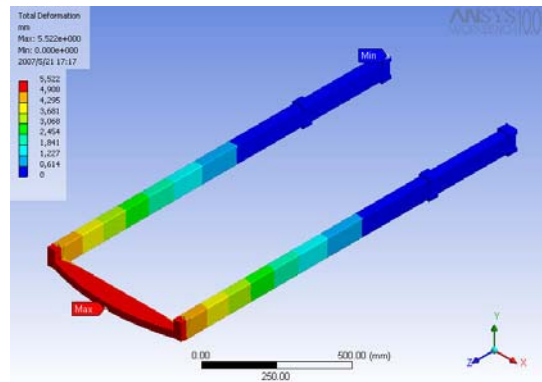
Çizelge 4.5. Analiz sonucu elde edilen uçdeğerler

Adı	Minimum	Maksimum	Minimum Görüldüğü Yer	Maksimum Görüldüğü Yer
Eşdeğer Gerilme (Von-Mises)	$8,59 \times 10^{-3}$ MPa	83, 23 MPa	4_KADEME	4_KADEME
Toplam Yer Değiştirme	0 mm	5, 52 mm	DELİRİN YATAK	4_KADEME

Model özellikleri Çizelge 4.1’de verilen 80x40x2 mm dördüncü kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme Şekil 4.15’ten de görüldüğü üzere kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 83, 226 MPa olarak gözlenmiştir (Çizelge 4.5) . Şekil 4.16’dan da görüldüğü gibi en büyük şekil değiştirme yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellanın uç noktasında 5,522 mm olduğu sonucuna ulaşılmıştır (Çizelge 4.5). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{83,226} = 2,4$ olarak elde edilir. $S < S_s$ olduğundan sistem emniyetli sayılmaz. Sistemi emniyetli hale getirmek için profil kalınlığının artırılması gerektiği sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.15: 80x40x2 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademelin Şekil 3. 15’te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



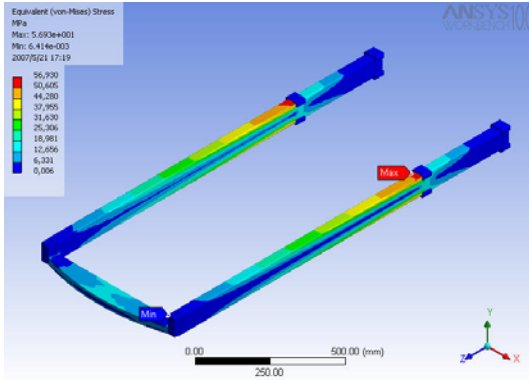
Şekil 4.16: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.2.5. 80x40x3 mm kesit ölçülerine sahip 4. kadememin ortadan yükleme durumu

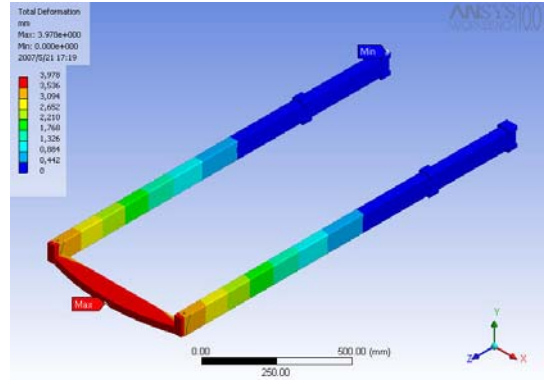
80x40x3 mm dördüncü kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N'luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 56, 93 MPa olarak bulunmuştur (Şekil 4.17). En büyük şekil ise Şekil 4.18'de görüldüğü üzere yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellanın uç noktasında 3,978 mm olarak saptanmıştır. Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa;

$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{56,93} = 3,6 \text{ olarak elde edilir. } S \geq S_s \text{ olduğundan sistem emniyetlidir.}$$

Ancak bu profil kesit ölçülerinin üretimde kullanılabilirliğini doğrulamak için kuvvetin lamanın bir kenarına uygulandığı durumunda test edilmesi gereklidir.



Şekil 4.17: 60x40x3 mm kesit ölçülerine sahip 4.kadememin Şekil 315'te görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı

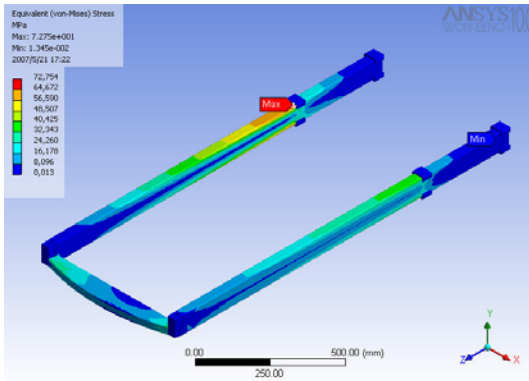


Şekil 4.18: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

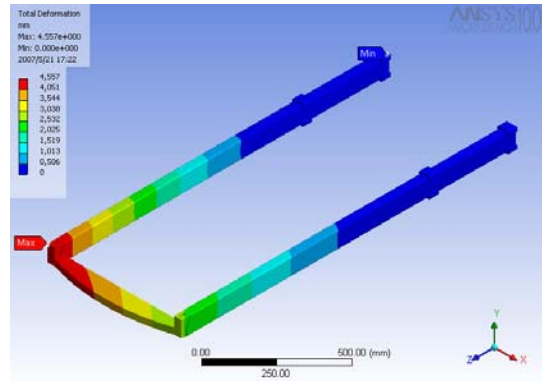
4.2.6. 80x40x3 mm kesit ölçülerine sahip 4. kadememin tek taraflı yükleme durumu

80x40x3 mm dördüncü kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasının bir kenarına 1300N'luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme

kuvvetin uygulandığı taraftaki kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 72,754 MPa olarak gözlenmiştir (Şekil 4.19). En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı tarafta ve mesnetlerden en uzak noktada oluşmaktadır ve değeri 4,557 mm'dir (Şekil 4.20). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{AK}}{\sigma} = \frac{205}{72,754} = 2,8$ olarak elde edilir. $S \geq S_s$ olduğundan sistem emniyetlidir. Bu profil kesit ölçülerinde üretim yapılabilir.



Şekil 4.19: 60x40x3 mm kesit ölçülerine sahip 4.kademenin Şekil 3. 16'da görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



Şekil 4.20: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.3. 3. Kademenin Analizi

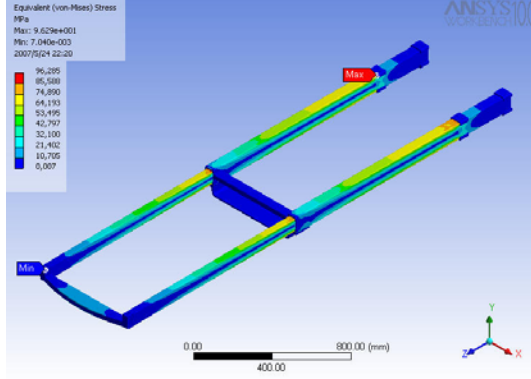
4.3.1. 100x60x2 mm kesit ölçülerine sahip 3. kademenin ortadan yükleme durumu

100x60x2 mm üçüncü kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N'luk kuvvet uygulandığı durumda sistemdeki en büyük gerilme Şekil 4.21'de görüldüğü üzere üçüncü kademe kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 96, 205 MPa olarak gözlenmiştir. Şekil 4.22'de görüldüğü gibi en büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellanın uç

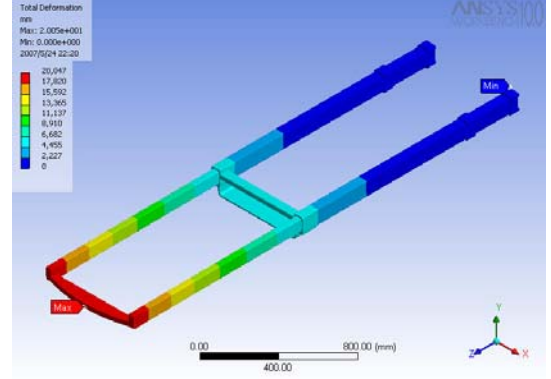
noktasında 20,047 mm olarak bulunmuştur. Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa;

$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{96,205} = 2,1 \text{ olarak elde edilir. } S < S_s \text{ olduğundan sistem emniyetli}$$

sayılmaz. Sistemi emniyetli hale getirmek için daha kalın bir profil denenmelidir.



Şekil 4.21: 100x60x2 mm kesit ölçülerine sahip 3.kademenin Şekil 3.20’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



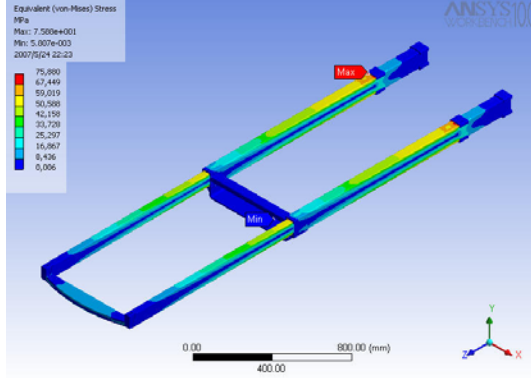
Şekil 4.22: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.3.2. 100x60x3 mm kesit ölçülerine sahip 3. kademenin ortadan yükleme durumu

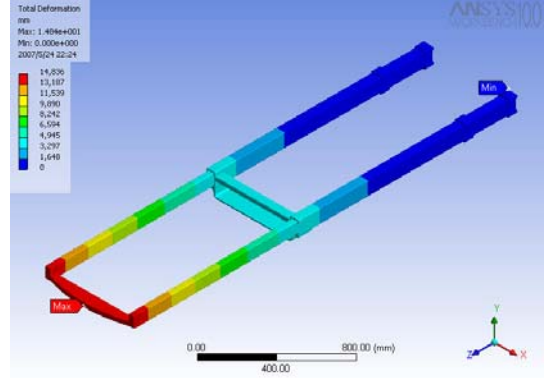
100x60x3 mm üçüncü kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme üçüncü kademenin kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede ve değerinin 75, 88 MPa olduğu görülmüştür (Şekil 4.23). En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellanın uç noktasında 14,836 mm olarak saptanmıştır (Şekil 4.24). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin

emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{75,88} = 2,7$ olarak elde

edilir. $S \geq S_s$ olduğundan sistem emniyetlidir. Ancak bu profil kesit ölçülerinin üretimde kullanılabilirliğinden emin olmak için kuvvetin lamanın bir kenarına uygulandığı durumda denmelidir.



Şekil 4.23: 100x60x3 mm kesit ölçülerine sahip 3.kademenin Şekil 3.20’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



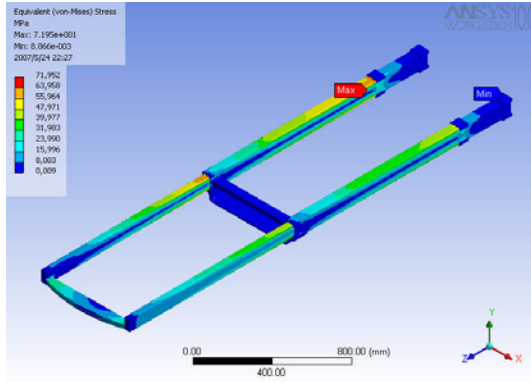
Şekil 4.24: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.3.3. 100x60x3 mm kesit ölçülerine sahip 3. kademenin tek taraflı yükleme durumu

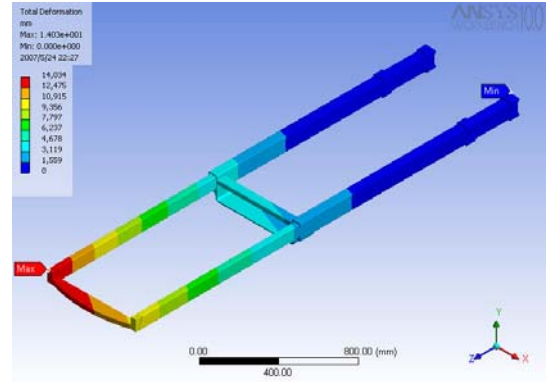
100x60x3 mm üçüncü kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasının bir kenarına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme Şekil 4.25’deki Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımından da görüldüğü gibi kuvvetin uygulandığı taraftaki üçüncü kademenin kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 71,952 MPa olarak bulunmuştur. En büyük şekil değişimi ise yükün uygulandığı tarafta ve mesnetlerden en uzak noktada 14,034 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.26). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup

olmadığı değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{71,952} = 2,8$ olarak elde edilir. $S \geq S_s$

olduğundan sistem emniyetlidir. Bu profil kesit ölçülerinde üretim uygundur.



Şekil 4.25: 100x60x3 mm kesit ölçülerine sahip 3.kademedenin Şekil 3.21’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



Şekil 4.26: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

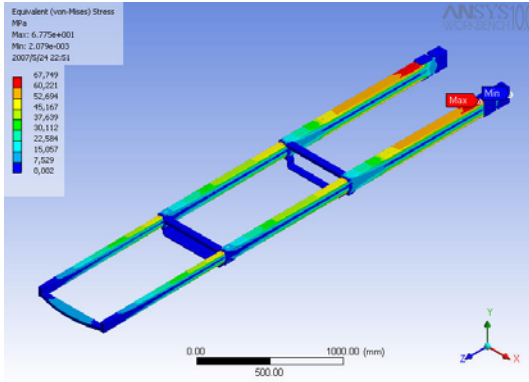
4.4. 2. Kademenin Analizi

4.4.1 120x80x2 mm kesit ölçülerine sahip 2. kademenin ortadan yükleme durumu

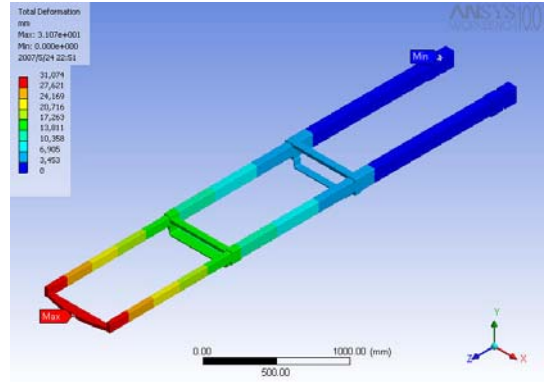
120x80x2 mm ikinci kademe kesit ölçüsüne sahip paserellann dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme Şekil 4.27’de görüldüğü üzere ikinci kademenin kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 67,749 MPa olarak gözlenmiştir. En büyük şekil değiştirme ise Şekil 4.28’den de görüldüğü gibi yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellann uç noktasında 31,074 mm olarak saptanmıştır. Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa;

$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{67,749} = 3 \text{ olarak elde edilir. } S \geq S_s \text{ olduğundan sistem emniyetlidir. Ancak}$$

bu profil kesit ölçülerinin üretimde kullanılabilirliğini doğrulamak için Şekil 3.26’daki yükleme koşulu ve sınır şartlarında test edilmesi gereklidir.



Şekil 4.27: 120x80x2 mm kesit ölçülerine sahip 2.kademenin Şekil 3. 25’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



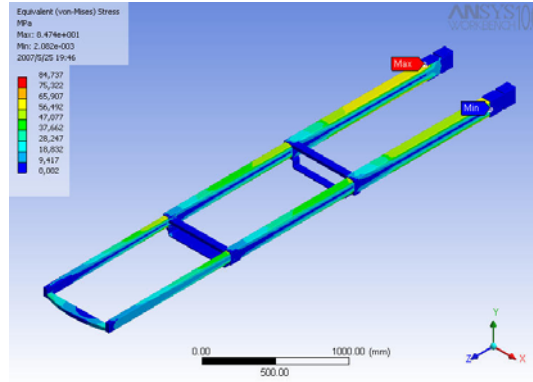
Şekil 4.28: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.4.2 120x80x2 mm kesit ölçülerine sahip 2. kademenin tek taraftan yükleme durumu

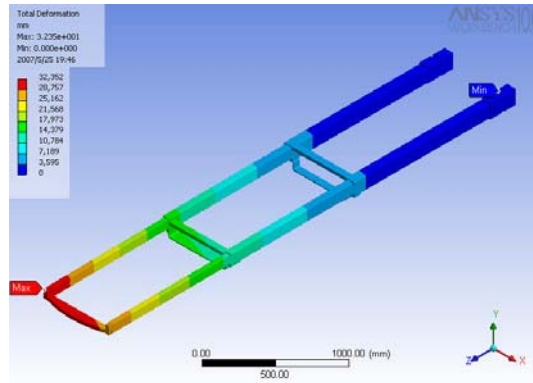
120x80x2 mm ikinci kademe kesit ölçüsüne sahip paserellann dördüncü kademesinin ön lamasının bir kenarına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda sistemdeki en büyük gerilme ikinci kademe kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede olduğu ve 84, 737 MPa değerine sahip olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.29). En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellann uç noktasında 32,357 mm olduğu sonucuna ulaşılmıştır (Şekil 4.30). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa;

$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{84,737} = 2,4 \text{ olarak elde edilir. } S < S_s \text{ olduğundan sistem emniyetli}$$

sayılmaz. Sistemi emniyetli hale getirmek için daha kalın bir profil kullanılmalıdır.



Şekil 4.29: 120x80x2 mm kesit ölçülerine sahip 2.kadememin Şekil 3. 26’da görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



Şekil 4.30: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.4.3 120x80x3 mm kesit ölçülerine sahip 2. kadememin ortadan yükleme durumu

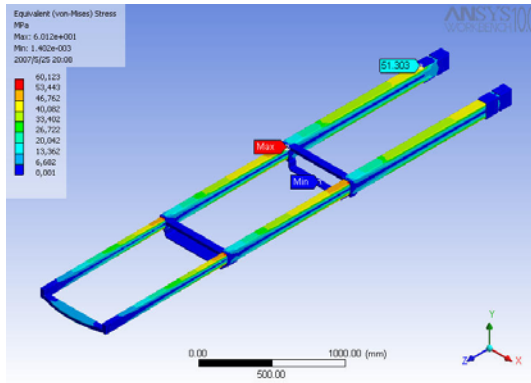
120x80x3 mm ikinci kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme Şekil 4.31’deki Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımından da görüldüğü gibi üçüncü kadememin kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 60, 123 MPa olarak gözlenmiştir. Ancak ikinci kademendeki en büyük gerilme ikinci kadememin kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 51, 303 MPa olarak saptanmıştır. En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı yani mesnetlerden en uzak nokta olan paserellanın uç noktasında

25,29 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 4.32). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa;

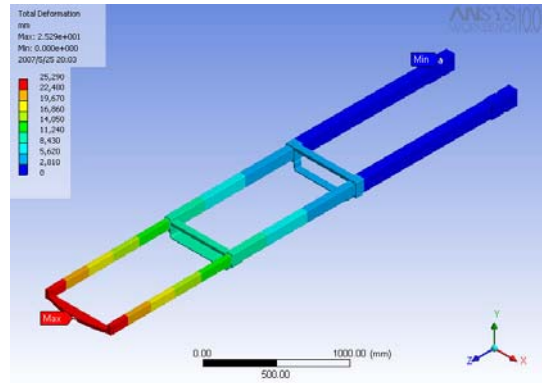
$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{51,303} = 3,9 \text{ olarak elde edilir. } S \geq S_s \text{ olduğundan seçilen profil emniyetlidir.}$$

$$\text{Sistem değerlendirildiğinde; } S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{60,123} = 3,4 \text{ olarak elde edilir. } S \geq S_s$$

olduğundan sistem emniyetlidir. Ancak bu profil kesit ölçülerinin üretimde kullanılabilirliğini doğrulamak için kuvvetin lamanın bir kenarına uygulandığı durumunda test edilmesi gereklidir.



Şekil 4.31: 120x80x3 mm kesit ölçülerine sahip 2.kademenin Şekil 3.25’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



Şekil 4.32: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.4.4 120x80x3 mm kesit ölçülerine sahip 2. kademenin tek taraflı yükleme durumu

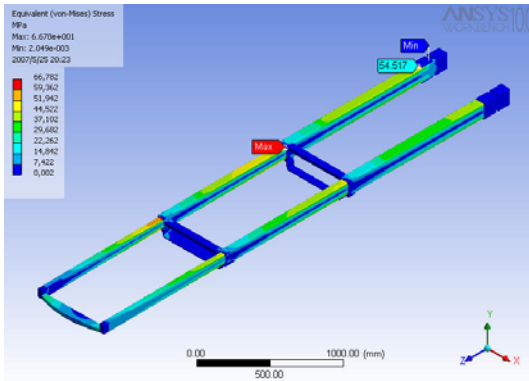
120x80x3 mm ikinci kademe kesit ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasının bir kenarına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme üçüncü kademenin kol profili ile delrin yatağın birleştiği bölgede 66, 782 MPa olarak gözlenmiştir. Ancak ikinci kademendeki en büyük gerilme ikinci kademenin kol profili

ile delrin yatağın birleştiği bölgede 54, 517 MPa olarak saptanmıştır (Şekil 4.33). En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı tarafta ve mesnetlerden en uzak noktada 26,394 mm olarak bulunmuştur (Şekil 4.34). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa;

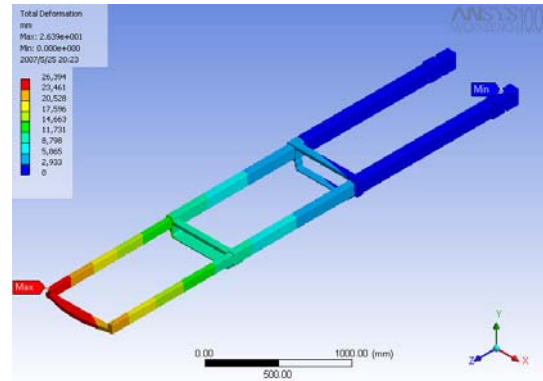
$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{54,517} = 3,7$$

olarak elde edilir. $S \geq S_s$ olduğundan seçilen profil emniyetlidir.

Sistem değerlendirildiğinde; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{66,782} = 3,06$ olarak elde edilir. $S \geq S_s$ olduğundan sistem emniyetlidir. Bu profil kesit ölçülerinde üretim yapılabilir.



Şekil 4.33: 120x80x3 mm kesit ölçülerine sahip 2.kademenin Şekil 3.26’da görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



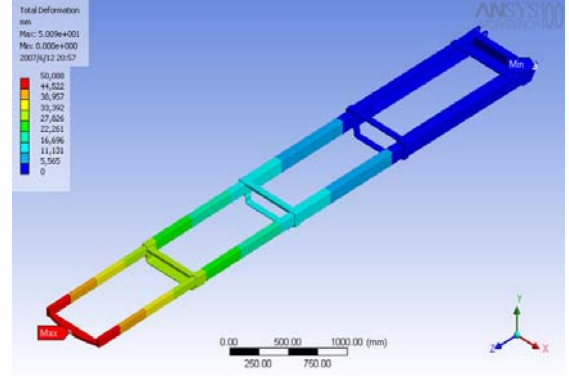
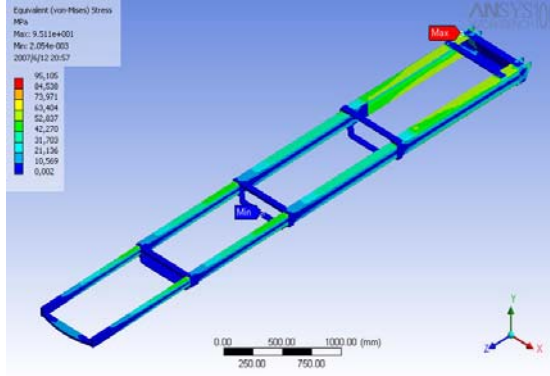
Şekil 4.34: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.5. 1. Kademenin Analizi

4.5.1 150x100x2 mm profil kesit ve 9 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin ortadan yükleme durumu

150x100x2 mm birinci kademe kesit ve 9 mm mapa kalınlık ölçülerine sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N’luk kuvvet uygulandığı

durumda en büyük gerilme Şekil 4.35’de görüldüğü üzere birinci kademe ile mapa bağlantı bölgesinde 92, 105 MPa olarak gözlenmiştir. En büyük şekil değiştirme ise Şekil 4.27’de görüldüğü gibi araba mekanizmasında en uzak nokta olan yükün uygulandığı dördüncü kademe ön bağlantı lamasında 50,088 mm olarak elde edilmiştir. Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{92,105} = 2,2$ olarak elde edilir. $S < S_s$ olduğundan sistem emniyetli sayılmaz. Sistemi emniyetli hale getirmek için profil kalınlığının artırılması gerektiği sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.35: 150x100x2 mm kesit ve 9 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.31’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı

Şekil 4.36: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

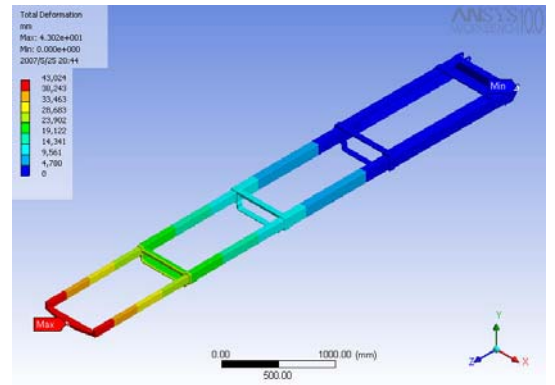
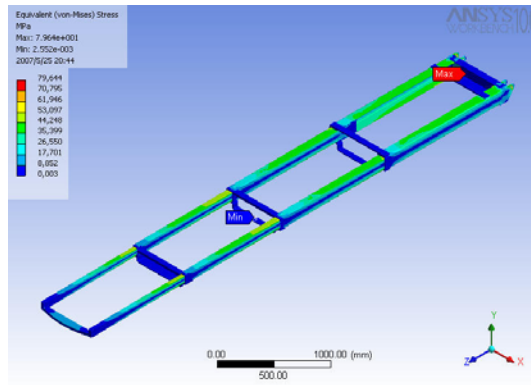
4.5.2 150x100x3 mm profil kesit ve 8 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin ortadan yükleme durumu

150x100x3 mm birinci kademe kesit ve 8 mm mapa kalınlık ölçülerine sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme mapada bulunan pim bağlantı deliğinde ve değerinin 79, 644 MPa olduğu görülmüştür (Şekil4.37). En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı yani pim bağlantısından uzak nokta olan paserellanın uç noktasında 43,024 mm olarak

bulunmuştur (Şekil4.38). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa;

$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{79,644} = 2,5 \text{ olarak elde edilir. } S \geq S_s \text{ olduğundan sistem emniyetlidir.}$$

Ancak bu profil kesit ölçülerinin üretimde kullanılabilirliğini doğrulamak için Şekil 3.32’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları test edilmesi gereklidir.



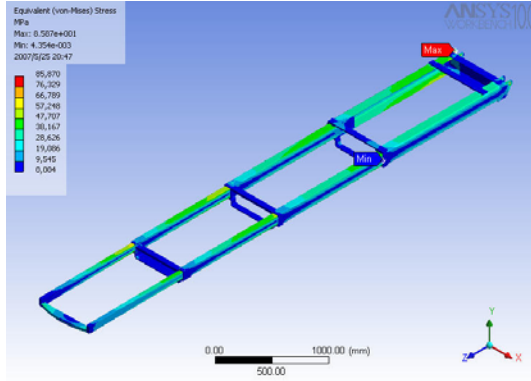
Şekil 4.37: 150x100x3 mm kesit ve 8 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.31’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı

Şekil 4.38: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

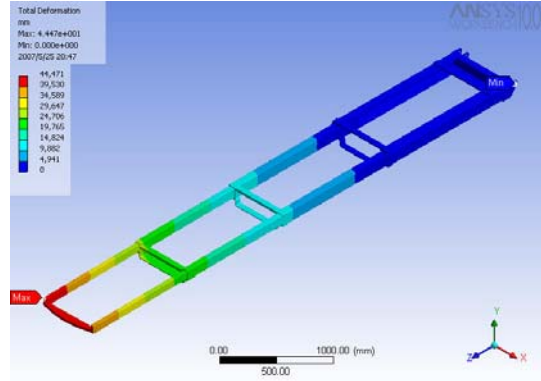
4.5.3 150x100x3 mm profil kesit ve 8 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin tek taraflı yükleme durumu

150x100x3 mm birinci kademe kesit ve 8 mm mapa kalınlık ölçüsüne sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasının bir kenarına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme Şekil 4.39’deki Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımından da görüldüğü gibi mapada bulunan pim bağlantı deliğinde 85, 87 MPa olarak saptanmıştır. En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı tarafta ve mesnetlerden en uzak noktada 44,471 mm olarak gözlemlenmiştir (Şekil 4.40). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı

değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{85,87} = 2,3$ olarak elde edilir. $S < S_s$ olduğundan sistem emniyetli sayılmaz. Sistemi emniyetli hale getirmek için mapa kalınlığı değiştirilmelidir.



Şekil 4.39: 150x100x3 mm kesit ve 8 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.32’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı

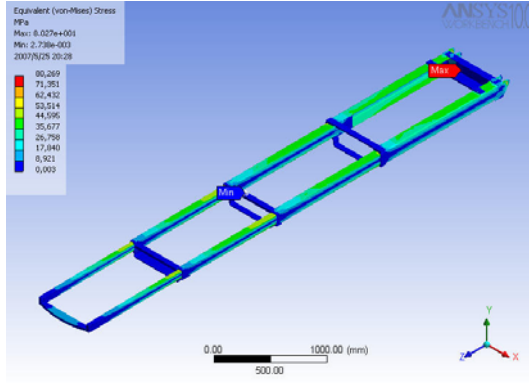


Şekil 4.40: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

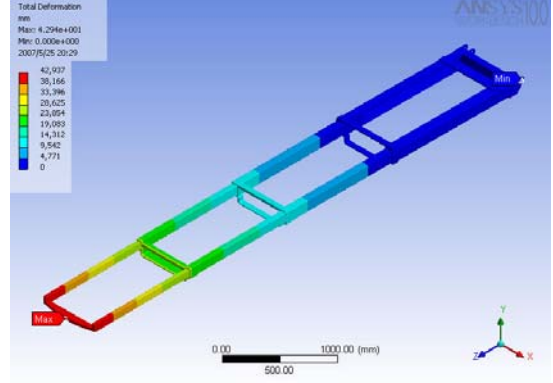
4.5.4 150x100x3 mm profil kesit ve 9 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin ortadan yükleme durumu

150x100x3 mm birinci kademe kesit ve 9 mm mapa kalınlık ölçülerine sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme mapada bulunan pim bağlantı deliğinde 80,269 MPa olarak gözlemlenmiştir (Şekil 4.41). En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı yani pim bağlantısından uzak nokta olan paserellanın uç noktasında 42,937 mm olarak bulunmuştur (Şekil 4.42). Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{80,269} = 2,55$ olarak elde edilir. $S \geq S_s$ olduğundan sistem emniyetlidir. Ancak bu profil kesit ve mapa kalınlık

ölçülerinin üretimde kullanılabilirliğini doğrulamak için kuvvetin lamanın bir kenarına uygulandığı durumda denenmelidir.



Şekil 4.41: 150x100x3 mm kesit ve 9 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.31’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



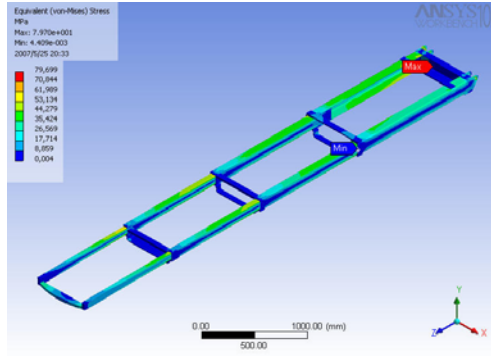
Şekil 4.42: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

4.5.5 150x100x3 mm profil kesit ve 9 mm mapa ölçülerine sahip 1. kademenin tek taraflı yükleme durumu

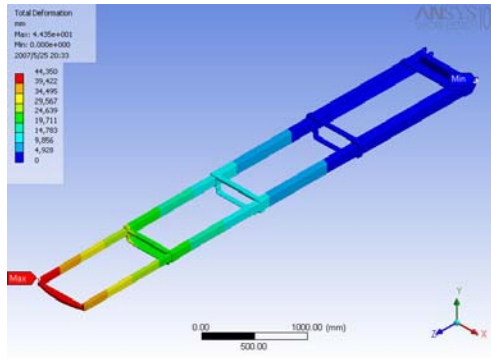
150x100x3 mm birinci kademe kesit ve 9 mm mapa kalınlık ölçülerine sahip paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasının bir kenarına 1300N’luk kuvvet uygulandığı durumda en büyük gerilme Şekil 4.43’de görüldüğü üzere mapada bulunan pim bağlantı deliğinde 79, 699 MPa olarak gözlenmiştir. En büyük şekil değiştirme ise Şekil 4.44’de görüldüğü gibi yükün uygulandığı tarafta ve pim bağlantısından en uzak noktada 44,35 mm olarak elde edilmiştir. Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı

ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı değerlendirilirse; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{79,699} = 2,57$

olarak elde edilir. $S \geq S_s$ olduğundan sistem emniyetlidir. Bu profil kesit ve mapa kalınlık ölçüleri üretim için uygundur.



Şekil 4.43: 150x100x3 mm kesit ve 9 mm ölçülerine sahip 1.kademenin Şekil 3.32’de görülen yükleme durumu ve sınır şartları uygulandığı durumda Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı

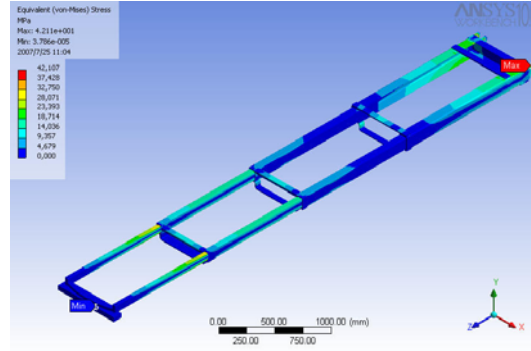


Şekil 4.44: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

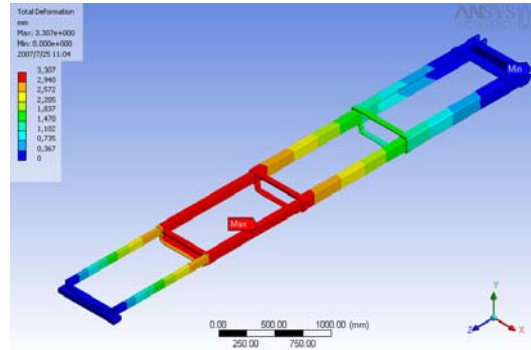
4.6. Paserella üzerinde 3 kişinin bulunma durumu

Paserellanın dördüncü kademesinin önündeki tekerleklerin karaya basması ve paserellanın normal çalışma durumunda paserella üzerinde 100 kg (1000 N)’luk üç kişinin bulunabileceği durumda en büyük gerilme Şekil 4.45’deki Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımından da görüldüğü gibi paserella bağlantı mapasındaki pim deliğinde 42, 107 MPa olarak saptanmıştır. En büyük şekil değiştirme ise Şekil 4.46’da görüldüğü gibi üçüncü kademe kol profili üzerinde 3, 307 mm olarak bulunmuştur. Bu değerler ve seçilen emniyet katsayısı ışığında sistemin emniyetli olup olmadığı

değerlendirilecek olursa; $S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma} = \frac{205}{42,107} = 4,8$ olarak elde edilir. $S \geq S_s$ olduğundan sistem emniyetlidir.



Şekil 4.45: Paserellanın normal çalışma koşulu olan paserella tekerleklerinin karaya basması durumunda üzerinde üç kişinin bulunması koşulunda (Şekil 3.34) Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı

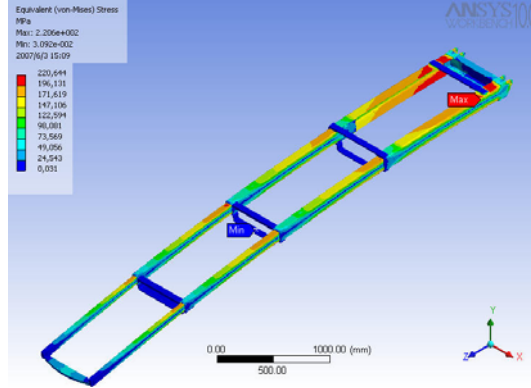


Şekil 4.46: Modelde oluşan toplam şekil değiştirme

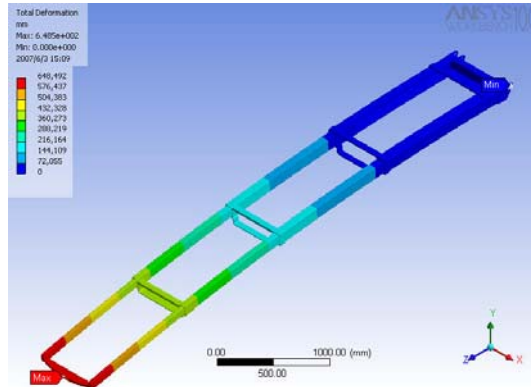
4.7. Aşırı Yükleme Durumunda Paserellanın Elasto-Plastik Davranışı

Paserellanın dördüncü kademesinin ön bağlantı lamasına 5000 N'luk kuvvet uygulandığı durum için elasto-plastik gerilme analizi yapıldığında en büyük gerilme birinci kademenin araka bağlantı lamalarına yakın bir bölgede 220, 644 MPa olarak gözlemlenmiştir (Şekil 4.47). En büyük şekil değiştirme ise yükün uygulandığı yani pim

bağlantısından en uzak nokta olan paserellanın uç noktasında 648,492 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 4.48). Bu değerler ışığında sistemin belirlenen emniyet yükleri dışında aşırı bir yükleme durumunda birinci kadememin arka bağlantı lamalarının bağlantı bölgelerine yakın yerlerinde kalıcı şekil değişiklikleri görülür.



Şekil 4.47: Sınır şartlar altında (Şekil 3.37) modelin Von-Mises kriterine göre gerilme dağılımı



Şekil 4.48: Modelde oluşan toplam deformasyon

5 SONUÇ

Bu çalışmada paserella üretiminde belirlenmesi büyük önem taşıyan parametreler belirlenmiştir.

İlk olarak paserella kademeleri arasında kullanılacak olan yatak malzemesinin cinsi belirlenmiştir. Bu amaçla yatak malzemesi olarak kullanılabilecek AISI 304, bronz SAE 40, alüminyum 8001-H18 ve delrinden oluşan dört farklı tip malzeme aynı montaj modelde test edilmiştir. Von-Mises kriterine göre sistemin gerilme analizi ve toplam deformasyonlar elde edilmiştir. Elde edilen bu veriler ve malzemelerin mekanik mekanik özellikleri birlikte değerlendirildiğinde yatak malzemesinin elastisite modülü azaldıkça gerilme değerinin azaldığı ve sistemin toplam deformasyonunun arttığı gözlenmiştir. Dört farklı yatak malzemesi arasından paserella için en uygun yatak malzemesi olarak delrin seçilmiş ve pasarella tasarım ve analizlerinde yatak malzemesi olarak bu malzeme kullanılmıştır.

Paserellanın üretimi öncesi belirlenmesi gerekli olan ikinci önemli parametre ise profil kesit ölçüleridir. Bu amaçla standart profil ölçüleri doğrultusunda birbiri içerisinde çalışan profil ölçüleri tespit edilmiştir. Bu tespitlere göre paserella kademeleri Pro/ENGINEER programında tasarlanmıştır. ANSYS Workbench programına aktarılan modeller en kritik yüklene durumu olarak kaptanın paserellanın ön ucundaki tekerlekleri takma esnasında öndeki lamanın ortasına ve ya kenarına basma durumu değerlendirilmiştir. Bu iki tip yükleme durumunda gerilme dağılımı ve toplam deformasyon değerleri elde edilmiştir. Elde edilen veriler belirlenen emniyet katsayısına göre değerlendirilmiştir. Emniyetsiz olduğu tespit edilen kademelerde gerekli tedbirler alınmıştır. Neticede dördüncü kademe için 80x40x3 mm, üçüncü ademe için 100x60x3 mm, ikinci kademe için 120x80x3 mm ve birinci kademe için 150x100x3 mm'lik profil ölçülerinin en uygun değerler olduğu belirlenmiştir. Paserellanın araba mekanizmasına bağlantısında kullanılan mapalar için ise 9 mm'lik kalınlığın en uygun kalınlık olduğu tespit edilmiştir. Bu ölçülere sahip paserellada en büyük gerilme dördüncü kademesinin

ön lamasına 1300N'luk kuvvet uygulandığı durumda mapada bulunan pim bağlantı deliğinde 80, 269 MPa olarak gözlenmiştir. En büyük toplam yer değiştirme ise dördüncü kademesinin ön lamasının bir kenarına 1300N'luk kuvvet uygulandığı durumda yükün uygulandığı tarafta ve pim bağlantısından en uzak noktada 44,35 mm olarak elde edilmiştir.

Oluşan nihai paserella modeline paserellanın dördüncü kademesinin önündeki tekerleklerin karaya basması ve paserellanın normal çalışma durumunda paserella üzerinde 100 kg (1000 N)'luk üç kişinin bulunabileceği durum için sistemin emniyeti kontrol edilmiştir. Bu şartlar altında en büyük gerilme paserella bağlantı mapasındaki pim deliğinde 42, 107 MPa olarak saptanmıştır. En büyük toplam yer değiştirme ise üçüncü kademe kol profili üzerinde 3, 307 mm olarak bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar sistemin emniyetli olduğunu göstermiştir ve sistemin belirlenen ölçülerde imal edilebileceği bildirilmiştir.

En son olarak sistemin aşırı yükleme durumunda sistemin elasto-plastik davranışı incelenmiştir. Paserellanın dördüncü kademesinin ön lamasına 5000N'luk kuvvet uygulandığı durum için elasto-plastik gerilme analizi yapıldığında en büyük gerilme birinci kademenin araka bağlantı lamalarına yakın bir bölgede 220, 644 MPa olarak gözlenmiştir. En büyük toplam yer değiştirme ise yükün uygulandığı yani pim bağlantısından en uzak nokta olan paserellanın uç noktasında 648,492 mm olarak elde edilmiştir. Bu değerler ışığında sistemin belirlenen emniyet yükleri dışında aşırı bir yükleme durumunda birinci kademenin arka bağlantı lamalarının bağlantı bölgelerine yakın yerlerinde kalıcı şekil değişiklikleri görülür.

KAYNAKLAR

- Hyder, M.J., Asif, M.; 2007. Optimization of location and size of opening in a pressure vessel cylinder using ANSYS. Engineering Failure Analysis, 10.1016/j.engfailanal. 2007.01.002, article in pressA
- Külekci, U. E., 2003. Çimento döner fırını destek galesinde sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi ve gerilme yığılmalarının azaltılması. Yüksek lisans, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir
- Sipahi, E., 2004. Dip klapesinin ANSYS ile dizayn optimizasyonu. Yüksek lisans, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir
- Ahn, S.H., Nam, K.W., Takahashi, K. and Ando, K., 2005. Comparison of experimental and finite element analytical results for the strength and the deformation of pipes with local wall thinning subjected to bending moment. Nuclear Engineering and Design, 236 (2006) 140–155
- Benli, S., 2004. Kaynaklı parçalarda oluşan artık gerilmelerin incelenmesi. Yüksek lisans, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir
- Akyol, O. A., 2004. Yürüyen merdiven taşıyıcı sisteminin sonlu elemanlar metodu ile mukavemet analizinin yapılması ve tahrik sisteminin hesabı. Yüksek lisans, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir
- Özkan, İ., 2005. Kafes kiriş, bumlu krenin bilgisayar destekli tasarımı ve analizi. Yüksek lisans, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir
- Ezberci, F., 2006. Ezberci marine pasarella kullanma kitapçığı, İstanbul
- Lo, S.H., Ling, C., 2000. Improvement on the 10-node tetrahedral element for three-dimensional problems. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 189, 961-974
- Bathe, K.J.; 1996. Finite element procedures. Prentice-Hall International, Inc.
- Chandrupatla, T.R., Belegundu, A.D., 2002. Introduction to finite elements in engineering. New Jersey: Prentice-Hall, Inc.
- Sayman, O.; Karakuzu, R., Zor, M., & Şen, F., 1997. Mukavemet II. İzmir: D.E.Ü. Mühendislik Fakültesi Basım Ünitesi
- Doruk, M.; 1982. Korozyon ve önlemleri. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Yayın No: 70, 248 Ankara
- Moveni, S.; 1999. Finite Element Analysis Theory and Application With ANSYS. Prentice-Hall, Inc. Upper Saddle River, New Jersey. 527, United States of America
- Akkurt, M.; 2000. Makine Elemanları Cilt I-II. Birsen Yayınevi Ltd. Şti., 720, İstanbul
- Yaşar, C.; 2004. Plastik üzerine kaplamalı kompozit malzemelerde gerilme analizi. Bitirme projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir
- Babioğlu, M.; 2001. Cisimlerin Mukavemeti. Beta Basın Yayın AŞ., 776, İstanbul.
- İnan, M. ;1999. Cisimlerin Mukavemeti. İ.T.Ü. Vakfı Yayınları, 560, İstanbul.
- Chen, J., Young, B.; 2005. Stress–strain curves for stainless steel at elevated temperatures. Engineering Structures, 28 (2006), 229–239.

- Yu, C., Schafer, B.W., 2006. Simulation of cold-formed steel beams in local and distortional buckling with applications to the direct strength method . Journal of Constructional Steel Research 63 (2007) 581–590
- Peng, L., Liu F., Ni J., Lai X., 2006. Size Effects In Thin Sheet Metal Forming And Its Elastic–Plastic Constitutive Model. Materials and Design, Article in pres.
- Choi, Y., Han C.S., Lee J.K., Wagoner R.H., 2006. Modeling Multi-Axial Deformation Of Planar Anisotropic Elasto-Plastic Materials, Part II: Applications. International Journal of Plasticity, Article in pres.
- Zhang, X., Wang, Z.R., Song F.M., Yu L.Z., Lu X., 2004. Finite Element Simulation Of The Electromagnetic Piercing Of Sheet Metal. Journal of Materials Processing Technology ,151 (2004) 350–354.
- García, C., Celentano, D., Flores, F., Ponthot J.P., Oliva, O., 2005. Numerical Modelling And Experimental Validation Of Steel Deep Drawing Processes Part II: Applications. Journal of Materials Processing Technology, 172 (2006) 461–471.
- Kim, H.Y., Kim, C., Bae, W.B., Han, S.M., 2007. Development Of Optimization Technique Of Warm Shrink Fitting Process For Automotive Transmission Parts (3D FE Analysis). Journal of Materials Processing Technology, 187–188 (2007) 458–462.
- Kallien, L., 2001. Optimization of the Injection Moulding Process for Thermoplasts With 3D Simulation <http://www.sigmasoft.de/inc/OptimizationInjectionMouldingProcess.pdf> (14.03.2007)
- Senapati, S.K., Pal, S., 2002. Uhmwpe-Alumina Ceramic Composite, An Improved Prosthesis Materials For An Artificial Cemented Hip Joint. Trends Biomater. Artif. Organs. Vol. 16 (1) pp 5-7.
- Hingston¹, J., Guinness¹, G.M., Looney¹, L., Dunne, N., A Computational and Experimental Investigation of the Dimensional Changes in Self-Curing Acrylic Bone Cement. Embark.
- Sevimay, M., Turhan, F., Kilicarslan M.A., Eskitascioglu, G., 2005. Three-Dimensional Finite Element Analysis of the Effect of Different Bone Quality on Stress Distribution in an Implant-Supported Crown. The Editorial Council of The Journal of Prosthetic Dentistry.
- Yacoub, N., Ismail, Y.H., Mao, J.J., 2002. Transmission of Bone Strain in the Craniofacial Bones of Edentulous Human Skulls Upon Dental Implant Loading. The Journal of Prosthetic Dentistry 88 (2), 192-199.
- Automation Creations, Inc., 2007. <http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA8001H18> (10.05.2007)
- Automation Creations, Inc., 2007. <http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MCB40A> (25.05.2007)
- Efunda, 2007. AISI Type 304, http://www.efunda.com/materials/alloys/stainless_steels/show_stainless.cfm?ID=AISI_Type_304&prop=all&Page_Title=AISI%20Type%20304 (28.03.2007)
- Pınarmetal, 2007. Delrin (poliasetal) teknik özellikleri, http://www.pınarmetal.com/delrin_detay.htm (10.05.2007)
- Elasto-plastik gerilme analizi, 2007. http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/malzeme_bilgisi/kompozit%20malzemeler.pdf (14.02.2007)

- Sanguineti chiavari produzione articoli nautici S.R.L., 2007. http://www.sanguineti.com/Pdf_prodotti/stand-spec.pdf (05.01.2007)
- The DuPont Company., 2007. <http://k-mac-plastics.net/data%20sheets/DELRIN-II150SA-NC010.pdf> (10.05.2007)
- Borşen boru ticaret ve sanayi Ltd. Şti., 2007. Paslanmaz kare ve çeşitkenar kutu profil ölçü ve birim metre ağırlıkları. <http://www.borsenboru.com/23.htm> (01.05.2007)

ÖZGEÇMİŞ

1983 yılında Bursa / İnegöl'de doğdu. İlk, Orta ve Lise Öğrenimini İnegöl'de tamamladı. 2000 yılında girdiği Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2004 yılında mezun oldu. Aynı yıl Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Mekanik Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı.