

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TARIM MAKİNELERİ TASARIMINDA YAPISAL OPTİMİZASYON  
TEKNİKLERİNİN UYGULANMASI ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA:  
TAMBURLU ÇAYIR BIÇME MAKİNESİ ÖRNEĞİ**

**Hüseyin Kürşat ÇELİK**

**DOKTORA TEZİ  
TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI**

**2013**

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TARIM MAKİNELERİ TASARIMINDA YAPISAL OPTİMİZASYON  
TEKNİKLERİNİN UYGULANMASI ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA:  
TAMBURLU ÇAYIR BIÇME MAKİNESİ ÖRNEĞİ**

**Hüseyin Kürşat ÇELİK**

**DOKTORA TEZİ  
TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI**

\* Bu araştırma, Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir (Proje No: 2011.03.0121.006).

**2013**

T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TARIM MAKİNELERİ TASARIMINDA YAPISAL OPTİMİZASYON  
TEKNİKLERİNİN UYGULANMASI ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA:  
TAMBURLU ÇAYIR BİÇME MAKİNESİ ÖRNEĞİ

Hüseyin Kürşat ÇELİK

DOKTORA TEZİ  
TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

Bu tez 09 / 05 / 2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

JÜRİ

Prof. Dr. İbrahim AKINCI

Doç. Dr. Murad ÇANAKCI

Yrd. Doç. Dr. Hakan ERSOY

Prof. Dr. M. Bülent COŞKUN

Doç. Dr. Mehmet UÇAR

  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....

## ÖZET

### TARIM MAKİNELERİ TASARIMINDA YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİNİN UYGULANMASI ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA: TAMBURLU ÇAYIR BIÇME MAKİNESİ ÖRNEĞİ

**Hüseyin Kürşat ÇELİK**

**Doktora Tezi, Tarım Makinaları Anabilim Dalı**

**Danışman: Prof. Dr. İbrahim AKINCI**

**Mayıs 2013, 234 sayfa**

Bu araştırmada, tarım alet ve makine tasarımlarının geliştirilmesi ve iyileştirilmesi süreçlerinde kullanılabilecek, ileri düzey bilgisayar destekli tasarım (CAD: Computer Aided Design), mühendislik (CAE: Computer Aided Engineering) ve yapısal optimizasyon tekniklerini referans alan bir bilgisayar destekli yapısal optimizasyon uygulama algoritması geliştirilmiştir. Geliştirilen algoritma, traktör kuyruk milinden hareketli bir hasat makinesi olan Tamburlu Çayır Biçme Makinesi (TÇBM)'ne ait bazı yapısal elemanlar üzerinde, farklı optimizasyon tekniklerinin (Topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu) örneklendirilmesi ile uygulamaya konulmuştur. Uygulama örneklerinde takip edilen adımlar, özellikle sektör çalışanlarının ve araştırmacıların farklı tarım alet ve makinelerinin yapısal optimizasyonu süreçlerinde de kullanabilmesi amacıyla ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır.

Ele alınan TÇBM uygulama örneğinde, makinenin tasarım amacına uygun ve tasarım amacını zorlayıcı gerçek yüklenme koşullarını temsil eden bir toplam çalışma çevrimi senaryosu kurulmuştur. Bu senaryo referans alınarak, makineye ait bazı yapısal elemanlar ve bazı hareket iletim elemanlarının çalışma koşullarındaki deformasyon davranışı ve gerilme dağılımları incelenmiştir. Bunun için CAE destekli (Sayısal), teorik (Analitik) ve bir dizi fiziksel testlere bağlı deneysel gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir.

CAE analizlerinde ileri düzey üç boyutlu katı modelleme teknikleri ve Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM: Finite Elements Method), Fiziksel testlerde ise TÇBM'nin askı, taşıma ve hasat pozisyonundaki gerilme analizleri için Strain Gauge (Gerilme Ölçme) yöntemi kullanılmıştır.

Fiziksel testler neticesinde elemanlar üzerindeki gerilme dağılımları deneysel olarak elde edilmiştir. Buna göre makinenin en yüksek derecede yüklendiği çalışma koşulunun tarla içi yolda, yol pozisyonu taşıma koşulunda olduğu, ancak bazı yapısal elemanlar için ortaya çıkan gerilme değerlerinin bu yüksek çalışma koşullarında dahi

malzeme hasar kriterinin oldukça altında kaldığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte CAE destekli analizler, teorik ve fiziksel testler ile doğrulanarak, CAE destekli analizlerin gerçek çalışma koşullarını tatmin edici derecede karşıladığı ve seçilen TÇBM elemanları için yapısal optimizasyon çalışmalarının yapılabilirliği ortaya konulmuştur. Takip eden aşamada fiziksel yüklenmenin en yüksek olduğu çalışma koşulu referans alınarak, geliştirilen algoritmaya ait uygulama adımları takip edilmiş ve farklı optimizasyon teknikleri farklı yapısal elemanlar üzerinde örneklendirilmiştir.

Gerçekleştirilen topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu uygulama örneklerinde, ele alınan yapısal elemanların optimizasyon öncesi ağırlıklarına göre sırasıyla % 24.24, % 18.00 ve % 40.64 oranında malzeme azaltılması gerçekleştirilmiş ve optimize edilen geometrilere ait imalat çıktıları hazırlanmıştır.

**ANAHTAR KELİMELELER:** Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD), Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE), Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM), Yapısal Optimizasyon, Tarım Makineleri Tasarımı, Çayır Biçme Makinesi.

**JÜRİ:** Prof. Dr. İbrahim AKINCI (Danışman)  
Doç. Dr. Murad ÇANAKCI  
Yrd. Doç. Dr. Hakan ERSOY  
Prof. Dr. M. Bülent COŞKUN  
Doç. Dr. Mehmet UÇAR

## **ABSTRACT**

### **RESEARCH ON THE IMPLEMENTATION OF STRUCTURAL OPTIMISATION TECHNIQUES IN AGRICULTURAL MACHINERY DESIGN: CASE STUDY FOR A ROTARY DRUM MOWER MACHINE**

**Hüseyin Kürşat ÇELİK**

**PhD Thesis in Department of Agricultural Machinery  
Supervisor: Prof. Dr. İbrahim AKINCI  
May 2013, 234 pages**

The research presented details a computer aided structural optimisation algorithm which can be implemented for the development and improvement of agricultural machinery. The algorithm has been developed based on advanced Computer Aided Design / Engineering (CAD / CAE) technologies and structural optimisation techniques. The algorithm has been put in practice by utilising different optimisation techniques (e.g. Topology, shape and size optimisation) in an industrially focussed and applied case study. In the case study, some of structural components of a power take-off (PTO) driven Rotary Drum Mower Machine (RDMM) have been considered. Each of the algorithm's steps, which were followed for each of the optimisation procedures, have been explained in detail in order that designers/engineers in industry and researchers in academia can implement this algorithm into their own structural optimisation applications, particularly other agricultural machinery and equipment. In the case study, a total operating cycle scenario, which is representative of both conventional and over-loading conditions of the RDMM during its in-situ field operations has been established. Based on this scenario, the stress distribution and deformation behaviour of a number of structural and transmission components of the RDMM have been the focus of investigation. To enable this, stress analyses have been conducted using analytical, numerical and experimental methodologies.

All analyses have been conducted for the positions of fixed tractor connection, transportation and harvest position of the RDMM. Three-dimensional Finite Elements Method (FEM) and strain-gauge based experimental strain measurement techniques have been utilised for numerical and experimental stress analyses respectively. In accordance with the physical tests and experimental analyses results, stress distributions on the components have been obtained. These results have highlighted that the highest loading condition appears during the transportation operation of the machine in the agricultural field; however, the measured stress level on the structural components was much lower than the failure limit of the component's constituent material even at the highest level loading conditions. In addition to this, the results of

the numerical analyses have been validated through analytical and experimental analyses results and by comparing the stress values. The low level stress values and validation agreement have indicated that the numerical approach correlated well with real operating conditions and that structural optimisation applications could be utilised for some of the structural components of the machine. Subsequently, three optimisation techniques (Topology, shape and size optimisation) have been illustrated on the different structural components of the RDMM by following the algorithm's progress and systematically considering the highest loading condition.

Consequently, all structural optimisation illustrations have been concluded successfully and a reduction of the components weights of 24.24 %, 18.00 % and 40.64 % have been obtained for topology, shape and size optimisation case studies respectively. According to the optimisation outputs, technical drawings of the optimised components are presented.

**KEYWORDS:** Computer Aided Design (CAD), Computer Aided Engineering (CAE), Finite Elements Method (FEM), Structural Optimisation, Agricultural Machinery Design, Mower Machine.

**COMMITTEE:** Prof. Dr. İbrahim AKINCI (Supervisor)  
Assoc. Prof. Dr. Murad ÇANAKCI  
Assist. Prof. Dr. Hakan ERSOY  
Prof. Dr. M. Bülent COŞKUN  
Assoc. Prof. Dr. Mehmet UÇAR

## ÖNSÖZ

Günümüz bilgisayar ve yazılım teknolojileri her alanda olduğu gibi makine tasarımı ve imalatı ile ilgili alanlarda da gelişimini çok hızlı bir şekilde sürdürmektedir. Özellikle son 60 yıl içerisinde bilgisayarların ve tasarıma yardımcı yazılımların geliştirilerek mühendislik sürecine dahil olmasıyla birlikte, sayısal yöntemlerin karmaşık mühendislik problemlerinin çözümüne adapte edilmesi şaşırtıcı bir hızla yaygınlaşmıştır.

Özellikle iletişim teknolojilerinin hızlı gelişimi işletmelerin uluslararası alanlarda daha geniş çaplı faaliyet göstermesine olanak tanımıştır. Bununla beraber işletmeler arası rekabetin daha da acımasız bir hale dönüşmesi kaçınılmaz olmuştur. Bu rekabet ortamında tasarlanan bir ürünün sadece iş görebilir olması yeterli olmamaktadır. Ürünlerin hem ekonomik hem de yapısal anlamda en iyi olarak kabul edilen değerleri taşınması istenmektedir. Böyle bir ortamda ileri düzey bilgisayar destekli yapısal optimizasyon tekniklerinin yeni ürün tasarımı ve/veya var olan ürünlerin iyileştirilmesi sürecinde kullanılması ayrı bir önem kazanmaktadır.

Tarım makineleri imalat sektörü dünyada ve ülkemizde önemli bir potansiyele sahiptir. Ülkemiz sınırları dışında, uluslararası ve büyük ölçekli tarım makineleri imalat firmaları ile karşılaşmak mümkündür. Ancak ülkemizde tarım makineleri sektöründeki işletmelerin büyük bir çoğunluğu orta ve küçük ölçekli işletmelerdir. Bununla beraber ülkemizdeki tarım makinaları imalatçıları, ileri düzey bilgisayar destekli tasarım ve mühendislik uygulamalarından gereğince yararlanamamaktadır. Bunun başlıca nedenleri; bu konunun sektör içerisinde yeterince tanınmaması/tanıtmaması, mühendislik yazılım yatırımlarına yeterince önem verilmemesi, yetişmiş ve tecrübeli eleman sayısının az olması, tam anlamıyla sektöre özgü yapılmış araştırmaların yetersiz olması, değişime karşı direnç gösteren kapalı aile tabanlı kurumsallaşmamış işletme yapıları vb. gibi özelliklerdir. Ayrıca, ülkemizde tarım makinelerinin bilgisayar destekli tasarımı ve optimizasyonu konularında sektöre yönelik ve ilgili araştırmacıların kullanabileceği sistematik bir yaklaşımın tam anlamıyla kurulamadığı görülmüştür.

Gerçekleştirilen bu doktora tezi çalışmasında, ülkemizde bu alanda daha önce rastlanılmayan sistematik bir yaklaşım kurularak tarım makineleri sektörü için ileri düzey CAD, CAE ve Yapısal Optimizasyon tekniklerinin uygulaması, tüm ilgili detayları ve uygulama adımları açıklanarak, traktör kuyruk milinden hareketli bir hasat makinesi örneğinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada var olan teknikler kullanılarak, tarım makineleri tasarım ve imalat sektörü için sistematik bir bilgisayar destekli yapısal optimizasyon uygulama algoritması sunulmuş ve bu algoritmanın ilgili araştırmacılar ve imalatçıları tarafından kullanılabilirliğinin ortaya konulması amaçlanmıştır. Gerçekleştirilen bu çalışmanın amacına uygun şekilde konu ile ilgili sektör çalışanlarına ve araştırmacılara faydalı olmasını temenni ederim.

Detaylı ve uzun uğraşlar sonucu tamamlanan bu doktora tez çalışmasında; başta bana çalışma imkanı tanıyan, her anlamda profesyonelce yardımlarıyla beni destekleyen ve yönlendiren değerli danışman hocam Sayın Prof. Dr. İbrahim AKINCI'ya, tez çalışmasının şekillendirilmesi sürecinde çok değerli katkılarından dolayı Sayın Doç. Dr. Murad ÇANAKCI'ya ve Sayın Yrd. Doç. Dr. Hakan ERSOY'a, sunduğu çalışma ortamı ve desteklerinden dolayı Tarım Makinaları Bölümü



Başkanlığı'na ve Sayın öğretim üyelerine, yurt dışı araştırmalarında büyük destek gördüğüm Lancaster Üniversitesi (İngiltere), Ürün Geliştirme Birimi (Lancaster Product Development Unit) Başkanı Sayın Dr. Allan. E. W. RENNIE'e, fiziksel testler sürecinde desteklerini esirgemeyen Sayın Öğr. Gör. Nuri ÇAĞLAYAN'a ve Kardeş Karadayılar Zirai Aletler İmalatı Ltd. Şti Genel Müdürü Sayın İsa KARADAYI'ya, mühendislik hesaplarında ve malzeme testlerinde destek aldığım değerli hocam Sayın Doç. Dr. Mehmet UÇAR'a, modelleme ve analizler sürecinde yazılım ve eğitim desteği sağlayan Yenasoft Yazılım Ltd. Şti. Teknik Müdürü Sayın Recep ÇINAR'a ve çalışmam süresince maddi-manevi desteklerini esirgemeyen değerli aileme teşekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET .....	i
ABSTRACT.....	iii
ÖNSÖZ .....	v
İÇİNDEKİLER .....	vii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xxi
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL BİLGİLER ve KAYNAK TARAMALARI.....	5
2.1. Tasarım.....	5
2.1.1. Makine tasarımı .....	6
2.1.2. Tasarım süreci .....	6
2.1.3. Bilgisayar destekli tasarım (CAD) .....	8
2.1.4. CAD yazılımları .....	10
2.2. Mukavemet ve Hasar Teorileri.....	12
2.2.1. Mukavemet.....	12
2.2.2. Hasar teorileri .....	13
2.3. Gerilme Analizi .....	24
2.3.1. Deneysel gerilme analizi.....	25
2.3.1.1. Strain Gauge (Gerilme Ölçme) yöntemi .....	25
2.3.1.2. Strain Gauge yerleşimi ve gerilmelerin hesaplanması.....	27
2.3.2. Teorik gerilme analizi .....	30
2.3.2.1. Analitik yöntemler .....	30
2.3.2.2. Sayısal yöntemler.....	30

2.3.2.2.1.	Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	31
2.3.2.2.2.	Sonlu Elemanlar Yöntemi analizinde hatalar ve gerilme tekilliği .....	37
2.4.	Yapısal Optimizasyon .....	40
2.4.1.	Yapısal optimizasyon problemlerinin genel matematiksel formu....	42
2.4.1.1.	Tasarım vektörü ve tasarım değişkenleri .....	42
2.4.1.2.	Tasarım değişkenlerinin sınırları .....	43
2.4.1.3.	Tasarım kısıtlamaları .....	44
2.4.1.4.	Kısıt yüzeyi .....	46
2.4.1.5.	Hedef fonksiyon.....	47
2.4.1.6.	Hedef fonksiyon yüzeyleri.....	47
2.4.2.	Yapısal optimizasyonda Sonlu Elemanlar Analizi.....	48
2.4.3.	Yapısal optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması .....	49
2.4.3.1.	Topoloji optimizasyonu .....	51
2.4.3.2.	Şekil optimizasyonu.....	52
2.4.3.3.	Boyut optimizasyonu .....	54
2.5.	Kaynak Taraması .....	56
3.	TARIM MAKİNELERİ İÇİN YAPISAL OPTİMİZASYON ALGORİTMASI ve ADIMLARI .....	69
4.	ÖRNEK UYGULAMA: TAMBURLU ÇAYIR BIÇME MAKİNESİNİN YAPISAL OPTİMİZASYONU .....	73
4.1.	Tamburlu Çayır Biçme Makinesi (TÇBM).....	73
4.2.	TÇBM Üç Boyutlu Parametrik Katı Modelleme .....	76
4.2.1.	Parametrik katı modelleme.....	76
4.2.2.	TÇBM katı model montaj özellikleri ve değerlendirilmesi .....	79
4.3.	TÇBM Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi.....	83
4.3.1.	Çekme deneyi.....	83

4.3.2.	Çekme deneyi sonuçları ve değerlendirilmesi.....	85
4.4.	TÇBM Taslak FEA Süreci .....	91
4.4.1.	TÇBM çalışma koşulları ve fiziksel yüklenme durumu.....	91
4.4.2.	TÇBM ağırlık ölçümü .....	94
4.4.3.	TÇBM taslak FEA.....	96
4.4.3.1.	TÇBM taslak FEA CAD modeli.....	97
4.4.3.2.	TÇBM taslak FEA için tanımlanan malzeme özellikleri .	99
4.4.3.3.	TÇBM taslak FEA sınır koşulları .....	99
4.4.3.4.	TÇBM taslak FEA'lar için FE modelinin oluşturulması .....	103
4.4.3.5.	TÇBM taslak FEA'lar için çözüm işlemi ve FEA çıktılarının değerlendirilmesi .....	105
4.4.3.5.1.	TÇBM deformasyon davranışının değerlendirilmesi.....	105
4.4.3.5.2.	TÇBM güvenli çalışma katsayıları dağılımının değerlendirilmesi.....	107
4.5.	TÇBM Fiziksel Test ve Gerilme Analizleri .....	114
4.5.1.	TÇBM fiziksel testlerinde kullanılan bilgisayar destekli ölçme sistemleri .....	114
4.5.1.1.	SG ölçüm seti .....	114
4.5.1.2.	Tork ölçüm seti .....	115
4.5.2.	TÇBM eleman grupları SG yerleştirme işlemi.....	116
4.5.3.	TÇBM atölye testleri .....	118
4.5.3.1.	TÇBM iş pozisyonu askı konumu.....	118
4.5.3.2.	TÇBM yol pozisyonu askı konumu .....	119
4.5.4.	TÇBM yol testleri.....	120
4.5.4.1.	TÇBM asfalt yol testleri.....	121
4.5.4.2.	TÇBM toprak yol testleri .....	122

4.5.4.3.	TÇBM tarla içi yol testleri .....	122
4.5.5.	TÇBM tarla testleri.....	123
4.5.5.1.	TÇBM iş pozisyonu hasat konumu test alanı .....	123
4.5.5.2.	TÇBM iş pozisyonu hasat konumu gerinme ölçümleri .	125
4.5.6.	TÇBM iş pozisyonu hasat konumu traktör kuyruk mili tork ölçümleri .....	127
4.5.7.	TÇBM fiziksel test sonuçları ve değerlendirilmesi.....	127
4.5.8.	TÇBM tambur grubu hareket iletim elemanları teorik (Analitik) gerilme analizleri.....	136
4.5.8.1.	TÇBM hareket iletim devir sayıları ve tork değerlerinin hesaplanması.....	136
4.5.8.2.	TÇBM tambur grubu milleri gerilme analizi.....	139
4.5.8.3.	TÇBM tambur iletim mili dişlilerinin gerilme analizi...	144
4.6.	TÇBM Detaylı FEA .....	149
4.6.1.	TÇBM yapısal elemanları .....	149
4.6.2.	TÇBM hareket iletim elemanları.....	161
4.6.2.1.	TÇBM tambur grubu milleri.....	162
4.6.2.2.	TÇBM tambur grubu dişlileri .....	165
4.6.3.	TÇBM detaylı FEA sonuçlarının karşılaştırılması ve değerlendirilmesi .....	167
4.7.	TÇBM FEA Destekli Yapısal Optimizasyonu .....	174
4.7.1.	Topoloji optimizasyonu uygulama örneği.....	176
4.7.2.	Şekil optimizasyonu uygulama örneği .....	186
4.7.3.	Boyut optimizasyonu uygulama örneği.....	204
5.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....	219
6.	KAYNAKLAR.....	223

## ÖZGEÇMİŞ

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

$\sigma$	Normal Gerilme
$\tau$	Kayma Gerilmesi
$\sigma_y$	Akma Dayanımı
$\sigma_u$	Çekme Dayanımı
$\sigma_r$	Kopma Dayanımı
$\sigma_s$	Emniyet Gerilmesi
$\sigma_{e\check{s}}$	Eşdeğer Gerilme (Von Mises)
$\sigma_f$	Hasar Kriteri
$\sigma_H$	Hertz Gerilmesi
$\sigma_1$	Maksimum Asal Gerilme
$\sigma_2$	Ortanca Asal Gerilme
$\sigma_3$	Minimum Asal Gerilme
$\rho$	Özdirenç
$\Delta\rho$	Özdirenç Farkı
$\nu$	Poisson Oranı
$\Delta L$	Uzama Farkı
$\delta$	% Uzama
$\psi$	% Kesit Daralması
$\varepsilon$	Gerinme (Birim Şekil Değişirme)
$\gamma$	Kayma Gerinmesi
$E$	Elastisite Modülü
$F$	Kuvvet
$G$	Kayma Modülü
$k$	Eleman Rijitlik Matrisi
$K$	Tümel Rijitlik Matrisi

$K_a$	İşletme Faktörü
$K_c$	Gerilme Yığılması Faktörü
$K_m$	Yük Dağılım Faktörü
$K_s$	Boyut Faktörü
$K_v$	Dinamik Faktör
$m$	Kütle
$P_d$	Çapsal Adım
$R$	Elektriksel Direnç
$T$	Tork
$U_s$	Geometrik (Şekilsel) Değişim Enerjisi
$U_v$	Hacimsel Değişim Enerjisi
$Y_j$	Geometrik Faktör

### **Kısaltmalar**

3D	Three-Dimensional (Üç Boyutlu)
ANSYS WB	ANSYS Workbench
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAE	Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Mühendislik)
CAM	Computer Aided Manufacturing (Bilgisayar Destekli İmalat)
DOE	Design of Experiments (Deneyler Tasarımı)
FE	Finite Element (Sonlu Eleman)
FEA	Finite Elements Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)
FEM	Finite Elements Method (Sonlu Elemanlar Yöntemi)
GÇK	Güvenli Çalışma Katsayısı (Emniyet Katsayısı)
GDO	Goal Driven Optimisation (Hedef Güdümlü Optimizasyon)
RE	Reverse Engineering (Tersine Mühendislik)
RSM	Response Surface Modelling (Cevap Yüzeyi Modelleme)
SG	Strain-Gauge (Gerinim Ölçer)
SW	SolidWorks
TÇBM	Tamburlu Çayır Biçme Makinesi
ÜNBD	Üç Nokta Bağlantı Düzeni (Traktör-Makine)

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Tasarım kavramının genel çatısı.....	5
Şekil 2.2.	Geleneksel yaklaşım ile tasarım süreci.....	6
Şekil 2.3.	Tasarım süreci ve adımlar arası iteratif yapı .....	7
Şekil 2.4.	CAD yazılımlarının sınıflandırılması.....	11
Şekil 2.5.	Birim eleman üzerine etkileyen gerilme bileşenleri.....	13
Şekil 2.6.	Gerilme bileşenleri ve asal gerilmeler .....	13
Şekil 2.7.	Tipik bir çekme deneyi numunesi .....	14
Şekil 2.8.	Çekme deneyi sonrası kırılmalı ve sünek yapı malzemelerin gerilme-gerinme diyagramları .....	14
Şekil 2.9.	Tipik bir çekme deneyi cihazı çalışma prensibi .....	15
Şekil 2.10.	Sünek malzemeler için gerilme-gerinme diyagramı.....	15
Şekil 2.11.	Çekme kuvveti altında cismin şekil değişikliği.....	18
Şekil 2.12.	Güvenli tasarım şartı.....	22
Şekil 2.13.	Değişik yükleme durumları için önerilen emniyet katsayıları .....	23
Şekil 2.14.	Gerilme analizi .....	24
Şekil 2.15.	Tipik bir tek eksenli Strain Gauge.....	26
Şekil 2.16.	Üç elemanlı dikdörtgen ve yapışık dikdörtgen SG Rozetler .....	27
Şekil 2.17.	0/45/90° üç elemanlı dikdörtgen SG Rozet .....	27
Şekil 2.18.	FEM temel yaklaşım örneği .....	32
Şekil 2.19.	a) Birim kalınlığa sahip iki adet düzlem sonlu eleman, b) Sonlu elemanların düğümlerle bağlantısı.....	32
Şekil 2.20.	a) Üç doğrusal sonlu elemana ayrılmış bir cisim, b) Üçgen elemanlar sistemi haline getirilmiş iki boyutlu delikli bir cisim, c) Sekiz özdeş dikdörtgen prizma elemana ayrılmış üç boyutlu bir cisim .....	33
Şekil 2.21.	Sonlu eleman modellemesinde eleman sayısının etkisi.....	34



Şekil 2.22.	FEA uygulama adımları .....	36
Şekil 2.23.	Sonlu elemanlar yaklaşımındaki hatalar.....	37
Şekil 2.24.	Gerilme tekilliği durumu ve kontrolü.....	39
Şekil 2.25.	$f(x)$ fonksiyonu için minimum ve $-f(x)$ fonksiyonu için maksimum noktaları.....	41
Şekil 2.26.	Optimizasyon probleminin formüle edilmesi adımları ve iteratif yapısı (Deb 2005'den düzenlenmiştir).....	41
Şekil 2.27.	Dişli çark montajı ve bazı dişli çark parametreleri.....	43
Şekil 2.28.	Eşitlik kısıtlamaları (a) ve eşitsizlik kısıtlamaları (b) .....	45
Şekil 2.29.	İki boyutlu kuramsal tasarım alanında kısıt yüzeyleri.....	46
Şekil 2.30.	Hedef fonksiyonun eş yükselti eğrisi (Contours) .....	48
Şekil 2.31.	Basit bir ankastre eleman .....	48
Şekil 2.32.	FEA ile yapısal optimizasyon problemi iteratif yaklaşım .....	49
Şekil 2.33.	Toplam yapısal optimizasyon yaklaşımı .....	50
Şekil 2.34.	Topoloji optimizasyonu yaklaşımı .....	51
Şekil 2.35.	Otobüs karoseri tasarımında topoloji optimizasyonu uygulaması (Hoai Le 2010'den düzenlenmiştir) .....	52
Şekil 2.36.	Şekil optimizasyonu (Zhang 1992'den düzenlenmiştir) .....	53
Şekil 2.37.	Eleman düğüm noktası koordinat yöntemi: Başlangıç tasarımı sonlu eleman modeli (a) ve kabul edilemez optimum şekil (b) .....	54
Şekil 2.38.	Boyut optimizasyonu.....	58
Şekil 2.39.	Optimizasyon öncesi ve sonrası pulluk çatısında gerilmeler .....	56
Şekil 2.40.	Çizel aleti eşdeğer gerilme dağılımları.....	57
Şekil 2.41.	Yeşil yem hasat makinesi ve endüstriyel tasarım uygulamaları.....	58
Şekil 2.42.	Sayısal yöntem analizinde takip edilen akış diyagramı.....	58
Şekil 2.43	Yapısal performans ile yapı maliyeti arasındaki ilişki .....	59

Şekil 2.44.	Tasarım optimizasyonu çalışmasına ait başlangıç ve son tasarım çıktıları.....	59
Şekil 2.45.	Topoloji optimizasyonu ve sonlu elemanlar analizi tasarım doğrulaması .....	60
Şekil 2.46.	Başlangıç ve optimize edilmiş tasarıma ait yapısal değerler.....	61
Şekil 2.47.	Sırasıyla çeki demiri kolu ve destek elemanı için optimizasyon sonrası elemanlara ait değerlendirmeler .....	62
Şekil 2.48.	Uygulama örneği ve geliştirilen yöntemin sonuçlarının diğer yöntemlerin sonuçları ile karşılaştırılması.....	63
Şekil 2.49.	Dişliler için tanımlanan sınır koşulları, sonlu eleman modeli ve örnek bir eşdeğer gerilme çıktısı .....	63
Şekil 2.50.	Temas halindeki bir dişli çifti için sınır koşulları.....	65
Şekil 2.51.	Yapılan analizler sonu elde edilen gerilme değerleri ve bu değerlerin karşılaştırılması.....	66
Şekil 2.52.	Strain-Gauge'lerin yerleşim bölgesinin gösterildiği resim ve Strain-Gauge noktalarında elde edilen ölçüm hata oranları .....	67
Şekil 3.1.	Tarım makineleri için yapısal optimizasyon algoritması ve adımları ....	69
Şekil 4.1.	Tamburlu Çayır Biçme Makinesi (TÇBM) genel boyutları (İş konumu) .....	75
Şekil 4.2.	TÇBM için tersine mühendislik ve parametrik katı modelleme süreci... 77	
Şekil 4.3.	TÇBM için toplam parametrik katı modelleme süreci (Nihai montaj uygulaması) .....	78
Şekil 4.4.	TÇBM nihai montaj.....	80
Şekil 4.5.	TÇBM-traktör montajı (Yol konumu).....	81
Şekil 4.6.	TÇBM-traktör montajı (İş konumu).....	82
Şekil 4.7.	Hazırlanan çekme deneyi numunesi boyutları (TS EN ISO 6892-1, Tip 2) .....	83
Şekil 4.8.	Çekme deneyi numunelerinin hazırlanması .....	84
Şekil 4.9.	Çekme deneyi cihazı deney anından bir görüntü ve deney sonrası numuneler .....	85

Şekil 4.10.	Seri-A Gerilme-Gerinme diyagramları .....	86
Şekil 4.11.	Seri-B Gerilme-Gerinme diyagramları.....	87
Şekil 4.12.	Seri-C Gerilme-Gerinme diyagramları.....	88
Şekil 4.13.	Her bir deney numunesine ait çekme deneyi sonuçları.....	89
Şekil 4.14.	Her bir deney serisi için elde edilen çekme deneyi sonuçlarının ortalamaları.....	89
Şekil 4.15.	TÇBM Toplam çalışma çevrimi senaryosu.....	92
Şekil 4.16.	Atölye askı konumu yüklenme durumu .....	93
Şekil 4.17.	Yol konumu yüklenme durumu.....	93
Şekil 4.18.	İş konumu (Hasat) yüklenme durumu .....	94
Şekil 4.19.	TÇBM ağırlık ölçümü: a) Yük hücresi, b) İşlevsel eleman grubu ve bilgisayar destekli ölçüm sistemi c) Toplam makine ağırlık ölçümü .....	95
Şekil 4.20.	Dell Precision T3400 modeli iş istasyonu .....	97
Şekil 4.21.	FEA için CAD model düzenlemesi .....	98
Şekil 4.22.	TÇBM askı konumu yatayla yaptığı açı.....	100
Şekil 4.23.	TÇBM yol (a) ve iş (b) pozisyonu askı konumu sınır şartları.....	101
Şekil 4.24.	TÇBM hasat pozisyonu iş konumu sınır şartları .....	102
Şekil 4.25.	İkinci dereceden 10 nod tetrahedral katı eleman.....	103
Şekil 4.26.	TÇBM taslak FEA sonlu eleman modelleri .....	104
Şekil 4.27.	TÇBM iş pozisyonu askı konumu deformasyon davranışı (Simülasyon görsel skalası: 10x) .....	105
Şekil 4.28.	TÇBM yol pozisyonu askı konumu deformasyon davranışı (Simülasyon görsel skalası: 10x) .....	106
Şekil 4.29.	TÇBM iş pozisyonu hasat konumu deformasyon davranışı (Simülasyon görsel skalası: 10x) .....	106
Şekil 4.30.	İş pozisyonu askı konumu farklı GÇK dağılımlarını gösteren FEA çıktıları.....	108

Şekil 4.31.	Yol pozisyonu askı konumu farklı GÇK dağılımlarını gösteren FEA çıktıları .....	109
Şekil 4.32.	İş pozisyonu hasat konumu farklı GÇK dağılımlarını gösteren FEA çıktıları.....	110
Şekil 4.33.	Optimizasyon çalışması için seçilen eleman grupları .....	112
Şekil 4.34.	Yapısal eleman kodları .....	113
Şekil 4.35.	TÇBM fiziksel testler .....	114
Şekil 4.36.	SG ölçüm seti ve bileşenleri .....	115
Şekil 4.37.	Tork ölçüm seti.....	115
Şekil 4.38.	SG rozetleri için yerleşim planı.....	116
Şekil 4.39.	SG yapıştırma işlemleri .....	117
Şekil 4.40.	TÇBM iş pozisyonu askı konumu testleri .....	119
Şekil 4.41.	TÇBM yol pozisyonu askı konumu testleri.....	120
Şekil 4.42.	TÇBM asfalt yol testleri .....	121
Şekil 4.43.	TÇBM toprak yol testleri.....	122
Şekil 4.44.	TÇBM tarla içi yol testleri.....	123
Şekil 4.45.	Yonca bitkisine ait tarımsal verilerin ölçülmesi.....	125
Şekil 4.46.	TÇBM iş pozisyonu hasat konumu testleri .....	126
Şekil 4.47.	Torkmetre bağlantısı.....	127
Şekil 4.48.	TÇBM165-A-004 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Maksimum Von Mises Eşdeğer Gerilme değerleri .....	133
Şekil 4.49.	TÇBM165-B-003 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Maksimum Von Mises Eşdeğer Gerilme değerleri .....	134
Şekil 4.50.	TÇBM165-B-004 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Maksimum Von Mises Eşdeğer Gerilme değerleri .....	134
Şekil 4.51.	TÇBM tambur hareket iletimi elemanları ve dişli çark temel parametreleri.....	137

Şekil 4.52.	Tambur iletim mili kritik yüklenme durumu .....	141
Şekil 4.53.	Dişli çarklarda diş dibini eğilmeye zorlayan kuvvetler.....	144
Şekil 4.54.	TÇBM eleman grupları reaksiyon kuvvetleri.....	150
Şekil 4.55.	TÇBM165-A iş pozisyonu askı konumu detaylı FEA sınır şartları, FE Modeli ve simülasyon Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları .....	153
Şekil 4.56.	TÇBM165-A yol pozisyonu askı konumu detaylı FEA sınır şartları, FE Modeli ve simülasyon Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları .....	155
Şekil 4.57.	TÇBM165-B iş pozisyonu askı konumu detaylı FEA sınır şartları, FE Modeli ve simülasyon Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları .....	157
Şekil 4.58.	TÇBM165-B yol pozisyonu askı konumu detaylı FEA sınır şartları, FE Modeli ve simülasyon Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları .....	159
Şekil 4.59.	Tambur iletim mili detaylı FEA ( a) Sınır şartları, b) FE Modeli detayları, c) Eşdeğer gerilme dağılımları ) .....	163
Şekil 4.60.	Tambur mili detaylı FEA ( a) Sınır şartları, b) FE Modeli detayları, c) Eşdeğer gerilme dağılımları ) .....	164
Şekil 4.61	Tambur grubu dişlileri detaylı FEA ( a) Sınır şartları, b) FE Modeli detayları, c) Eşdeğer gerilme dağılımları ) .....	166
Şekil 4.62.	TÇBM165-A-004 iş pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması .....	168
Şekil 4.63.	TÇBM165-A-004 yol pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması .....	168
Şekil 4.64.	TÇBM165-B-003 iş pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması .....	169
Şekil 4.65.	TÇBM165-B-003 yol pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması .....	169
Şekil 4.66.	TÇBM165-B-004 iş pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması .....	170
Şekil 4.67.	TÇBM165-B-004 yol pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması .....	170
Şekil 4.68.	TÇBM hareket iletim elemanları Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması .....	171

Şekil 4.69.	FEA destekli topoloji optimizasyonu uygulama algoritması .....	175
Şekil 4.70.	Tasarım eğrisi ve DesignXplorer genel uygulama şeması .....	176
Şekil 4.71.	TÇBM165-B-001 / 002 Katı model geometri detayları .....	178
Şekil 4.72.	TÇBM-B-001 / 002 Referans FEA simülasyon çıktıları .....	180
Şekil 4.73.	Topoloji simülasyonu malzeme dağılım haritası .....	181
Şekil 4.74.	Topoloji opt. sonucu hacim azaltma ve optimum geometri .....	182
Şekil 4.75.	FEA Doğrulama simülasyon çıktıları (Topoloji optimizasyonu uygulaması) .....	183
Şekil 4.76.	Topoloji optimizasyonu uygulaması, optimize edilmiş katı model geometri detayları (Eleman kodu: TÇBM165-B-001/002) .....	185
Şekil 4.77.	Şekil optimizasyonu için atanan tasarım değişkenleri .....	187
Şekil 4.78.	Maks. eşdeğer gerilme (P7) – Tasarım değişkenleri (P1, P2) .....	190
Şekil 4.79.	Maks. eşdeğer gerilme (P7) – Tasarım değişkenleri (P3, P4) .....	190
Şekil 4.80.	Maks. eşdeğer gerilme (P7) – Tasarım değişkenleri (P5, P6) .....	191
Şekil 4.81.	Maks. deformasyon (P8) – Tasarım değişkenleri (P1, P2) .....	191
Şekil 4.82.	Maksimum deformasyon (P8) – Tasarım değişkenleri (P3, P4) .....	192
Şekil 4.83.	Maks. deformasyon (P8) – Tasarım değişkenleri (P5, P6) .....	192
Şekil 4.84.	Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P1, P2) .....	193
Şekil 4.85.	Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P3, P4) .....	193
Şekil 4.86.	Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P5, P6) .....	194
Şekil 4.87.	GDO analizi Trade-off grafiği (Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P1, P2) ) .....	197
Şekil 4.88.	GDO analizi Trade-off grafiği (Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P3, P4) ) .....	198
Şekil 4.89.	GDO analizi Trade-off grafiği (Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P5, P6) ) .....	198

Şekil 4.90.	FEA Doğrulama simülasyon çıktıları (Şekil optimizasyonu uygulaması) .....	201
Şekil 4.91.	Şekil optimizasyonu uyg. optimize edilmiş katı model geometri detayları (Eleman kodu: TÇBM165-B-001/002) .....	203
Şekil 4.92.	TÇBM165-A-003 referans FEA simülasyon çıktıları .....	205
Şekil 4.93.	Boyut optimizasyonu uygulaması başlangıç katı model geometri detayları (Eleman kodu: TÇBM165-A-003) .....	206
Şekil 4.94.	Maksimum eşdeğer gerilme (P2) – Tasarım değişkeni (P1) .....	208
Şekil 4.95.	Maksimum deformasyon (P3) – Tasarım değişkeni (P1) .....	209
Şekil 4.96.	Toplam ağırlık (P4) – Tasarım değişkeni (P1) .....	209
Şekil 4.97.	GDO Tasarım seti adayları (Örnek sayısı:1000) .....	211
Şekil 4.98.	FEA Doğrulama simülasyon çıktıları (Boyut optimizasyonu uygulaması) .....	213
Şekil 4.99.	Boyut optimizasyonu uygulaması optimize edilmiş katı model geometri detayları (Eleman kodu: TÇBM165-A-003) .....	215

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1.	Tasarım değişkenlerinin başlangıç ve optimize edilmiş değerleri .....	60
Çizelge 4.1.	Makineye ait bazı teknik özellikler .....	74
Çizelge 4.2.	TÇBM nihai montaja ait bazı sayısal değerler .....	79
Çizelge 4.3.	TÇMB için elde edilen çelik esaslı malzemelerin bazı mekanik özellikleri.....	90
Çizelge 4.4.	TÇBM Ağırlık ölçüm sonuçları.....	95
Çizelge 4.5.	Fiziksel ölçüm ve CAD model ağırlıkları .....	96
Çizelge 4.6.	TÇBM Montajında kullanılan malzemelere ait bazı özellikler .....	99
Çizelge 4.7.	Hasadı yapılan yonca bitkisine ait bazı tarımsal verilerin ortalama değerleri.....	125
Çizelge 4.8.	Yol ve tarla testleri sonucu elde edilen ortalama traktör ilerleme hızları.....	128
Çizelge 4.9.	Tarla testleri sonucu elde edilen ortalama traktör kuyruk mili tork değerleri.....	128
Çizelge 4.10.	TÇBM165-A-004 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Von Mises eşdeğer gerilme değerleri .....	129
Çizelge 4.11.	TÇBM165-B-003 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Von Mises eşdeğer gerilme değerleri .....	130
Çizelge 4.12.	TÇBM165-B-004 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Von Mises eşdeğer gerilme değerleri .....	131
Çizelge 4.13.	TÇBM yol konumu maksimum yüklenme artış katsayıları .....	135
Çizelge 4.14.	TÇBM165-A için reaksiyon kuvvetleri sayısal değerleri ve kuvvet doğrulama .....	151
Çizelge 4.15.	TÇBM165-B için reaksiyon kuvvetleri sayısal değerler .....	151
Çizelge 4.16.	TÇBM İş pozisyonu askı konumu FEA Von Mises eşdeğer gerilme değerleri.....	161
Çizelge 4.17.	TÇBM Yol pozisyonu askı konumu FEA Von Mises eşdeğer gerilme değerleri.....	161



Çizelge 4.18. TÇBM hareket iletim elemanları GÇK .....	172
Çizelge 4.19. Topoloji optimizasyonu neticesinde optimize edilmiş geometriye ait bazı değerlerinin başlangıç değerleri ile karşılaştırılması .....	184
Çizelge 4.20. Şekil optimizasyonu ile ilgili tanımlamalar.....	188
Çizelge 4.21. Tasarım setleri ve çözümü.....	189
Çizelge 4.22. GDO Yaklaşımı tanımlamaları (Şekil optimizasyonu) .....	197
Çizelge 4.23. GDO Analizi aday tasarım setleri (Şekil optimizasyonu).....	199
Çizelge 4.24. DesignXplorer ve düzenlenen geometriye ait tasarım değişkenleri değerleri.....	199
Çizelge 4.25. Şekil optimizasyonu neticesinde optimize edilmiş geometriye ait bazı değerlerinin başlangıç değerleri ile karşılaştırılması .....	204
Çizelge 4.26. Boyut optimizasyonu ile ilgili tanımlamalar .....	207
Çizelge 4.27. Tasarım setleri ve çözümü.....	208
Çizelge 4.28. GDO Yaklaşımı tanımlamaları (Boyut optimizasyonu).....	210
Çizelge 4.29. GDO Analizi aday tasarım setleri (Şekil optimizasyonu).....	211
Çizelge 4.30. Boyut optimizasyonu neticesinde optimize edilmiş geometriye ait değerlerinin başlangıç değerleri ile karşılaştırılması .....	216
Çizelge 4.31. TÇBM uygulama örneği yapısal optimizasyon sonuçlarının cevap parametreleri bazında karşılaştırılması.....	216
Çizelge 4.32. TÇBM uygulama örneği yapısal optimizasyon sonuçlarının eleman toplam ağırlıkları bazında karşılaştırılması .....	217

## 1. GİRİŞ

Uluslararası makine sanayinde, özellikle ürün tasarımı ve imalat alanlarında teknolojik açıdan son derece hızlı gelişmeler yaşanmaktadır. Makine imalatı ile ilgili işletmelerin, küresel rekabetin etkili olduğu günümüz koşullarında varlıklarını sürdürebilmeleri ve gelişimlerini sağlayabilmeleri için yeni üretim teknolojilerini kendilerine hızla adapte etmeleri, ayrıca tasarım ve imalat metodolojisi açısından yapısal bir değişime gitmeleri gerekmektedir.

İleri düzey bilgisayar destekli tasarım (CAD: Computer Aided Design), mühendislik (CAE: Computer Aided Engineering), yapısal optimizasyon ve imalat (CAM: Computer Aided Manufacturing) teknolojileri, özellikle gelişmiş ülkelerde endüstriyel ürün geliştirme, makine tasarımı ve imalatı alanlarında aktif olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, son yıllarda tasarım ve imalat teknolojilerindeki yeni gelişmeler, tersine mühendislik (RE: Reverse Engineering) olarak tanımlanan bir kavramı ortaya çıkarmıştır. Tersine mühendislik yaklaşımı ile özellikle var olan makinelere ait tasarımların dijital ortama taşınması, makinelerin geliştirilmesi/iyileştirilmesi ve yapısal optimizasyonu uygulamalarının yapılabilirliği ön plana çıkmıştır. Bu tip tasarımlara yardımcı olan yüksek teknoloji uygulamaları doğruluk, hız, zaman, maliyet, iş gücü vb. yönlerden önemli kazançlar sağlamaktadır. Diğer yandan, birçok ürün tasarımı sürecinde, klasik ve analitik yaklaşımlarla çözülemeyecek kadar karmaşık tasarım sınırlamaları, büyük ölçekli geometrik şekilleri, düzensiz yüzey formları, değişik malzeme kullanımları vb. gibi özellikleri içeren mühendislik tasarımı problemleri ile karşılaşmaktadır. Bu tip mühendislik problemlerine sayısal yöntemlerin entegre edildiği bilgisayar uygulamaları ile çözüm aranmaktadır ve bu uygulamalar ile problemlere çözüm bulmanın yanında tasarım maliyetlerinde %15-30 azalma, toplam tasarım ve imalat süresinde %30-60 azalma, verimlilikte %40-70 artış, parçaların hurdaya ayrılmasında %20-50 azalma, Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM: Finite Elements Method) gibi sayısal yöntemlerin entegre edildiği mühendislik hesaplarında 3-30 kat hız artışı ile ürün değerlendirme ve karşılaştırmada yüksek derecede yetenek ve faydalar sağlanmaktadır (Rembold vd. 1994). Benzer şekilde bilgisayar destekli tasarım ve yapısal optimizasyon tekniklerinin tarım makineleri tasarımında kullanımı sayesinde; doğruluk, hız, zaman, maliyet, iş gücü vb. yönlerden yüksek kazanç elde edilebilir olduğu açıkça görülmektedir.

Tarım alet ve makineleri imalat sektörü, tarımsal üretim için kullanılan tohum, gübre, ilaç, su vb. girdileri arasında yer alan ve önemi gittikçe artan, “tarımda makineleşme” girdisi içerisinde gerekli güç kaynağı, makine, ekipman ve tesislerin üretildiği bir sektördür (Zeren vd 1996). Ülkemizdeki tarım makineleri imalat sanayii, önemli bir potansiyele sahiptir. Ancak, bu alanda faaliyet gösteren işletmelerin büyük bir çoğunluğu, küçük ve orta ölçekli işletmeler grubunda yer almaktadır.

Uluslararası tarım alet ve makineleri imalat sektörü içerisinde, özellikle mühendislik ve imalat süreçlerinde ihtiyaç duyulan tasarım uygulamaları önemli bir yer tutmaktadır (Sha 2008). Bu durum ülkemiz için daha da önem taşımaktadır. Bununla beraber tarım makineleri imalatçıları yeni ürün tasarımı, tasarım geliştirme/iyileştirme ve yapısal optimizasyon konularında ileri düzey bilgisayar destekli tasarım ve imalat teknolojilerinden yeterince yararlanamamaktadır. Dolayısıyla sektörün ileri düzey

tasarım ve imalat teknolojileri ile entegre çalışan diğer ulusal ve/veya uluslararası makine imalatçıları ile metodolojik adaptasyonu da mümkün olamamaktadır. Bu durum sektörün gelişip büyümesine olumsuz yönde etki etmektedir.

Tarımsal üretim süreci toprak işleme, ekim, dikim, gübreleme, hasat-harman ve hasat sonrası ürün işleme gibi birçok işlemi kapsamaktadır. Türkiye’de eklemeli olarak 1 125 001 adet traktör ve 8 607 760 adet tarım iş makinesi bulunmaktadır. Bu makineler içerisinde toprak işleme makineleri 2 888 319 adet (% 33.55), ekim-dikim-gübreleme makineleri 808 128 adet (% 9.39), bitki koruma makineleri 1 092 553 adet (% 12.69), hasat-harman makineleri 614 181 adet (% 7.14), sulama makineleri 1 319 574 adet (% 15.33) ve diğer tip makineler ise 1 885 005 adet (% 21.90) değerinde bir paya sahiptir (TUIK 2012a).

TUIK 2012 verilerine göre, tarımsal işlerde en çok kullanılan makine çeşidi toprak işleme makineleridir. Ancak, hasat harman makineleri yapısal özellikleri, hareket iletim organları, ürün toplama, biçme, iletme, harmanlama, temizleme, aktarma vb. işlemleri birlikte ya da ayrı ayrı yapabilen, farklı fonksiyonlara sahip elemanları veya üniteleri yapısında bulunduran ve daha çok kombine özellikte olan tarım iş makineleridir.

Modern tarım uygulamalarında kullanılan hasat harman makineleri daha çok bitki çeşidine, hasat yöntemine ve güç kaynağına göre sınıflandırılmaktadır. Güç kaynağına göre yapılan sınıflandırmada, hasat harman makineleri traktörle çalışan veya kendi yürür tipte olabilmektedir (Güzel 1993). Traktör kuyruk milinden hareketli hasat-harman makinelerinde, yapısı ve fonksiyonları açısından farklı birçok mekanizma sistemi ve makine elemanı bulunmaktadır. Bu elemanların çalışma şartlarına göre ayrı ayrı çalışma ve tasarım sınırlarının belirlenmesi ve bu sınırlar dâhilinde tasarımlarının hazırlanması ve/veya geliştirilmesi/iyileştirilmesi büyük önem taşımaktadır. Makinelerin iş başarısı ve performansı, bu sistemlerin veya elemanların tasarımı ve optimizasyonu ile doğrudan ilgilidir. Aynı zamanda optimum tasarıma sahip bir makine, imalatçılar açısından da iş görebilen ekonomik bir maliyet anlamı taşımaktadır. Bu kapsamda, hasat harman makineleri gibi çok fonksiyonlu makinelerin tasarımında ileri düzey bilgisayar destekli mühendislik ve yapısal optimizasyon tekniklerinin kullanımı ayrı bir öneme sahiptir.

Ülkemizde tarım makineleri alanında yeni teknolojiler ve ileri düzey mühendislik araçlarının kullanımı sınırlı düzeydedir. Bilgisayar destekli mühendislik kapsamında tarım alet ve makineleri üzerinde yapılan tasarım, yapısal iyileştirme ve optimizasyon içerikli araştırmalar çok azdır. Özellikle ülkemizde yapılan bu az sayıdaki araştırmaların son birkaç yıl içerisinde yoğunlaştığı gözlenmektedir. Yapılan bu araştırmaların detaylı incelenmesi ve değerlendirilmesi sonucunda çalışılan konunun öneminin anlaşıldığı, ancak sistematik ve metodolojik bakımdan yetersiz olduğu görülmüştür. Bu araştırmalar, farklı tarım makineleri üzerinde uygulama yapabilmek için, ilgili sektör çalışanlarının ve araştırmacıların kolayca yararlanabilecekleri referans bir kaynak olma niteliğinden de oldukça uzaktır. Yapılan literatür çalışmalarında, özellikle ülkemizde tarım makineleri ve/veya elemanları üzerinde, tam anlamıyla ileri düzey CAD, CAE ve yapısal optimizasyon tekniklerinin sistematik olarak uygulandığı herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Bu doktora tezi çalışmasında, ülkemizde tarım makineleri tasarım ve imalatı alanında daha önce rastlanılmayan sistematik bir yaklaşım kurularak CAD, CAE ve bilgisayar destekli yapısal optimizasyon teknolojileri desteği ile traktör kuyruk milinden hareketli bir hasat makinesi olan Tamburlu Çayır Biçme Makinesi örneği üzerinde, deneysel doğrulama ile ileri düzey bilgisayar destekli tasarım, mühendislik analiz ve yapısal optimizasyon tekniklerinin uygulaması ilgili tüm ayrıntıları ve uygulama adımları açıklanarak gerçekleştirilmiştir. Makineye ait örnek yapısal elemanların ağırlık azaltma hedefleri doğrultusunda farklı yapısal optimizasyon teknikleri kullanılarak yapısal anlamda optimizasyonu yapılmış ve var olan teknikler kullanılarak, tarım makineleri tasarım ve imalat sektörü için sistematik bir bilgisayar destekli yapısal optimizasyon uygulama algoritması ortaya konmuştur.

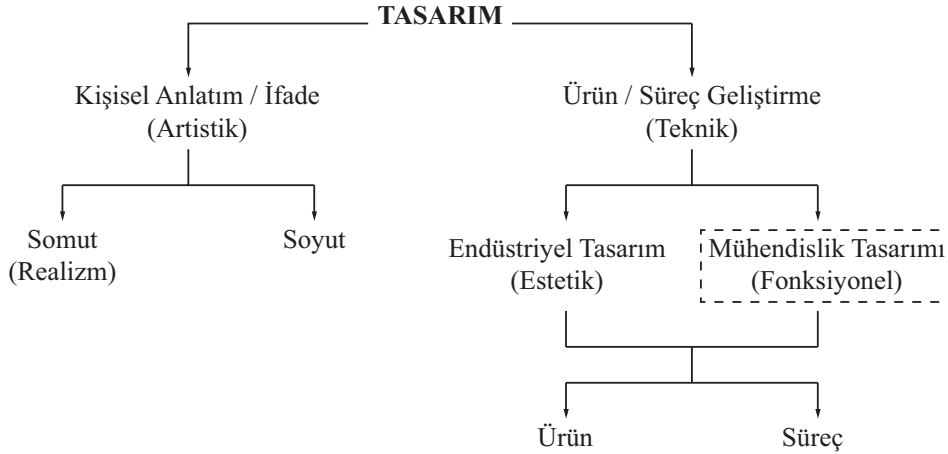


## 2. KURAMSAL BİLGİLER ve KAYNAK TARAMALARI

### 2.1. Tasarım

Tasarım konusu ile ilgili kaynaklarda tasarım terimi için yapılmış çeşitli tanımlara rastlamak mümkündür. İngilizce de “Design” olarak isimlendirilen bu terim Latince “Designare” kelimesinden türetilmiş ve Türkçe’ye “Tasarım” olarak çevrilmiştir. Yalın kelime anlamı; işaret etmek, göstermek, tanımlamak, sınırlarını belirlemek, biçimlendirmek vb. gibi kavramlar ile ifade edilmektedir (Childs 2004). Türk Dil Kurumu (TDK 2012) Güncel Türkçe Sözlük’te ise bu terim; zihinde canlandırılan biçim, tasavvur şeklinde tanımlanmaktadır.

Tasarım kavramı; artistik (Sanatsal) tasarım ve teknik tasarım olmak üzere iki ana gruba ayrılmaktadır. Artistik tasarım daha çok resim, heykel, peyzaj, iç mimari, dekorasyon gibi bireye özgü sanatsal anlatımları içerirken, teknik tasarım ise bir ürün veya sürecin oluşturulması/geliştirilmesini kapsamaktadır. Teknik tasarım kendi içerisinde iki alt gruba ayrılmaktadır. Bu alt gruplardan endüstriyel tasarımda ürün veya sürecin estetik görünümü ve/veya ergonomisi (İnsan faktörü) üzerine odaklanılmaktadır. Mühendislik tasarımında ise bir ürün veya sürecin geliştirilmesinde fonksiyonel, teknolojik ve yenilikçi (Innovative) bir yaklaşım ön plana çıkmaktadır. Buna göre tasarım kavramının genel çatısı Şekil 2.1’deki gibi oluşturulmuştur (Ogot ve Kremer 2004).



Şekil 2.1. Tasarım kavramının genel çatısı

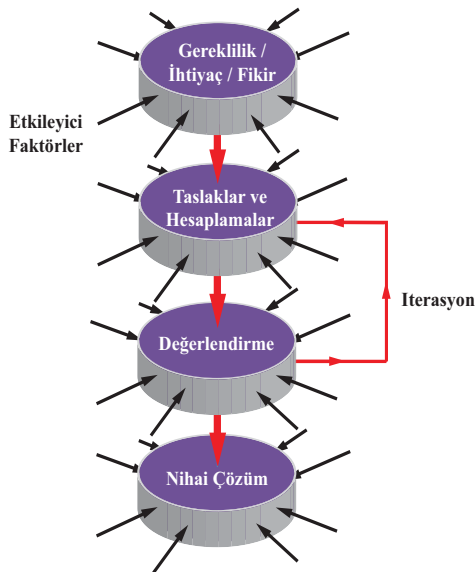
Benzer şekilde mühendislik tasarımı için yapılmış çeşitli tanımlar mevcuttur. Asimov (1962), mühendislik tasarımı insan ihtiyaçlarını giderme hedefi ile bir topluma ait kültür ve teknolojik etkenlerle yönlendirilen planlanmış bir aktivite olarak tanımlamıştır. Blumrich (1970), bu tanımları daha önce çözülmemiş veya farklı yöntemlerle çözülmüş bir problem için yeni çözümler üreten ve tarif eden bir süreç olarak yapmıştır. ABET (ABET: The US Accreditation Board of Engineering and Technology) (1995), ise mühendislik tasarımı istenilen gereklilikleri karşılayan bir sistemi, ürünü veya süreci ortaya çıkaran, tanımlayan toplam bir süreç olarak tanımlamıştır. Bu süreç genellikle temel bilimleri, matematik ve mühendislik bilimlerini uygulayarak ihtiyaçlar doğrultusunda ortaya konan amaca ulaşmak için en uygun yolu arayan iteratif bir yapıya sahip karar verme sürecidir (Ogot ve Kremer 2004).

### 2.1.1. Makine tasarımı

Mühendislik alanları içerisinde alt dal olarak makineler ile ilgili ana bilim dalları, ürün olarak bir makine veya makineye ait elemanlar ele alındığında makine tasarımı kavramı ortaya çıkmaktadır. Bir mühendislik terimi olarak makine; birbirleri ile etkileşimde bulunan ünitelerin oluşturduğu bir alet veya hareket ve kuvveti değiştiren bir cihaz şeklinde tanımlanmaktadır (Norton 2006). Türk Dil Kurumu (TDK 2012) Güncel Türkçe Sözlük'te ise makine; herhangi bir enerji türünü başka bir enerjiye dönüştürmek, belli bir güçten yararlanarak bir işi yapmak veya etki oluşturmak için çarklar, dişliler vb. gibi çeşitli elemanlardan oluşan düzenekler bütünü olarak tanımlanmaktadır. Bu bağlamda bir makineyi veya makine içerisinde yer alan tüm elemanların boyutlarını, şekillerini, malzemelerini belirlemek için elemanlara ait hareketleri, kuvvetleri ve enerji dönüşümlerini tanımlamak ve hesaplamak, makine tasarımında temel görev olmaktadır (Norton 2006). Bu araştırmada "tasarım" kavramı, makine ve/veya makine elemanlarının tasarımı olarak dikkate alınmıştır.

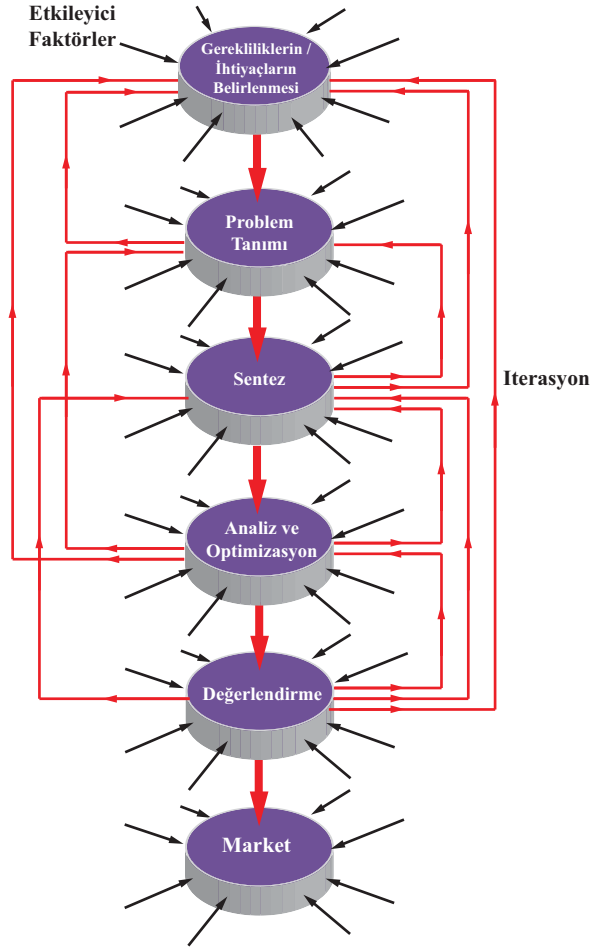
### 2.1.2. Tasarım süreci

Tasarım süreci genellikle gereklilik/ihtiyacın belirlenmesi, özel istek ya da ortaya atılan bir fikir ile başlamakta olup, konsept ürünün ortaya çıkması, değerlendirilmesi, üretilmesi ve pazarlanması için gerekli bilgilerin toplanıp, ürünün sunulması ile tamamlanmaktadır. Geleneksel yaklaşım ile tasarım süreci Şekil 2.2'deki gibi açıklanmaktadır. Bu tasarım süreci modeli yeni bir fikrin ortaya atılması, ortaya atılan fikir kapsamında düşünülen ürün formu ve ürün şekline ait taslakların oluşturulması, hesaplamaların, yargıların, değerlendirmelerin yapılması ve son olarak nihai çözüm ya da ürünün sunulması adımlarını içermektedir. Bu modelde, değerlendirme sonrası fikir üzerinde tekrar çalışma yapılabilmekte, taslaklar ve değerlendirme arasında iterasyonlar uygulanabilmekte, böylece başlangıç tasarımına göre ürün daha çok geliştirilebilmektedir.



Şekil 2.2. Geleneksel yaklaşım ile tasarım süreci

Tasarım süreci, daha gelişmiş ve ayrıntılı bir şekilde Şekil 2.3'deki gibi gösterilmektedir (Childs 2004).



Şekil 2.3. Tasarım süreci ve adımlar arası iteratif yapı

Burada genellikle tasarım sürecinin başlangıcı bir gerekliliğin/ihtiyacın ortaya çıkması veya pazar araştırması sonucunda potansiyeli olan bir talebin, ürünün, cihazın ya da sürecin belirlenmesi ile başlamaktadır. Burada, yeni bir ürün fikrinin pazar araştırması sonunda ortaya çıkması ya da var olan bir ürünün yeniden tasarımı, iyileştirilmesi söz konusu olmaktadır. Gerekliliklerin tanımlanmasından sonra ele alınan problem adımı, tasarlanacak ürüne ait tüm özelliklerin ortaya konulduğu ve çözüm gerektiren bir mühendislik problemi olarak ele alındığı adımdır. Örnek olarak, ürün için tanımlanmış tüm girdi ve çıktı bilgileri, boyutlar, karakteristik özellikler, tasarım ve pazar sınırlamaları bu adımda çözülmesi gereken bir problem olarak tanımlanabilmektedir. Sentez adımı, tasarım ihtiyaçlarını karşılayabilecek nitelikte tüm konsept ve potansiyel çözümlerin bir araya toplandığı ve ön değerlendirmelerin yapıldığı adımdır. Analiz adımı, temel olarak mühendislik analiz ve diğer ilgili uygulamaları içermektedir. Ele alınan konu, istatistik, mekanik, dinamik, mukavemet, malzeme bilgisi, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi vb. gibi detaylı mühendislik yaklaşımı içerisinde incelenmektedir. Bu gibi mühendislik araçları ve teknikleri ortaya atılan tasarımın yeterince dayanıklı olup olmadığı veya kabul



edilebilir sıcaklık değerlerinde çalışıp çalışamayacağı gibi teknik konuların incelenmesinde ve bu konularla ilgili sayısal değerlerin toparlanmasında kullanılmaktadır. Sentez, bir şeyleri bir araya getirme ve ön değerlendirme anlamını taşırken analiz bir şeyleri parça bazında veya tüm bir yapı olarak çözümlmeyi amaçlamaktadır. Sentez işlemi analiz adımından önce gerçekleştirilmesi gereken bir adım olmasına rağmen, sentez ve analiz adımları her zaman birlikte ilerleyen ve devamlı birbirleri ile etkileşimde bulunan adımlardır. Optimizasyon adımında, ortaya atılan konsept tasarıma ait, en iyi olarak tarif edilen parametre setleri ilgili mühendislik teknikleri kullanılarak araştırılmaktadır. Optimizasyon adımı kapsamlı ve kendi içerisinde karmaşık bir iteratif yapıya sahiptir. Bu adım, nihai tasarımın şekillendirilmesinde çok önemli bir konumda bulunmaktadır. Değerlendirme adımında, ortaya çıkan tasarımın başlangıçta tanımlanan ihtiyaçları karşılayıp karşılamadığı değerlendirilmektedir. Bu adım analiz esaslarını, prototip test sonuçlarını ve pazar araştırmalarını da içermektedir. Ayrıca bu adımda, ortaya çıkarılan tasarımın üretime geçilmesi için değerlendirmelerin ve son testlerin yapıldığı ve seri üretim kararların verildiği adımdır.

Şekil 2.3'de gösterildiği gibi tüm aşamalar arasında iteratif bir yaklaşım söz konusudur. Örnek olarak; başlangıçta tanımlanan bir ihtiyaç ya da ortaya atılan fikir doğrultusunda bir tasarım taslağının önerildiği varsayılın, bu önerinin bazı hesaplamalar ve değerlendirmeler sonucunda başlangıçta tanımlanan ihtiyaçlara cevap veremediği görüldüğü durumlarda yeni bir çözüm için daha önceki adımlara geri dönülmesi, yeni öneriler ve değerlendirmelerin yapılması gerekmektedir. İşte bu durum ürün geliştirme ve iyileştirme için kurulan tasarım süreci içerisindeki iteratif yapının nasıl çalıştığını göstermektedir.

Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'de verilen akış diyagramlarında bir tasarım metodolojisi sunulmamaktadır. Daha çok tasarım süreci içerisinde nasıl bir ilerleyiş olduğu tarif edilmektedir. Tasarım metodolojisi bir tasarımcı veya bir tasarım ekibi tarafından kullanılan bir yoldur. Ancak tasarım metodolojisi tam bir bilim dalı olarak değerlendirilememektedir. Ayrıca tasarımın ispatlanmış veya garanti edilmiş bir metodolojisi yoktur. Bu nedenle bazı tasarımcılar kademe kademe ilerleyen bir yol izlerken bazı tasarımcılar tasarım adımları arasında eş zamanlı bir ilerleyiş benimsemektedirler (Childs 2004, Pugh 1991).

### **2.1.3. Bilgisayar destekli tasarım (CAD: Computer Aided Design)**

Bilgisayar teknolojilerinin kullanımı tüm sektörlerde hızla yaygınlaşmaktadır. Öyle ki gelecekte bilgisayar kullanımının makine tasarımı ve imalatında hangi noktalara kadar ulaşabileceği, nasıl gelişeceği ve daha başka nerelerde uygulama alanı bulabileceği tam olarak tahmin edilememektedir. Bu değişim bilgisayar donanımlarının ve yazılımlarının, bilgisayar teknolojisiyle donatılmış imalat uygulamalarının ve standartlaşma işlemlerinin gelişimine bağlı olacaktır. Bir ürünün ortaya çıkmasında, şimdiye kadar yapılmış çalışmalar, uygulamalar veya araştırmalar, klasik imalat uygulamalarına kıyasla bilgisayarların entegre edildiği tasarım ve imalat uygulamaları, aşağıda sıralanan bazı önemli yararları sağlamaktadır (Rembold vd. 1994).

1. Tasarım maliyelerinde % 15-30 azalma
2. Parça başına toplam tasarım ve imalat süresinde % 30-60 oranında azalma
3. Verimlilikte % 40-70 oranında artış
4. Daha iyi ürün kalitesi ile parçaların hurdaya çıkmasında %20-50 oranında azalma
5. Sonlu elemanlar metodu vb. gibi CAD teknolojisine entegre edilmiş sayısal yöntemlerin ilgili mühendislik hesaplarında 3 ila 30 kat arasında hız artışı
6. Ürünlerin değerlendirilmesinin ve karşılaştırılmasının yapılması işlemlerinde yüksek yetenek

Makinelerin tasarımı ve yapımının geçmişi bilgisayarların ortaya çıkmasından çok daha öncelere dayanmaktadır. Örnek olarak ilk avlanma silahları ve insan veya hayvan gücünden yararlanılarak kullanılan tarım alet ve makineleri neredeyse insanlık tarihi kadar eskidir. Daha sonraki yıllarda sanayi devrimi ile birlikte (19. ve 20.yy) önemli buluşlar yapılmış, buhar makineleri, su türbinleri, demiryolları, otomobiller ve motorla çalışan tekstil makineleri geliştirilmiştir. II. Dünya savaşı sırasında, büyük ölçekte çelik yapıları gemiler, denizaltılar, uçaklar, kara taşıtları vb. gibi askeri araçlar tasarlanıp başarı ile imal edilmiştir. Ancak bu ilerlemeler içerisinde bir süre sonra makine tasarımı sürecinde bilgisayar kullanımı ve katı cisimlerin üç boyutlu modellerinin sunmaları bir ihtiyaçtan daha çok zorunluluk haline gelmiştir. Bu bağlamda üç boyutlu katı modelleme yaklaşımı ilk olarak Fransız matematikçi Gaspard Monge (1746-1818) tarafından ifade edilmiştir. Ancak bu yaklaşım askeri düzeyde yaklaşık yarım yüzyıl boyunca bir sır olarak tutulmuş ve daha sonra sivil mühendisler için ancak 19. yüzyılın sonlarına doğru ulaşılabilir hale gelmiştir. Elektronik ve bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle birlikte bu alandaki çalışmalar da, hızlı bir ilerleme kaydetmiştir (Sanders 2008, Saxena ve Sahay 2005, Carlson 2007).

Yirminci yüzyılın başlarında "CAD" terimi bilgisayar destekli taslak-çizim (Computer Aided Drafting) olarak adlandırılmakta iken, daha sonraları ve günümüzde bilgisayar destekli tasarım (Computer Aided Design) olarak anlam kazanmıştır. Bilgisayarların gelişimi ile birlikte teknik resim, taslak çizim, mühendislik analizleri, görselleştirme, simülasyonlar ve animasyonlar gibi uygulamalar için ilgili yazılımlarda geçtiğimiz 20 yıllık süreçte çok hızlı bir gelişim yaşanmıştır. Bu günün teknolojisi ise neredeyse her türlü karmaşık ve çok unsurlu yapıya sahip katı modellerin yaratılabilmesi için yüksek kabiliyetli bilgisayar destekli mühendislik tasarımı yazılımlarının kullanılmasına olanak tanımaktadır. Bununla birlikte CAD teknolojisi bugün bile göreceli şekilde çok yeni bir teknoloji olarak değerlendirilmekte ve hala üzerine araştırmalar yapılarak geliştirilebilir bir konumda bulunmaktadır.

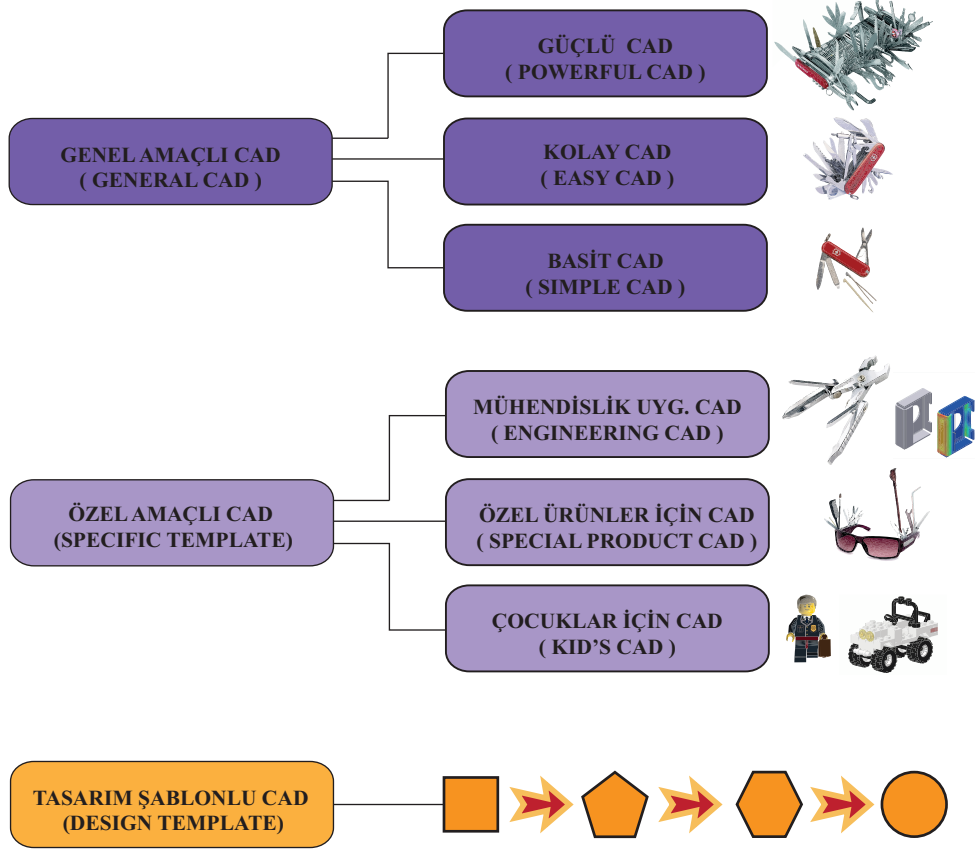
#### 2.1.4. CAD yazılımları

İlk nesil CAD sistemleri çizgiler, daire yayları, yazı karakterleri ve sembollerle çalışan ilkel grafik uygulamalarıdır. Bu uygulamalar sınırlı kapasitede taslak ve teknik çizim yapabilecek kabiliyettedir. Yalnızca basit ve sınırlı düzeyde tasarım çalışmalarının yapılabilmesine olanak tanımaktadır. Bu tip uygulamalar 2D teknik çizimlerin dokümantasyonunda yararlı olsa da 2D çoklu görünüş şeklinde hazırlanan tasarım konseptlerinin tartışmaya sunulması ve tüm ilgililer tarafından akılda canlandırılması oldukça güç olmaktadır. Bu bağlamda tasarımların 3D olarak sunulması en iyi çözüm olarak görülmüştür. CAD teknolojisinin tarihsel gelişimi ile CAD sistemlerinde kullanılan en güncel teknik ise 3D katı modelleme (3D Solid Modelling) tekniğidir. Bu teknik ile 3D fiziksel objelerin tam anlamıyla bilgisayar ortamında modellemeleri gerçekleştirilebilmektedir (Requicha ve Rossignac 1992). Özellikle tasarım ve imalat uygulamaları içerisinde 3D katı modelleme tekniği en önemli unsur olarak görülmektedir. Aynı zamanda 3D katı modelleme tekniği tasarım, imalat, grafik ve sanal gerçeklik uygulamalarında 3D objelerin yaratılmasında en güvenilir yol olmaktadır (Hoffmann ve Rossignac 1996).

Dijital modellemenin daha gerçekçi bir hale gelebilmesi için güncel CAD yazılımları içerisinde 3D katı modellere ait fiziksel özellikler ve özgün malzeme kaplamaları gibi birçok gelişmiş özellikler de tanımlanabilmektedir. Bu tip özelliklerin CAD teknolojisinde yer alması ve özellikle Sonlu Elemanlar Metodu gibi sayısal yöntemlerin CAD teknolojisine entegre edilmesi ile fiziksel modeller üzerinde gerçekleştirilen mekanik gerilme, ısı transferi, dinamik, titreşim, kinematik analizler, hareket simülasyonları, akışkanlar dinamiği uygulamaları, elektro manyetik analizler, çarpışma-patlama analizleri, montaj planlama vb. gibi çok çeşitli mühendislik analizleri artık dijital ortamda hazırlanan 3D modeller üzerinde yapılabilmektedir.

CAD teknolojisinin gelişimi hiç durmadan devam etmektedir ve bir tasarım aracı olarak kullanılan CAD yazılımları ilk çalışmalarından bu yana oldukça hızlı bir ilerleme kaydetmiştir. Başlangıçta CAD kullanıcılarının sadece ilgili mühendislik alanlarında çalışan kişilerden oluşması ve dijital modellerin yaratılması ve istenildiğinde değiştirilmesi, kullanılan komutlara hakim olmak için oldukça uzun bir yazılım uzmanlık eğitim sürecinden geçmesi gerektiği şeklinde algılanmaktaydı. Daha sonra kullanılan CAD yazılımları, ilgili komutları ikon (Simge) bazlı çalıştıran ve kullanıcı dostu kolay anlaşılabilir ara yüzleri ile bu süreci çok daha kolay bir hale taşımışlardır.

Günümüzde CAD yazılım firmaları çok fonksiyonlu, kullanıcı dostu ve esnek yapıda paket programlar geliştirmektedir. Buna göre CAD yazılımları, kullanım amacı ve modelleme kabiliyetlerine göre üç ana gruba ayrılmaktadır. Bunlar Özel Amaçlı CAD, Genel Amaçlı CAD ve Tasarım Şablonlu CAD yazılımlarıdır (Şekil 2.4) (Ariadi 2009).



Şekil 2.4. CAD yazılımlarının sınıflandırılması

Günümüzde makine tasarım uygulamaları için yaygın olarak kullanılan bilgisayar destekli tasarım ve bu yazılımlarla entegre çalışabilen mühendislik analiz yazılımları arasında AUTODESK AUTOCAD, SOLIDWORKS, PRO-ENGINEER, AUTODESK INVENTOR, CATIA, IDEAS, SOLIDWORKS SIMULATION, NASTRAN, COMSOL, ABAQUS, ANSYS ve ADAMS yazılımları örnek olarak verilebilir. Tasarım uygulamaları, mühendislik analizleri, yapısal optimizasyon ve imalat süreçlerinde yaygın olarak kullanılan bu yazılımlar, halen gelişimlerini sürdürmektedir.

## 2.2 Mukavemet ve Hasar Teorileri

### 2.2.1 Mukavemet

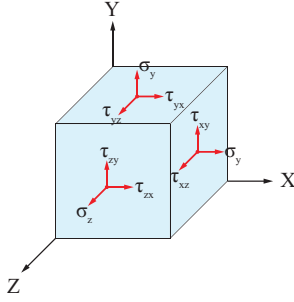
Mukavemet, yük taşıyan bir sistemde etki verilmişken boyut tayini, boyut verilmişken sistemin taşıyabileceği yük miktarını belirlemeye çalışan bir bilim dalı olarak ifade edilmektedir (Yayla 2001). Statik ve dinamik koşullarda cisimlerin, kuvvet etkisi altında şekil değiştirmedeği ve dengede olduğu kabul edilmektedir. Mukavemet hesaplarında ise şekil değiştiren cisimlerin durumu incelenmektedir (Karagöz 2007).

Dış kuvvetler etkisindeki bir cismin, sonsuz küçük bir alanına gelen iç kuvvetlerin yönü ve büyüklüğü değişmektedir. Bu iç kuvvetler vektörel olup, uygulanan dış kuvvetlerle denge halindedir. Cisimlerin mukavemetinde, bu iç kuvvetlerin değişik noktadaki yoğunluğunu belirlemek önemlidir. Çünkü malzemenin şekil değişimi ve yük taşıma kapasitesi, bu kuvvetlerin yoğunluğuna bağlı olmaktadır. Bu yoğunluk “Gerilme” olarak isimlendirilmektedir (Eşitlik 2.1) (Yayla 2001, Nash 1998).

$$Gerilme = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2.1)$$

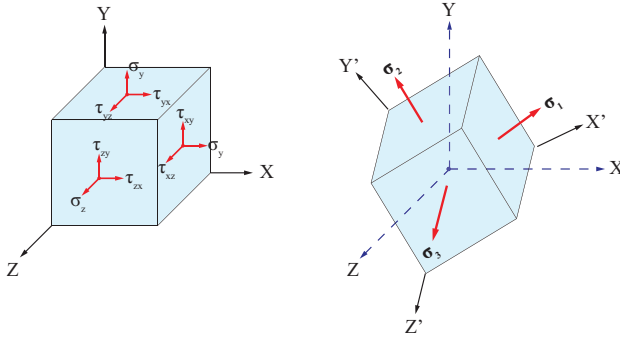
SI birim sistemine göre kuvvet birimi Newton [N], alan birimi [m<sup>2</sup>] olarak alınırsa gerilmenin birimi [N m<sup>-2</sup>], [Pa] ve katları olarak ifade edilmektedir. Bu durumda, yükleme şekline göre iki çeşit gerilme oluşmaktadır. Bunlar normal gerilme ve kayma gerilmesidir (Yayla 2001, Nash 1998, Beer ve Johnston 1985).

Bir cisimde ortaya çıkan gerilme hali; gerilmenin büyüklüğü, doğrultusu ve etkili olduğu kesit düzlemine göre açıklanmaktadır. Bir noktadaki gerilme hali açıklanırken, genelde normalleri koordinat eksenleri ile aynı doğrultuda olan birbirlerine dik üç kesitteki eğik gerilme vektörleri verilmektedir. Bu dik kesitlerdeki normal gerilmeler,  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  gibi tek indis ile gösterilmektedir. Bu indisler normal gerilmelerin doğrultularını belirtmektedir. Kayma gerilmeleri ise kesit içinde ve eksenler doğrultusunda iki bileşene ayrılmaktadır. Her bileşen  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$ ,  $\tau_{yz}$  gibi iki indis ile gösterilmektedir. Bu indislerden birincisi kayma gerilmesinin bulunduğu düzlemin normalini, ikincisi ise kayma gerilmesinin yönünü belirtmektedir.  $\tau_{xy}$  gösteriminde, x indisi kayma gerilmesinin etkidiği yüzeyin normalini, y indisi ise kayma gerilmesinin doğrultusunu göstermektedir. Üç boyutlu gerilme halini belirleyen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ ,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$ ,  $\tau_{yx}$ ,  $\tau_{yz}$ ,  $\tau_{zx}$ ,  $\tau_{zy}$  olmak üzere dokuz gerilme bileşeni vardır. Şekil 2.5’de X, Y, Z koordinat sisteminde tanımlanmış sonsuz küçüklükte küp şeklinde bir birim elemanın üzerindeki gerilme bileşenleri gösterilmiştir. Şekilde görülemeyen yüzlere normalleri eksen yönleri ile ters olduklarından dolayı negatif (-) yüz denilmektedir.



Şekil 2.5. Birim eleman üzerine etkiyen gerilme bileşenleri

Birim eleman koordinat düzleminde çevrildiğinde, gerilme değerleri bazı açılarda özel değerler almaktadır. Bu açılardan biri, kayma gerilmelerinin sıfır olduğu açıdır (Şekil 2.6). Bu açı ile birlikte sadece normallerde oluşan gerilmeler kalmaktadır. Bu gerilmelere “Asal Gerilmeler” denilmektedir ve  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  ve  $\sigma_3$  sembolleri ile gösterilmektedir. Asal gerilmeler arasında  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$  bağıntısı vardır. Bu nedenle  $\sigma_1$  maksimum asal gerilme,  $\sigma_2$  için ortanca asal gerilme ve  $\sigma_3$  için minimum asal gerilme denilmektedir (Efunda 2012, Hibbeler 2011).



Şekil 2.6. Gerilme bileşenleri ve asal gerilmeler

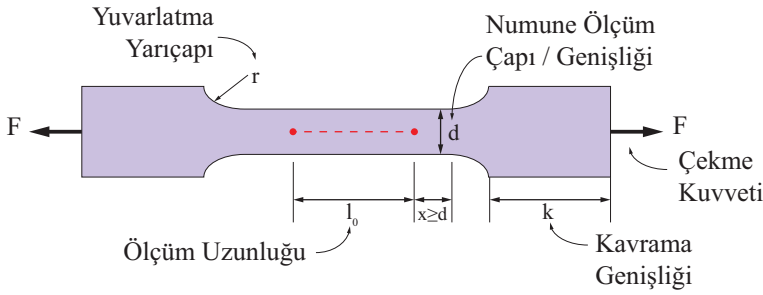
### 2.2.2 Hasar teorileri

Bir malzeme, tanımlanan elastik sınırın ötesinde bir gerilme yükü ile yüklenirse kalıcı şekil değişikliğine uğrar ve tasarım fonksiyonundan uzaklaşır. Bu durum malzemede hasar olarak isimlendirilmektedir. Örneğin, çekme deneyine tabi tutulan bir malzeme numunesi, çekme yükü altında belirli bir yükleme derecesinden sonra hasara uğramaktadır. Buradaki hasar durumu iki şekilde oluşmaktadır. Birinci durumda; dökme demir gibi gevrek ve kırılğan yapıli malzemelerde numune, herhangi bir uzama (Akma) göstermeden kırılmakta veya parçalara ayrılmaktadır. İkinci durumda ise; genel amaçlı imalat çeliği gibi sünek yapıli malzemelerde numune, elastik olmayan bir uzama ile ayrılmakta ve daha sonra kopmaktadır. Sonuç olarak hasar terimi, tasarım kriteri olarak ele alındığında hem malzemenin kalıcı şekil değişimine uğraması (Plastik deformasyon), hem de kopması anlamında kullanılmaktadır. Aynı yükleme koşulunda dahi sünek bir malzemenin akmasına neden olan faktörler gevrek bir malzemenin kırılmasına neden olan faktörlerden farklılık gösterebilmektedir. Bu nedenle değişik durumlarda kullanılmak üzere kurulmuş, çeşitli hasar kriterleri ve hasar teorileri ortaya atılmıştır. Önerilen bu

teorilerin amacı, bir malzeme için çok eksenli yükleme durumu ile ortaya çıkan hasarı, tek eksenli çekme ya da basma deneyi sonuçlarından elde edilen malzeme davranışı ve limit değerleri ile kıyaslayarak açıklamaya çalışmaktır.

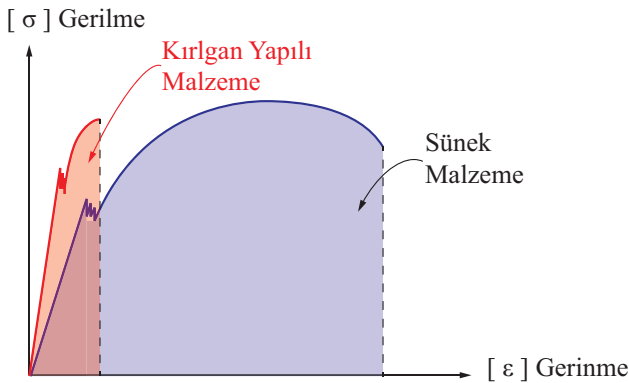
Malzemelerin çalışması sırasında, kırılmadan önce ne kadar deforme olacağını bilmesi veya elastikiyet özelliğinin değerlendirilmesi de oldukça önemlidir. Ele alınan malzemeye ait gerilme-gerinme diyagramları çıkartılarak kritik mekanik özellikler hesaplanabilmektedir. Bu bağlamda uygulamada tek eksenli çekme deneyleri yaygın olarak kullanılmaktadır.

Çekme deneyi, ilgili standartlarca tanımlanmış bir deney numunesinin, çeki yükü etkisi altında, genellikle kopuncaya kadar olan gerilme değerlerini kapsamaktadır. Deney numunesi olarak genelde dikdörtgen kesitli veya yuvarlak kesitli malzemeler kullanılmaktadır. Tipik bir çekme deneyi numunesi Şekil 2.7’de gösterilmiştir (Davis, J.R. 2004.).



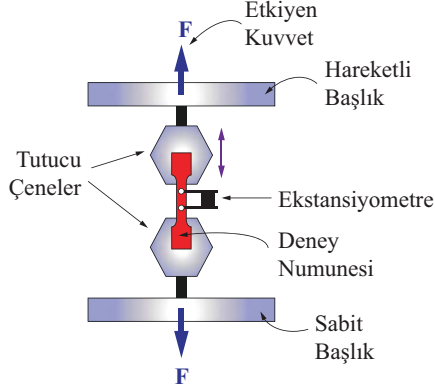
Şekil 2.7. Tipik bir çekme deneyi numunesi

Çekme deneyi uygulamasında, deneyin başlangıcından bitişine kadar numuneye uygulanan çeki yükü ve numunede meydana gelen uzama miktarı zamana bağlı olarak ölçülmektedir. Ölçülen bu değerler ile malzemeye ait kuvvet-uzama ( $F-\Delta L$ ) diyagramı oluşturulmaktadır. Daha sonra ilgili eşitlikler ile gerilme-gerinme (Stress-strain) ( $\sigma-\epsilon$ ) diyagramı elde edilmektedir. Bu diyagramlar, çekme deneyine tabi tutulan malzemenin kırılma ya da sünek yapısına göre farklı bir şekilde olabilmektedir (Şekil 2.8).



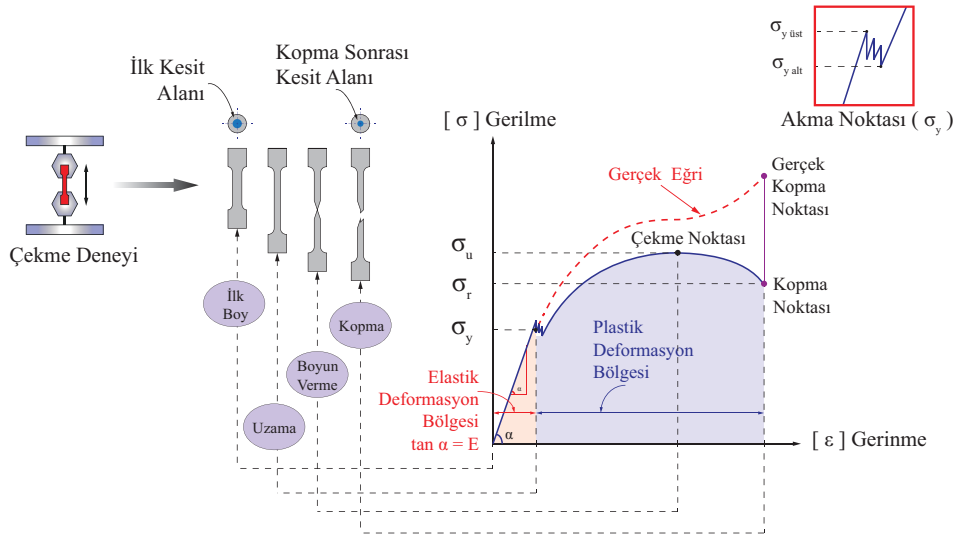
Şekil 2.8. Çekme deneyi sonrası kırılma ve sünek yapı malzemelerin gerilme-gerinme diyagramları

Çekme cihazları genel olarak sabit bir alt kavrayıcı, hareketli bir üst kavrayıcı ve uzamanın ölçüldüğü ekstansiyometreden oluşmaktadır. Günümüzde çok değişik tipte çekme testi cihazları geliştirilmiştir. Şekil 2.9’da tipik bir çekme deneyi cihazı ve deneyin genel prensibi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.9. Tipik bir çekme deneyi cihazı çalışma prensibi

Sünek bir malzeme numunesi için gerçekleştirilmiş çekme deneyi sonuçlarından yararlanılarak çizilmiş örnek bir gerilme-gerinme diyagramı Şekil 2.10’da verilmiştir. Bu diyagramda iki farklı eğri bulunmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan eğri mühendislik eğrisi olarak isimlendirilir. Bu eğri deney sonrası elde edilen kuvvet değerlerinin, numunenin başlangıç kesit alanına bölünerek hesaplanan gerilme değerleri ile çizilen eğridir. Diyagramda kesikli çizgilerle gösterilen eğri ise gerçek çekme eğrisi olarak isimlendirilir. Çekme deneyi sırasında değişen çekme kuvvetinin herhangi bir andaki değeri, deney parçasının başlangıç kesitine değil de o andaki en dar kesite bölünmesi ile gerçek gerilme değerleri elde edilmektedir. Gerçek çekme eğrisi, mühendislik çekme eğrisinde olduğu gibi bir maksimumdan geçmemektedir. Bu eğri, kopma noktasına kadar artış göstermektedir (Çapan 1999).



Şekil 2.10. Sünek malzemeler için gerilme-gerinme diyagramı



Çekme deneyi sonrası elde edilen ve özellikle mukavemet hesaplamalarında yaygın olarak kullanılan bazı mekanik özellikler aşağıda açıklanmıştır. Bu değerler mühendislik eğrisi değerleridir. Yani ilgili mühendislik hesaplarında referans alınarak kullanılan deney numunesinin başlangıç boyu ( $L_0$ ) ve kesit alanı ( $A_0$ ) değerlerinden hesaplanan değerlerdir.

*Elastisite Modülü ( E )*: Gerilme ( $\sigma$ ) ile gerinme ( $\varepsilon$ ) arasındaki ilişkiyi belirleyen ve malzemenin temel özelliklerinden olan bir değerdir. Gerilme değerleri uygulanan çekme kuvvetinin ( $F$ ) malzeme kesit alanına ( $A_0$ ) bölünmesiyle elde edilmektedir. Gerinme değeri ise deney sonrası son ölçü uzunluğu ( $L$ ) ile ilk ölçü uzunluğunun ( $L_0$ ) farkının, ilk ölçü uzunluğuna oranıdır. Gerilme-gerinme diyagramında tanımlan eğride akma dayanımı noktasına kadar olan doğrusal eğrinin eğimi elastisite modülünü vermektedir (Ugural ve Fenster 2003). Eşitlik 2.2’de elastisite modülünün gerilme ve uzama ile ilişkisi verilmiştir. Lineer bölgede tanımlanan bu ilişki Hooke Kanunu olarak da bilinmektedir.

$$\sigma = \frac{F}{A_0}, \quad \varepsilon = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{\Delta L}{L_0} \quad \rightarrow \quad \sigma = E\varepsilon \quad \rightarrow \quad E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (2.2)$$

*Akma dayanımı (  $\sigma_y$  )*: Uygulanan çekme kuvvetinin yaklaşık olarak sabit kalmasına karşın, plastik şekil değişiminin önemli ölçüde arttığı ve çekme diyagramının düzgünlük gösterdiği gerilme değeridir. Bazı durumlarda malzemenin çekme diyagramında akma noktası belirgin olmamaktadır. Bu gibi durumlarda % 0.2 uzamanın olduğu noktadan elastik bölgedeki eğriye paralel, düz bir çizgi çizilmektedir ve çizginin çekme eğrisini kestiği nokta akma noktası olarak kabul edilmektedir. Bu nokta malzemenin elastik ve plastik davranışının ayırt edildiği nokta olarak ta tarif edilebilmektedir (Eşitlik 2.3).

$$\sigma_y = \frac{F_{Akma}}{A_0} \quad (2.3)$$

*Çekme Dayanımı (Maksimum gerilme) (  $\sigma_u$  )*: Numunenin kopmadan dayanabileceği ve diyagramdaki en yüksek gerilme değeridir. Akma dayanımı ile çekme dayanımı noktasında malzeme çekme kuvvetinin etkisinde değişmeyen bir plastik deformasyon davranışı sergilemektedir. Elde edilen maksimum kuvvet değerinin başlangıç numune kesit alanına bölünmesiyle hesaplanmaktadır (Eşitlik 2.4).

$$\sigma_u = \frac{F_{Maksimum}}{A_0} \quad (2.4)$$

*Kopma Dayanımı (  $\sigma_r$  )*: Çekme numunesinin deney sonunda kopmaya uğradığı gerilme değeridir. Bu noktada birim uzama maksimum değerini almaktadır. Kopma gerilmesi değeri elde edilen maksimum çekme gerilmesi değerinden daha düşük olmaktadır. Maksimum çekme dayanımı noktası ile kopmanın gerçekleştiği nokta arasında malzeme değişken bir plastik deformasyon davranışı göstermektedir. Bu bölge numunenin boyun verdiği bölgedir (Eşitlik 2.5).

$$\sigma_r = \frac{F_{Kopma}}{A_0} \quad (2.5)$$

*Kesit daralması (  $\psi$  [%] )*: İlk kesit alanı ( $A_0$ ) ile son kesit alanı ( $A$ ) farkının, ilk kesit alanına oranının yüzde olarak ifadesidir (Eşitlik 2.6).

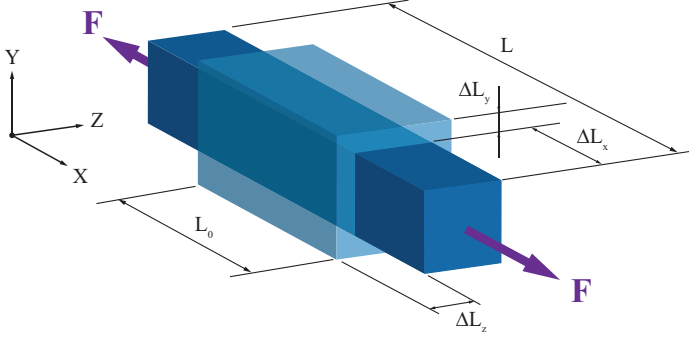
$$\psi [\%] = \frac{A_0 - A}{A_0} \times 100 \quad (2.6)$$

*Uzama (  $\delta$  [%] )*: Son ölçü uzunluğu ( $L$ ) ile ilk ölçü uzunluğunun ( $L_0$ ) farkının, ilk ölçü uzunluğuna oranının yüzde olarak ifadesidir (Eşitlik 2.7).

$$\delta [\%] = \frac{L - L_0}{L_0} \times 100 \quad (2.7)$$

*Poisson Oranı (  $\nu$  )*: Çekme deneyinde malzemenin elastik bölge sınırları içerisinde meydana gelen kesit daralmasının, kuvvet eksenine boyunca uzamalara oranı sabit bir sayıdır. Bu sabit Poisson Oranı ( $\nu$ ) olarak isimlendirilmektedir. Şekil 2.11’de örneklendirilen cisim için Poisson Oranı Eşitlik 2.8’de ifade edilmiştir. Bu değer metaller, seramik ve cam için yaklaşık  $\nu \approx 1/3$ , polimer ve elastomerler için yaklaşık  $\nu \approx 1/2$  kabul edilmektedir (Cardarelli 2008).

$$\nu = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = -\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x} \quad (2.8)$$



Şekil 2.11. Çekme kuvveti altında cismin şekil değişikliği

Çekme deneyi sonuçları ile karşılaştırılarak çok eksenli yükleme durumunda malzemelerde ortaya çıkabilecek hasarın tanımlanması amacıyla kullanılan başlıca hasar teorileri aşağıda sıralanmıştır. Aşağıda sıralanan teorilere ek olarak Octahedral kayma gerilmesi teorisi ve Mohr Teorisi gibi çok daha karmaşık teoriler de bulunmaktadır (Punmia ve Kr. Jain 2002, Srivastava ve Gope 2007, Bhandari 2010, Risitano 2011).

- Maksimum asal (Normal) gerilmeler teorisi
- Maksimum asal (Normal) gerinme teorisi
- Maksimum kayma gerilmeleri teorisi
- Maksimum gerinme enerjisi teorisi
- Maksimum şekil değiştirme (Distorsiyon) enerjisi teorisi

Çoğunlukla tarım alet ve makinelerinin yapısal elemanlarının imalatında genel amaçlı imalat çeliği sınıfından, sünek yapılı çelik esaslı malzemeler kullanılmaktadır. Bunun için bu tip malzemelerle imal edilmiş makine elemanlarının hasar değerlendirmeleri bu teoriler içerisinde “Maksimum Şekil Değiştirme Enerjisi Teorisi” referans alınarak yapılmaktadır.

Maksimum Şekil Değiştirme Enerjisi Teorisi 1904’de Polonyalı bilim adamı M.T. Huber ve bağımsız olarak 1913’de Almanyalı bilim adamı R.E. Von Mises (1883-1953) tarafından ortaya atılmıştır. Bu teori daha çok Von Mises teorisi olarak bilinmektedir. Teoriye göre; malzemede şekil değişikliği yapan gerinme enerjisi miktarı tam anlamıyla malzemede akma nedeniyle oluşan hasardan sorumludur ve şu şekilde tarif edilmektedir: Bileşik gerilmeler altında çalışan bir malzemede herhangi bir noktadaki birim hacimde depolanan şekil değiştirme enerjisi, tek eksenli basit yükleme (Çekme veya basma) halinde elde edilen, aynı malzemeye ait her hangi bir noktada birim hacimde depolanan şekil değiştirme enerjisine eşit olduğu zaman malzemede elastik olmayan deformasyonlar yani hasar meydana gelmektedir.

Şekil değiştirme enerjisi, toplam enerji miktarından hacimsel değişim enerjisinin çıkartılması ile elde edilmektedir. Burada toplam iş, malzeme hacminde değişiklik yapan doğrusal gerilmeler ve hacimde değişiklik yapmayan kayma gerilmeleri ile yapılmaktadır. Bu teoriye göre hasara neden olan enerji miktarı iki başlıkta incelenmektedir. Birincisi,  $U_v$  olarak simgelenir ve geometrik şekli aynı kalsa bile malzemede oluşacak hacim değişikliğini meydana getirmek için gerekli olan enerjiyi ifade etmektedir. İkincisi,  $U_s$ , malzeme hacminde bir değişiklik yapmadan malzemenin geometrik şeklini değiştirmek için harcanan enerjiyi ifade etmektedir ve toplam enerji aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$U = U_v + U_s$$

$$U_v = \frac{1}{2}(\sigma_{Ortalama})\Delta V = \frac{1}{2}\left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}\right)\Delta V = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{6}\Delta V$$

$$\Delta V = \frac{1}{E}\left\{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - \frac{2}{m}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)\right\} = \frac{1}{E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)\left(\frac{m-2}{m}\right) \quad (2.9)$$

$$U_v = \frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2}{6E}\left(\frac{m-2}{m}\right) = \frac{m-2}{6mE}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)\right]$$

$$U_v = \frac{m-2}{6mE}(X + 2Y)$$

Burada X ve Y şu şekilde tanımlanmaktadır.

$$X = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 \quad \text{ve} \quad Y = \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1 \quad (2.10)$$

Aynı zamanda aşağıdaki form elde edilmektedir,

$$U = \frac{1}{2E}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \frac{2}{m}(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)\right] \quad (2.11)$$

$$U = \frac{1}{2E}\left[X - \frac{2}{m}Y\right]$$

Bu durumda,

$$\begin{aligned}
U_s &= U - U_v = \frac{1}{2E} \left[ X - \frac{2}{m} Y \right] - \frac{m-2}{6mE} [X + 2Y] \\
&= \frac{1}{6E} \left[ 3X - \frac{6Y}{m} - X - 2Y + \frac{2X}{m} + \frac{4Y}{m} \right] \\
&= \frac{1}{3E} \left[ X \left( 1 + \frac{1}{m} \right) - Y \left( 1 + \frac{1}{m} \right) \right] = \frac{m+1}{3mE} (X - Y) \quad (2.12) \\
&= \frac{m+1}{3mE} \left[ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1) \right] \\
U_s &= \frac{m+1}{6mE} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]
\end{aligned}$$

elde edilen bu eşitlik şekil değişim enerjisinin ifadesi olmaktadır.

Tek eksenli gerilme halinde ortaya çıkan şekil değiştirme ifadesi,  $\frac{m+1}{3mE} \sigma_f^2$  ifadesine eşit olmaktadır. Bu nedenle hasar kriteri aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\frac{m+1}{6mE} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right] = \frac{m+1}{6mE} \sigma_f^2 \quad (2.13)$$

Buradan;

$$\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_3 - \sigma_1)^2 = \sigma_f^2$$

$$\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = \sigma_f^2 \quad (2.14)$$

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} = \sigma_f$$

olmaktadır.

İki boyutlu gerilme halinde yukarıdaki ifade aşağıdaki forma dönüşmektedir.

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 = \sigma_f^2$$

(2.15)

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} = \sigma_f$$

Bu durumda iki boyutlu gerilme hali için tasarım kriteri aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \leq \sigma_f \quad (2.16)$$

Yukarıda sayılan hasar teorileri sadece statik yüklemeleri temel alarak hazırlanmıştır. Genel olarak, bu teoriler arasında tüm malzeme çeşitlerinde ve yükleme durumlarında kullanılacak geçerli tek bir teorenin olmadığı söylenebilir. Bunun nedeni, oluşacak hasarın sadece malzeme özelliklerine değil aynı zamanda malzemenin maruz kaldığı gerilme sistemlerine de bağlı olmasıdır. Ancak Von Mises Hasar Teorisi sünek malzemeler için yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlarla oldukça uyumlu bir sonuç vermektedir. Örneğin bu teoride yalın kayma durumunda, akmaya neden olan maksimum kayma gerilmesi değeri  $0.57\sigma_f$  dir. Bu değer gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçların ortalaması ile oldukça uyumludur. Bu nedenle sünek malzemeler için bu teori yaygın olarak kabul görmektedir. Bununla birlikte bu teorenin de bazı sınırlamaları vardır. Bu teori çekme ve basma dayanımları birbirinden farklı kırılmalı yapı malzemeler için ve hidrostatik basınç altında çalışan malzemeler için uygulanamamaktadır.

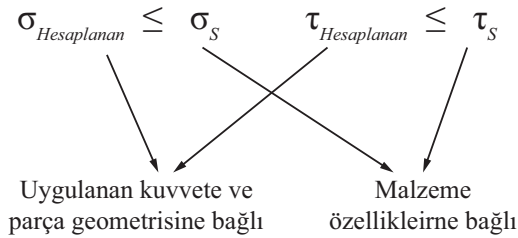
Mühendislik mukavemet hesaplarında bir parçaya gelen gerilme miktarlarını hesaplamak kendi başına yeterli olmamaktadır. Hesaplanan bu gerilmelerin, parça yapımında kullanılan malzeme için ön görülen referans değerler ile ilişkilendirilmesi gerekmektedir. Makine elemanlarının tasarımında kullanılan malzemeler için kritik değer, çoğunlukla malzemelerin akma dayanımı olmaktadır. Hesaplanan gerilme değerleri hiçbir şekilde malzemenin çekme (veya basma) ve kaymada akma dayanımını aşmaması gerekmektedir. Aksi takdirde bu parça, söz konusu yükü taşıyamayıp hasarla karşılaşacaktır. Yükleme sonucu parçada meydana gelen maksimum gerilme ( $\sigma_{Maks}$ ) her zaman, malzemenin akma dayanımından ( $\sigma_f$ ) belirli bir oranda küçük olmalıdır. Bu oran güvenli çalışma katsayısı (GÇK) (Emniyet katsayısı) olarak tanımlanan bir katsayı ile hesaplanmaktadır (Yayla 2001).

$$\text{Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK)} = \frac{\text{Malzeme Akma Dayanımı}}{\text{Tasarımda İzin Verilecek Maksimum Gerilme Değeri}}$$

Böylece malzemeye etkiyen normal gerilme için aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$GÇK = \frac{\sigma_y}{\sigma_{Maks}} \Rightarrow \sigma_{Maks} = \frac{\sigma_y}{GÇK} = \sigma_s \quad (2.17)$$

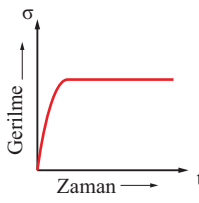
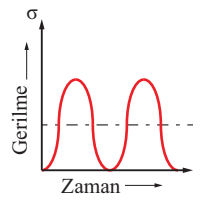
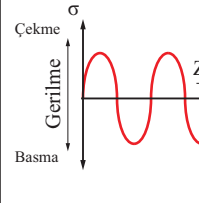
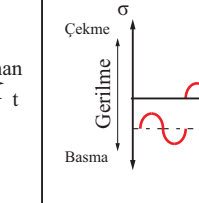
Burada  $\sigma_{Maks}$  veya  $\sigma_s$  gerilmeleri bir parçanın yüklenmesi sonucu parçada oluşmasına izin verilen maksimum gerilme değeridir. Böylece güvenli bir tasarım için Şekil 2.12’de verilen normal ( $\sigma$ ) ve kayma ( $\tau$ ) gerilmelerinin sınır şartları mutlaka sağlanmalıdır.



Şekil 2.12. Güvenli tasarım şartı

GÇK, genel olarak 1’den büyük bir değer almaktadır. Ancak bu katsayının ne olacağına karar verme süreci oldukça önemli bir süreçtir. Katsayının düşük tutulduğu tasarımlarda hasar riski faktörü artarken, katsayıların yüksek tutulduğu tasarımlarda parça başı maliyet değeri yükselebilmektedir. Bu nedenle tasarım parametreleri, yükleme durumu ve elemanın çalışma ortamı dikkate alınarak optimum bir seçim yapılmalıdır. Bu katsayının seçimi çoğunlukla gerçekleştirilen deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar

referans alınarak, tecrübeye dayalı olarak yapılmaktadır. Örnek olarak değişik yükleme durumları için önerilen güvenli çalışma katsayıları Şekil 2.13'de verilmiştir (Kulaksız 2003).

Statik Yükleme	Dinamik Yükleme																							
	Hareketsiz	Hareketli	Değişken	Genel Değişken																				
																								
<b>Yükleme Durumu - I</b> * Yükleme yönü ve büyüklüğü sabittir.	<b>Yükleme Durumu - II</b> * Yük maksimum değere çıkar ve tekrar sıfıra iner	<b>Yükleme Durumu - III</b> * Yük pozitif bir değer ile negatif bir değer arasında eşit şekilde değişir	<b>Yükleme Durumu - IV</b> * Yük herhangi bir pozitif ve negatif değerler arasında değişir																					
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Malzeme Çeşidi</th> <th colspan="3">Sünek Yapılı Malzeme</th> <th colspan="3">Kırılğan Yapılı Malzeme</th> </tr> <tr> <th>Yükleme Durumu</th> <th>I</th> <th>II</th> <th>III / IV</th> <th>I</th> <th>II</th> <th>III / IV</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Emniyet Katsayısı</td> <td>1.2 ~ 1.5</td> <td>1.8 ~ 2.4</td> <td>3 ~ 4</td> <td>2 ~ 4</td> <td>3 ~ 5</td> <td>5 ~ 6</td> </tr> </tbody> </table>		Malzeme Çeşidi	Sünek Yapılı Malzeme			Kırılğan Yapılı Malzeme			Yükleme Durumu	I	II	III / IV	I	II	III / IV	Emniyet Katsayısı	1.2 ~ 1.5	1.8 ~ 2.4	3 ~ 4	2 ~ 4	3 ~ 5	5 ~ 6	
Malzeme Çeşidi	Sünek Yapılı Malzeme			Kırılğan Yapılı Malzeme																				
Yükleme Durumu	I	II	III / IV	I	II	III / IV																		
Emniyet Katsayısı	1.2 ~ 1.5	1.8 ~ 2.4	3 ~ 4	2 ~ 4	3 ~ 5	5 ~ 6																		

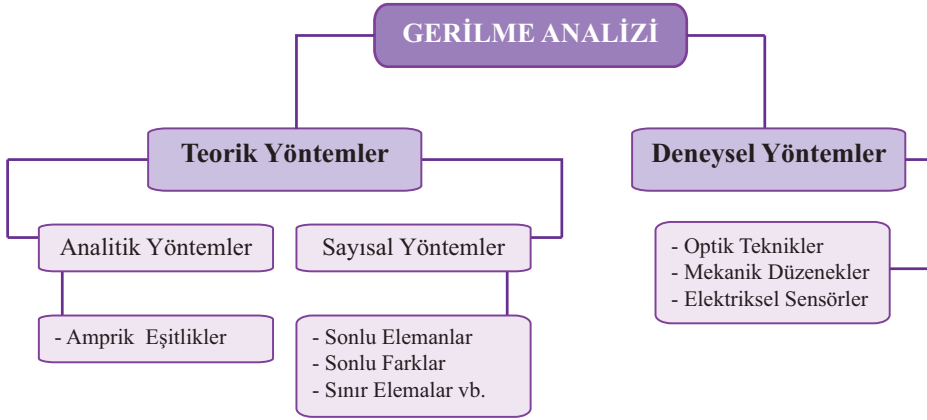
Şekil 2.13. Değişik yükleme durumları için önerilen emniyet katsayıları

Sonuç olarak tasarlanan ürünün tanımlanan ortam ve koşullarda hasar almadan çalışabilmesini sağlamak amacıyla yapılan mukavemet analizleri ve tasarımda kullanılacak emniyet katsayılarının seçimi, ürün tasarım sürecinde oldukça önemli bir yer teşkil etmektedir.



## 2.3 Gerilme Analizi

Gerilme analizi; statik veya dinamik yükler altında çalışan bir yapıda veya malzemede ortaya çıkan gerilmelerin ve gerilmelerin belirlenmesinde kullanılan bir mühendislik analizidir (Roylance 2011, Ugural ve Fenster 2003, Wikipedia 2012). Gerilme analizi temelde teorik ve deneysel olmak üzere ikiye ayrılmaktadır (Şekil 2.14) (Doyle 2004). Gerilme analizleri sırasında teorik ve deneysel yöntemler ayrı veya kombine bir şekilde kullanılabilir.



Şekil 2.14. Gerilme analizi

Gerilme analizinin temel amacı bir ürünün tanımlanan tasarım sınırları ve çalışma koşulları altında tasarlandığı şekilde bir davranış gösterip göstermediğinin belirlenmesidir. Bu tip gerilme analizleri için çeşitli tahribatlı ve tahribatsız deney yöntemleri ve teorik yaklaşımlar geliştirilmiştir (Hauk 1997, Withers ve Bhadeshia 2011, Doyle 2004).

Deneysel yöntemler içerisinde en temel yöntem tek eksenli yükleme durumunda elde edilen malzeme referans değerlerini çok eksenli yükleme durumlarına uyarlamak için kullanılan çekme deneyidir. X-ışınları, Nötron kırınımı (Neutron diffraction), Fotoelastisite yöntemi, Moire yöntemi, daha çok viskoelastik özellik gösteren polimer yapıları için kullanılan dinamik mekanik deney yöntemi, ultrasonik ve mikro-manyetik yöntemlerde diğer deneysel gerilme analizi yöntemleri arasında yer almaktadır (Withers ve Bhadeshia 2011, Doyle 2004, Ruud 1982, Sanderson ve Shenb 2010). Günümüzde makine imalat alanında fiziksel yapıların gerilme analizinde kullanılan en yaygın deneysel gerilme analizi yöntemi ise Strain Gauge (Gerilme ölçme) yöntemidir (Wikipedia 2012).

Bununla beraber gerilme analizi ile uğraşan tasarımcıların en çok zorlandığı konu tüm problemlerin çözümünde kullanılacak universal bir deneysel gerilme analizi yönteminin olmamasıdır (Kobayashi 1993). Bunun nedeni teorik ve deneysel gerilme analizi yöntemleri tek başlarına kullanıldıklarında, bazı özel durumlar için bazı bilinmeyen noktalar bırakabilmekte ve sadece kısmi çözümler üretebilmektedir. Bu tip problemlerin çözümü için genellikle teorik ve deneysel yöntemler birlikte kullanılmaktadır (Doyle 2004). Gerilme analizleri birçok sorunun belirsiz olarak kaldığı aktif bir alandır (Hauk 1997). Bu nedenle gerçekleştirilen deneyler ile yapı üzerindeki

bilinmeyen bazı noktaların ölçümü gerçekleştirilmektedir. Geri kalan bilinmeyen noktalar ise sayısal yöntemler gibi teorik yaklaşımlar kullanılarak tahminler ve varsayımlar yapılarak giderilmektedir.

### 2.3.1 Deneysel gerilme analizi

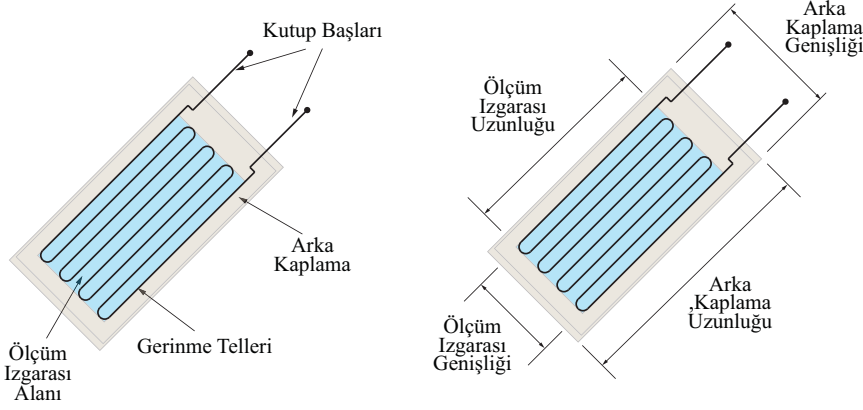
#### 2.3.1.1 Strain Gauge (Gerilme ölçme) yöntemi

Eğer tasarlanan bir yapıda kritik notadaki gerilme analizleri teorik yöntemlerle hassas bir şekilde elde edilemiyorsa veya teorik yöntemlerin doğrulanması isteniyorsa bu noktalardaki gerilmelerin belirlenmesinde deneysel yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemler içerisinde makine elemanlarının gerilme analizinde kullanılan yaygın yöntem Strain-Gauge (Gerilme ölçme) yöntemidir. Bu yöntemde istenilen noktalardaki gerilmeler yapının yük altında uğradığı gerilmelerin Strain-Gauge (SG) olarak isimlendirilen elektriksel elemanlar kullanılarak ölçülmesi ve elde edilen gerilme değerlerinin ilgili eşitlikler kullanılarak gerilme değerlerine dönüştürülmesi ile elde edilmektedir. Strain-Gauge (SG)'ler bir yapı üzerinde tanımlanan ilgili yükler veya ilgili yükler nedeniyle ortaya çıkan gerilmelerin deneysel olarak ölçülmesinde kullanılan dirençsel elemanlardır.

Gerilme ( $\varepsilon$ ); mekanik yükleme sonucu malzemede oluşan deformasyona bağlı olarak yükleme sonucu meydana gelen uzamanın ( $\Delta L$ ), ilk uzunluğa ( $L$ ) bölünmesiyle elde edilmektedir (Eşitlik 2.18).

$$\varepsilon = \text{Gerilme} = \frac{\Delta L}{L} \quad (2.18)$$

Bir iletken telin yük altında çalışacak bir yapı üzerine tam anlamıyla yapıştırılması ile yapı üzerinde yapıştırılan noktada yükleme sonucu oluşan uzamaların dolayısıyla gerilmelerin ölçülmesi mümkün olmaktadır. Bu prensip SG ile ölçüm prensibinin temeli oluşturmaktadır. Şekil 2.15'de tek eksenli bir SG gösterilmiştir. SG'nin yapıştırıldığı noktada çekme ya da basma sonucu oluşan uzama ya da kısalmalar, SG tellerinin oluşturduğu SG ızgarası veya ölçüm ızgarası olarak isimlendirilen alanın boyutunda yani SG tellerinde yapıştırılan malzemede oluşan deformasyona eşdeğer bir deformasyona neden olmaktadır. Bu deformasyona bağlı olarak tellerin uzaması veya kısalması yüzünden tellerin elektriksel dirençinde ve oluşan mekanik gerilme nedeni ile ise tellerin öz direncinde değişimler meydana getirmektedir.



Şekil 2.15. Tipik bir tek eksenli Strain Gauge

Eğer gerinmenin olmadığı durumdaki öz direnç değerinden ( $\rho_{us}$ ) gerinmenin olduğu durumdaki öz direnç değeri ( $\rho_s$ ) çıkartılırsa, öz direnç farkı ( $\Delta\rho$ ) elde edilmektedir (Eşitlik 2.19).

$$\rho_{us} - \rho_s = \Delta\rho \quad (2.19)$$

Burada, elektriksel dirençteki değişim oransal olarak tek boyutundaki değişimle eşdeğer olduğu görülmektedir (Eşitlik 2.20).

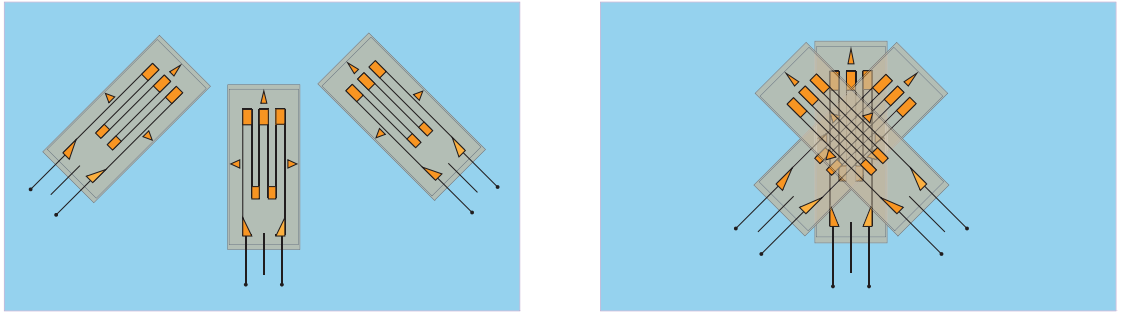
$$R = \rho \left( \frac{L}{A} \right) \Rightarrow \frac{\Delta R}{R} \approx \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta \rho}{\rho} - \frac{\Delta A}{A} \quad (2.20)$$

Bu tip deneysel çalışmalarda kullanılan çeşitli tipte ve boyutta SG'lerle karşılaşmak mümkündür. Temelde tel yapılı ve folyo tipi SG'ler olmak üzere iki tip SG vardır. Prensip tasarım olarak hemen hemen aynı özellikleri taşıyalar da folyo tipi SG'ler esnek yapılarından ötürü özel uygulamalarda kullanılmaktadır. Tel yapılı SG'ler ise mekanik yapıların analizinde yaygın kullanılan SG çeşitlerindedir.

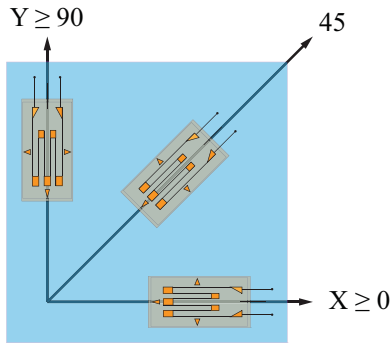
Şekil 2.15'de gösterilen SG'e ait ölçüm izgarası uzunluğu ve genişliği aktif ölçüm alanını, arka kaplama uzunluğu ve genişliği ise SG'nin yapıştırılacağı minimum yüzey alanını tanımlamaktadır. Arka kaplama malzemesi SG'nin yapıştırıldığı yüzeyde oluşacak deformasyonları yüksek hassasiyette gerinme tellerine iletebilecek bir şekilde tasarlanmıştır. En yaygın şekilde kullanılan SG'lerde nominal ölçüm direnci 120 veya 350 ohm'dur. Ancak daha yüksek nominal dirence sahip SG'ler ile karşılaşmak mümkündür. Bu tip SG'ler uyarım voltajının yüksek olarak verilmesi gerektiği durumlarda veya ölçüm yapılacak malzemenin ısı iletiminin çok düşük olduğu durumlarda kullanılmaktadır.

### 2.3.1.2 Strain Gauge yerleşimi ve gerilmelerin hesaplanması

Uygulama alanına göre SG seçimleri ve yerleşimi çeşitlilik gösterebilmektedir. SG'ler malzeme üzerinde tanımlanan yükleme durumuna göre tek eksenli ya da birden fazla SG'in bir araya getirilmesiyle çok eksenli olarak yerleştirilebilmektedirler. Özellikle yükleme durumunun birden çok eksenli olduğu ve malzemenin maruz kaldığı yükleme eksenlerinin tahmin edilemediği durumlarda belirli açılar ile yerleştirilmiş SG'lerden oluşan SG rozetler yaygın olarak kullanılmaktadır (Şekil 2.16). Bu tip SG yerleşiminde yapılan ölçümler sonucu asal gerinmelerin belirlenmesinde kullanılan Mohr Dairesi ile gerinme analizi için gerekli olan tüm veriler elde edilebilmektedir. Asal gerinmelerin belirlenmesinde kullanılan en uygun SG rozet tipi 0/45/90 derece açılarla yerleştirilmiş tek eksenli SG'lerden oluşan üç elemanlı SG rozetlerdir (Şekil 2.17).



Şekil 2.16. Üç elemanlı dikdörtgen ve yapışik dikdörtgen SG Rozetler



Şekil 2.17. 0/45/90° üç elemanlı dikdörtgen SG Rozet

Şekil 2.17'de gösterilen 0/45/90 derece SG rozette iki adet tek eksenli SG 90° açı ile bir birlerine dik olarak, üçüncü SG ise dik SG'ler ile 45° açı yapacak şekilde yerleştirilmiştir. Rozette bulunan her bir SG ile ölçülen eksenel gerinmelere bağlı olarak asal gerinmeler ve  $\varepsilon_1$  asal gerinmesinin  $\phi$  yön açısı (radyan cinsinden),  $\gamma_{xy}$  gerinmesi ile birlikte X eksenine göre aşağıda verilen eşitliklerle elde edilmektedir.

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{2} \pm \frac{\sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2}}{2} \quad (2.21)$$

$$\tan 2\phi = \frac{\gamma_{xy}}{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)} \quad (2.22)$$

$$\gamma_{xy} = 2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{2} + \frac{\sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y)^2}}{2} \quad (2.24)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{2} - \frac{\sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y)^2}}{2} \quad (2.25)$$

$$\tan 2\phi = \frac{(2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y)}{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)} \quad (2.26)$$

Asal gerinmelerin ve asal yön açısının bilinmesiyle birlikte asal gerilmeler, gerinme-gerilme ilişkisinden yararlanılarak hesaplanmaktadır. Burada dikkat edilecek noktalardan birisi yüksek gerinmelerin meydana geldiği uygulamalardır. Bu eşitlikler Lineer elastik bölgede geçerli olan gerinme-gerilme ilişkileridir. Gerinme değerlerinin çok yüksek olduğu yani elastik deformasyon bölgesi sınırlarını aştığı noktalarda bu eşitlikler doğru olarak çalışmayabilmektedir.

Üç boyutlu gerilme hali için normal gerilmelerin hesaplanmasında kullanılan lineer gerinme-gerilme ilişkisi aşağıdaki eşitliklerle ifade edilmektedir. Burada gerinme ve gerilmeler malzemenin Elastisite Modülü ( $E$ ) ve Poisson Oranına ( $\nu$ ) bağlıdır.

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (2.27)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (2.28)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (2.29)$$

Benzer şekilde malzemenin kayma modülü ( $G$ )'ye göre kayma gerinmesi ve kayma gerilmesi arasındaki ilişki Eşitlik 2.30'da verilmiştir.

$$[\gamma_{xy}] = \frac{1}{G} \tau_{xy} \quad [\gamma_{xz}] = \frac{1}{G} \tau_{xz} \quad [\gamma_{yz}] = \frac{1}{G} \tau_{yz} \quad (2.30)$$

Buradan, lineer gerinme bölgesi için normal gerinmelere bağlı olarak normal gerilmeler aşağıdaki eşitliklerle ifade edilmektedirler.

$$\sigma_x = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} = [(1-\nu)\varepsilon_x + \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z)] \quad (2.31)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} = [(1-\nu)\varepsilon_y + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_z)] \quad (2.32)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} = [(1-\nu)\varepsilon_z + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y)] \quad (2.33)$$

Kayma gerilmesi ise kayma gerinmesinden aşağıdaki eşitlikle doğrudan hesaplanabilmektedir.

$$\tau_{xy} = G[\gamma_{xy}] \quad \tau_{xz} = G[\gamma_{xz}] \quad \tau_{yz} = G[\gamma_{yz}] \quad (2.34)$$

Düzlemsel gerilme halinde ise asal gerilmeler Eşitlik 2.35 ve Eşitlik 2.36'da verilen forma dönüşmektedir.

$$\sigma_1 = \frac{E}{(1+\nu^2)} (\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2) \quad (2.35)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{(1+\nu^2)} (\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1) \quad (2.36)$$

0/45/90 derece üç elemanlı SG rozetleri ile gerçekleştirilen ölçümde rozetlerin yapıştırıldığı yüzeydeki düzlemsel gerilme halinde ortaya çıkan asal gerilmeler, ölçülen gerilme değerlerinin doğrudan kullanılması ile aşağıdaki şekilde hesaplanabilmektedir (Lee vd 2005).

$$\sigma_1 = \frac{E}{2} \left[ \frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{(1-\nu)} + \frac{1}{(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y)^2} \right] \quad (2.37)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{2} \left[ \frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{(1-\nu)} - \frac{1}{(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y)^2} \right] \quad (2.38)$$

## 2.3.2 Teorik gerilme analizi

### 2.3.2.1 Analitik yöntemler

Analitik yöntem çözümleri, bulunması istenilen bilinmeyen değerleri, bir yapının her hangi bir noktasında matematiksel süreklilik tekniklerini kullanarak hesaplayan matematiksel ifadeleri kullanan çözümlerdir. Mühendislikteki fiziksel olgular matematiksel eşitlikler kullanılarak kesin sonuçlarla açıklanmaya çalışılmaktadır. Gerilme analizlerinde kullanılan analitik yöntemler genellikle daha önce öne sürülen bir teoriyi veya deneysel çalışmalara ait verilerle elde edilen matematiksel ampirik eşitlikleri referans almaktadır. Yük altında çalışan bir yapının maruz kaldığı gerilme değerleri bu tip matematiksel eşitlikler kullanılarak hesaplanmaktadır.

### 2.3.2.2 Sayısal yöntemler

Temel olarak fiziksel katı bir cismin/sistemin gerilme analizinde, tanımlanan yükleme koşulu altında malzemede oluşan yer değiştirmeler belirlenmeye çalışılmaktadır. Bu yer değiştirmeler malzemeye ait lineer deformasyon bölgesi içerisinde kurulan gerilme-gerilme eşitliklerinden yararlanılarak gerilme değerlerine dönüştürülmektedir. Analitik yöntem yaklaşımları ile teorik olarak gerçekleştirilen gerilme analizlerinde eğer ele alınan cisim(ler) karmaşık geometrik bir yapıya sahip veya kayda değer derecede büyük ölçekli ise analitik yöntemler ile çözüm elde etmek aşırı derecede zorlaşmakta çoğu zaman imkansız hale gelebilmektedir. Bu tip teorik gerilme analizi problemleri için sayısal yöntemler ile çözüm aranmaktadır (Nath 1974, Topçu 1998).

Sayısal yöntemler matematikte ayrık ya da süreksizlik yöntemleri (Discretization / Discrete Methods) olarak da isimlendirilen, yapıyı sonlu sayıda nokta ile tanımlayan ve bu şekilde tanımlanmış mühendislik problemlerine yaklaşık çözümler sunan yöntemlerdir. Başlıca sayısal yöntemler aşağıda sıralanmıştır (Narasaiah 2008, Felippa 2004).

- Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM: Finite Elements Method)
- Sınır Elemanlar Yöntemi (BEM: Boundary Element Method)
- Sonlu Farklar Yöntemi (FDM: Finite Difference Method)
- Sonlu Hacimler Yöntemi (FVM: Finite Volume Method)
- Spektral (Tayf) Yöntemi (SM: Spectral Method)
- Serbest Ağ Örgüsü Yöntemi (MFM: Mesh-Free Method)

Özellikle lineer ve non-lineer (Lineer olmayan) mühendislik uygulamalarında en güçlü çözümü sonlu elemanlar yöntemi sunmaktadır. Hemen ardından ikinci sırada en güçlü çözüm sınır elemanlar yöntemi olarak gösterilmektedir. Ne kadar geçerliliklerini yitirmiş gibi görünse de sonlu farklar ve sonlu hacimler yöntemi uygulamaları özellikle akışkanlar dinamiği ile ilgili mühendislik problemlerinin çözümünde önemli bir kullanım alanına sahiptir. Daha karmaşık olmayan ve kolay problemlerin çözümünde ise Spektral yöntem kullanılmaktadır. Serbest ağ örgüsü yöntemi, sonlu elemanlar yönteminin temellerini kullanan göreceli olarak kullanım alanında oldukça yeni bir yöntemdir (Felippa 2004).

### 2.3.2.2.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM: Finite Elements Method)

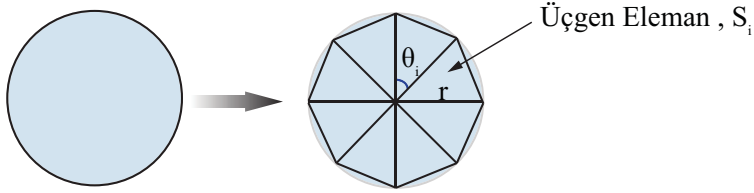
Sonlu elemanlar yönteminin temelleri matematik alanında daha öncelere dayanmasına rağmen mühendislik alanında ilk olarak 1950’li yıllarda, uçak uzay sanayiinde karmaşık yapıların gerilme analizlerinin yapılabilmesi amacı ile geliştirilmeye başlanmıştır. Sonlu elemanlar terimi ismi ilk kez Clough tarafından 1960’ta yayınlanan “Düzlemsel gerilme analizlerinde Sonlu Elemanlar Metodu (Finite Elements Method in Plane Stress Analysis)” başlıklı çalışmada sunulmuştur (Clough 1960, Barkanov 2001, Rao 2004, Chandrupatla ve Belegundu 2011).

Yöntemin esasları üzerinde yapılan çalışmalar ve farklı disiplinlerdeki problemlere uygulanabilirliği ile bugün neredeyse yapısal, ısı transferi, elektromanyetik, akışkanlar dinamiği vb. konularla ilgi tüm mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Sürekli gelişen teknoloji ile bilgisayarların güçlenmesi bu metodun yaygınlaşmasını sağlamıştır. Bugün FEM ile gerçekleştirilen mühendislik analizleri Sonlu Elemanlar Analizi (FEA: Finite Elements Analysis) olarak da anılmaktadır.

Gelişen bilgisayar ve yazılım teknolojileri ile birlikte bu yönde birçok FEM ile çözüm üreten ticari bilgisayar yazılımları ortaya çıkmıştır. Bu yazılımlar ile özellikle karmaşık yapı problemlerin çözümü kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. Geliştirilen FEM yazılımları ile çözümü istenen problemin verilerinin hazırlanması, çözümlenmesi ve sonuçların değerlendirilmesi bilgisayar ortamında kolaylıkla görülebilmektedir (Erdem 1996). Bu nedenle FEM/FEA günümüzde özellikle makine tasarım ve imalatı alanında sayısal yöntemlerin uygulandığı lineer ve non-lineer mühendislik problemlerinin çözümlerinde dünya çapında güçlü ve önemli bir araç haline gelmiştir (Chandrupatla and Belegundu 2011). Bugün uygulamada en yaygın kullanılan FEM temelli ticari yazılımlar arasında ANSYS, NASTRAN, PATRAN, HYPERMESH, ABAQUS, COMSOL, SOLIDWORKS SIMULATION, ALGOR, I-DEAS vb. gibi yazılımlar yer almaktadır.



FEA’de ele alınan bir cisim/yapı, davranışı önceden tanımlanmış sonlu boyutta elemanlara alınarak tarif edilmeye çalışılmaktadır. Yöntemin ismi de buradan gelmektedir. FEM’in mantığı en basit yaklaşımla Şekil 2.18’de gösterilen bir dairenin alan hesabında ortaya konabilmektedir. Burada dairenin alanı, üçgen elemanlara ayrılarak yaklaşık olarak hesaplanabilmektedir. Eleman sayısının artması dairenin gerçek alanına daha yaklaşık bir sonuç vermektedir (Liu 1998).



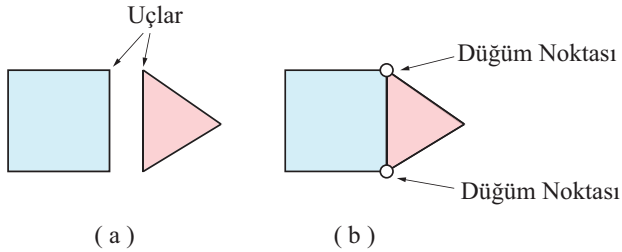
Şekil 2.18. FEM temel yaklaşım örneği

$$S_i = \frac{1}{2} r^2 \sin\theta_i \quad (2.39)$$

$$S_n = \sum_{i=1}^n S_i = \frac{1}{2} r^2 n \sin\left(\frac{2\pi}{n}\right) \rightarrow \pi r^2 \quad , \quad n \rightarrow \infty \quad (2.40)$$

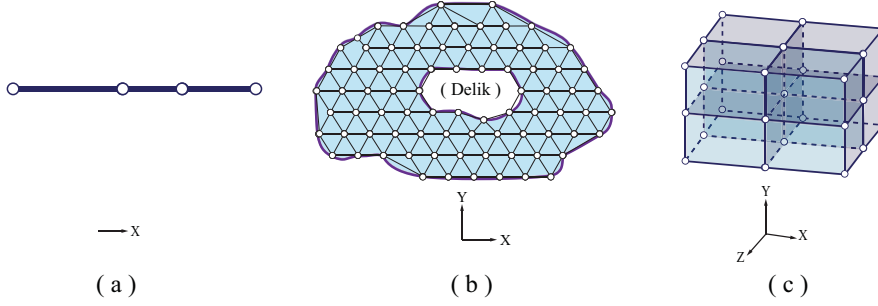
Burada;  $S_i$ : Üçgen elemanın alanı,  $S_n$ : Dairenin alanı,  $r$ : Daire yarıçapı,  $n$ : Toplam eleman sayısıdır.

Cisim uzayda “n” boyuta ( $n=1,2,3$ ) sahipse n-boyutlu sonlu elemanlar sistemine ayrılmaktadır. Daha sonra ayrılan elemanlar uçlarından düğüm noktaları (Nod) ile tekrar bağlanmakta ve yapı içerisinde bir fiziksel süreklilik sağlanmaktadır. Eğer Düğüm noktaları kaldırılırsa elemanlar arası fiziksel süreklilik yok olmaktadır. Sonlu elemanların düğüm noktalarından bağlantı durumu Şekil 2.19’da gösterilmiştir.



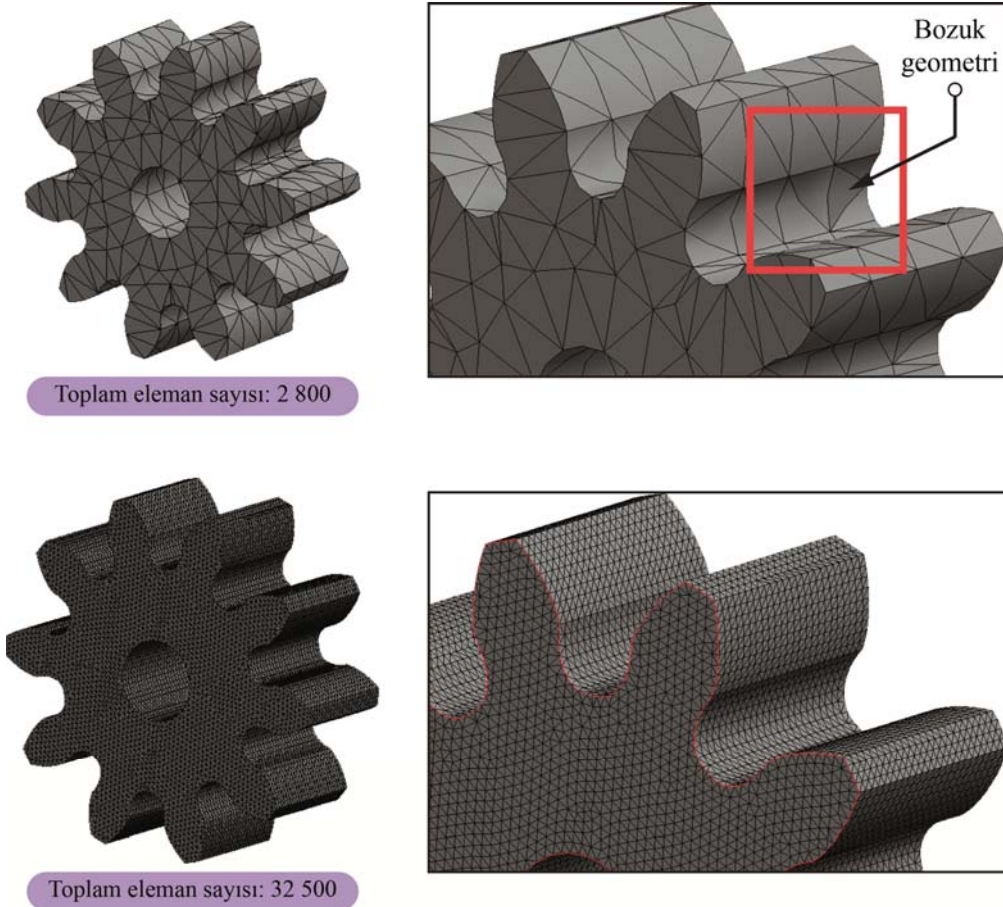
Şekil 2.19. a) Birim kalınlığa sahip iki adet düzlem sonlu eleman, b) Sonlu elemanların düğümlerle bağlantısı

Temel olarak elemanlar, yapının şekline ve çözüm yolunda yapılacak yaklaşıma göre tek boyutlu, iki boyutlu veya üç boyutlu olarak seçilebilmektedirler. Bugün ticari FEA yazılımları içerisinde kullanılan çeşitli düğüm noktaları, geometrik şekiller ve serbestlik dereceleri (DOF: Degree of Freedom) ile tanımlanmış birçok eleman modelleri geliştirilmiştir. Örnek olarak bir, iki ve üç boyutlu cisimlerin sonlu elemanlara ayrılması Şekil 2.20’de gösterilmiştir.



Şekil 2.20. a) Üç doğrusal sonlu elemana ayrılmış bir cisim, b) Üçgen elemanlar sistemi haline getirilmiş iki boyutlu delikli bir cisim, c) Sekiz özdeş dikdörtgen prizma elemana ayrılmış üç boyutlu bir cisim

FEA’da eleman sayısı ve eleman tipi seçimi, analizin doğruluğu konusunda kritik öneme sahiptir. Bu seçim; yapılacak analiz türüne ve yapının geometrik şekline göre, en uygun yaklaşımla yapılmaktadır. Teorik olarak küçük boyutlu ve çok sayıda eleman kullanılarak yapılan çözümler, yapı geometrisini daha iyi tanımlamakta ve çözümün doğruluğunu artırmaktadır. Bununla beraber eleman sayısının artışı çözüm süresinin oldukça artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle yapılacak doğru yorumlarla, kritik bölgelerde eleman sayısını artırmak (Küçük boyutlu eleman tanımlamak), daha az kritik bölgelerde ise eleman sayısını azaltmak (Daha büyük boyutlu eleman tanımlamak) geçerli bir yöntemdir. Şekil 2.21’de, örnek bir dişli çark için yapılan sonlu eleman modellemesi ile eleman sayısının, geometri yaklaşımına etkisi verilmiştir. Burada 2 800 eleman ile tanımlanan modelde dişli geometrisinin hassas bir sonlu eleman modeli oluşturulamamıştır. 32 500 Eleman sayısı ile oluşturulan model geometrisi tatmin edebilecek derecede tanımlanabilmiştir.



Şekil 2.21. Sonlu eleman modellemesinde eleman sayısının etkisi

FEA’da cisim, elemanlara bölündükten sonra her elemana ait eleman rijitlik matrisi (Element Stiffness Matrix) hesaplanmaktadır. Eleman rijitlik matrisinden sonra tüm yapıya ait olan tümel rijitlik matrisi (Overall Stiffness Matrix) oluşturulmaktadır. Çözüm, temel gerinme-gerilme eşitliklerini komşu elemanlardan, düğüm noktaları üzerinden aktarılan kuvvetler sistemi kullanılarak her bir elemandaki çökmelerin hesaplanmasıyla elde edilmektedir. Gerilmeler birim şekil değiştirmelerden yola çıkılarak hesaplanmaktadır. Her bir düğüm noktasındaki kuvvet diğer düğüm noktalarındaki kuvvetlere bağlıdır. Elemanlar yay sistemine benzer davranır ve tüm kuvvetler dengede olana kadar şekil değiştirmektedirler. Buda aynı zamanda çözülmesi gereken lineer denklemler sistemini ifade etmektedir. Rijitlik matrisi, uygulanan kuvvetler nedeni ile düğüm noktalarının ne kadar yer değiştirdiğini tanımlayan bir yay sabiti olarak düşünülebilir. Matris formu;  $\{f\}$  elemana etki eden kuvvetler vektörü,  $[k]$  elemanın rijitlik matrisi,  $\{u\}$  elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörü olmak üzere şu şekilde ifade edilmektedir (Fetvacı 2001, Nath 1974, Cook 1995).

$$\{f\} = [k]\{u\} \quad (2.41)$$

Tümel rijitlik matrisi, sistemi oluşturan tüm elemanlar için ise;  $\{F\} = \sum \{f\}$  her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler,  $[K] = \sum [k]$  tüm elemanların rijitlik matrislerinin toplanmasıyla oluşan sistemin rijitlik matrisi,  $\{U\}$  yer değiştirme vektörü olmak üzere şu şekilde ifade edilmektedir.

$$\{F\} = [K]\{U\} \quad (2.42)$$

Bu ifadede bilinmeyen parametre, yer değiştirmelerdir. Yer değiştirme vektörü, uygun bir matematiksel işlem ile eşitliğin bir tarafında yalnız bırakılarak hesaplanmaktadır.

FEM bilgisayar destekli mühendislik (CAE: Computer Aided Engineering) uygulamalarında günümüzde önemli bir noktaya taşınmıştır. Bugün FEM'i temel alan birbirinden farklı birçok ticari yazılım ilgili alanlarda kullanılmaktadır. Ancak, tüm FEM temelli ticari yazılımlar bu metodun temel uygulama adımlarını aynı şekilde zorunlu olarak uygulamaktadır. Bu adımlar en genel haliyle üç aşamada gerçekleştirilmektedir. Bu aşamalar, Ön işleme (Pre processing), çözüm (Solution) ve işlem sonrası (Post processing) aşamalarıdır (Pancoast 2009).

a. **Ön işleme (Pre-processing):** Bu adım, problemin geometrik (Çizgi, alan, hacim vb.) modelinin oluşturulması, analiz türünün (Statik, ısı transferi, titreşim vb.) seçimi, malzeme özelliklerinin tanımlanması, sınır şartları, yükler ve sonlu elemanlar metodu ağ örgüsünün kurularak analize hazır hale getirilmesi için yapılan işlemlerin bütününe kapsamaktadır. Bu aşamada takip edilen işlem adımları aşağıda açıklanmıştır.

*Modelleme:* Bu aşama, parçanın çizgi, alan, hacim gibi geometrik yapısının oluşturulması veya var olan modelin FEA'ye uygun hale getirilmesi aşamasıdır. Bu geometrik yapı bazı FEA yazılımları içerisinde oluşturulabileceği gibi, bilgisayar destekli katı modelleme yazılımları tarafından oluşturulup uygun formatlarda FEA yazılımı içerisinde de alınabilmektedir.

*Malzeme özelliklerinin tanımlanması:* Bu aşama, modelin malzeme özelliklerinin FEA yazılımı içerisinde tanımlanması aşamasıdır. Bu özellikler, belirli bir yük altında analizi yapılan modelin fiziksel davranışını tanımlayan, elastisite modülü, poisson oranı, ısı genleşme katsayısı vb. gibi özelliklerdir.

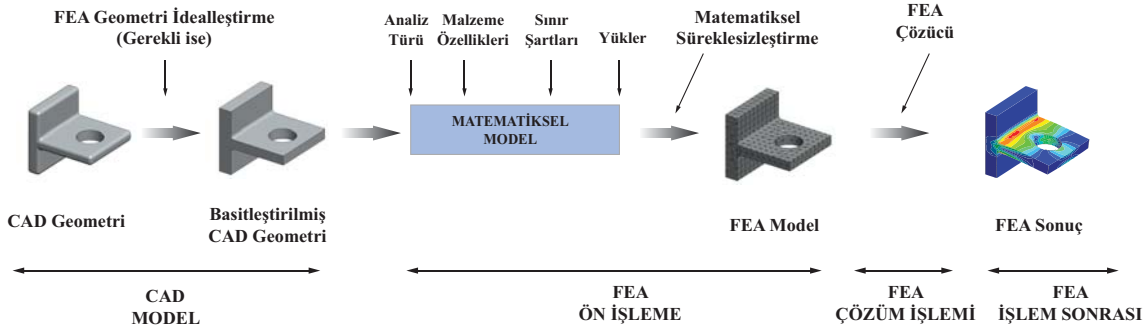
*Yüklerin ve sınır koşullarının tanımlanması:* Bu aşama, genel olarak modelin gerçek çalışma koşullarına uygun şekilde, yapıya gelen yüklerin ve sınır şartlarının (Serbestlik derecelerinin, mesnetlerin) tanımlanması aşamasıdır.

*Eleman seçimi ve sonlu eleman modeli ağ örgüsünün oluşturulması:* Bu aşamada analiz türüne ve yapının geometrik şekline göre eleman tipi, sayısı veya eleman boyutu belirlenerek model sonlu sayıda elemana bölünmektedir. Uygun eleman seçimi problemin çözümü üzerinde doğrudan etkilidir. Kritik analizlerde eleman seçiminde başarılı olabilmek için, sonlu elemanlar metodu hakkında belirli bir

teorik bilgiye ihtiyaç duyulmaktadır. Sonlu eleman modelinin oluşturulması geometrik yapının, önceden davranışı belirlenmiş belirli sayıda elemana bölünmesi (Meshing) olarak tanımlanmaktadır. Bununla beraber günümüzde ilgili alanlarda kullanımda olan bazı FEA yazılımları tanımlanan model geometrisine göre eleman tipini ve elemanın boyutları otomatik olarak tanımlayabilmektedir. Burada çözüm süresi, model ve çözüm doğruluğu arasında optimum bir yaklaşımda bulunmak önemlidir.

b. Çözüm (Solution): Çözüm adımı, tanımlanan sınır şartları ve yükler altında çalışan modelin, sonlu sayıda oluşturulan elemanları arası kurulan denklemlerin çözülmesi ve sonuçların ortaya çıkarılması işlemlerini kapsamaktadır. Kullanılan paket yazılımlarda, genel olarak bir sonlu elemanlar çözücüsü kullanılır ve bu çözücü üç'e ayrılmaktadır. Bunlar ön çözücü, matematik motoru ve son çözücüdür. Ön çözücü, modeli okur ve modeli matematiksel şekilde (Eşitlikler halinde) tanımlanmaktadır. Ön işlem aşamasında tanımlanan tüm parametreler ön çözücü tarafından kontrol edilmektedir. Ön tanımlamalarda herhangi bir eksiklik bulursa matematik motorunun devreye girmesini engellemektedir. Model doğruysa, çözücü devreye girerek eleman dirençlik matrisini oluşturmaktadır ve yer değiştirme, gerilme gibi sonuçları üreten matematik motorunu çalıştırmaktadır. Sonuçlar, son çözücü tarafından düğüm noktaları için deformasyon miktarı ve gerilme gibi değerleri üretmektedir (Fetvacı 2001).

c. İşlem Sonrası (Post-processing) :Bu adım, analiz sonuçlarının elde edilmesinden sonra, sonuçlarının görselleştirilmesi ve değerlendirilmesi aşamasıdır. Paket yazılımlarda sonuçlar liste halinde alınabildiği gibi, çeşitli şekillerde ekranda görüntülenebilir veya deformasyon animasyonu yapılabilmektedir. FEM uygulama adımlarının FEA paket yazılımları içerisinde uygulanması Şekil 2.22'de özetlenmiştir (Pancoast 2009).



Şekil 2.22. FEA uygulama adımları

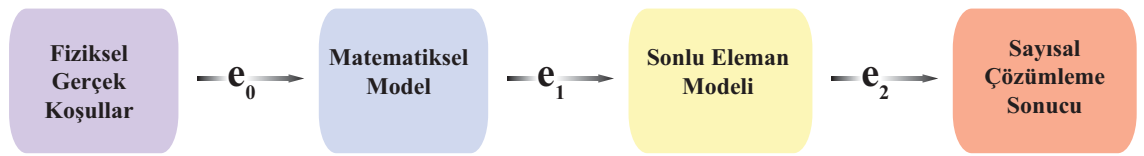
### 2.3.2.2.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi analizinde hatalar ve gerilme tekilliği

Sonlu elemanlar yöntemi temelli analizlerde matematiksel modelin kurulması, modelin matematiksel anlamda süreksizleştirilmesi ve çözüm işlemleri sırasında gerçek fiziksel koşullarla bu koşulları temsil eden FEA modeli arasında kaçınılmaz bir şekilde hatalar ortaya çıkmaktadır. Sonlu elemanlar yaklaşımındaki hatalar aşağıda açıklanmış ve Şekil 2.23’de özetlenmiştir (Salmi 2008, Narasaiah 2008, Pancoast 2009).

*Modelleme Hatası ( $e_0$ ):* FEA’da kullanılan matematiksel bir model gerçek fiziksel koşulların idealize edilerek tanımlanan problemin özelliğine göre ve aranılan sonuca odaklı olarak belirli kabuller yapılarak kurulmaktadır. Matematiksel model; yapı geometrisi, malzeme özellikleri, sınır koşulları ve yükler gibi parametrelerin idealize edilerek FEA içerisinde tanımlanmış halidir. Eğer kurulan matematiksel model uygun olarak kurulmamış ve/veya fiziksel gerçek koşulları tam olarak tanımlayamıyorsa sonuçlarda gerçeği tam olarak yansıtmayacaktır. Modelleme sırasında yapılan kabuller ve izlenen yanlış modelleme teknikleri modelleme hatası (İdealize etme hatası) olarak isimlendirilen bir hataya neden olmaktadır.

*Süreksizleştirme Hatası ( $e_1$ ):* Matematiksel model genellikle sonsuz boyutlu ve sürekli yapıdaki problemlerin çözümü için kurulmaktadır. Bu tip problemlerin çözümü aranırken kurulan model FEA’da sonlu boyuta taşınarak (Süreksizleştirme) bir yaklaşım yapılmaktadır. Bu yaklaşım nedeniyle problemlerin çözümünde süreksizleştirme hataları ortaya çıkmaktadır. FEA’da bu tip hatalar modeli temsil eden sonlu elemanların tipi, boyutu ve şekli ile ilgilidir. Bu tip hatalar model için kurulan sonlu elemanlar modelinin uygun şekilde değiştirilmesiyle azaltılabilmektedir.

*Sayısal Hata ( $e_2$ ):* FEA’da süreksizleştirilen problemin çözümleme işlemi sırasında kullanılan iteratif yöntemlerden ve/veya kurulan yanlış çözüm algoritmalarından kaynaklı olarak ortaya çıkan hatalar sayısal hatalar olarak isimlendirilmektedir. FEA yazılımları içerisinde bu tip hatalar FEA çözücü motoru içerisinde tanımlanan matematiksel kontrol noktaları ile giderilmeye çalışılmaktadır.



Şekil 2.23. Sonlu elemanlar yaklaşımındaki hatalar

Yukarıda bahsi geçen hataların yanı sıra elde edilen sonuçların yorumlanmasında karşılaşılan kullanıcı kaynaklı hatalarında olabileceği dikkate alınması gereken önemli bir konudur. Özellikle gerilme değerlerinin referans alındığı bazı sonlu elemanlar yöntemi çözümlerinde çoğunlukla katı model geometrisine ait bazı keskin köşelerde ortaya çıkan ve gerilme tekilliği (Stress singularity) olarak isimlendirilen, anlamsız ve yüksek gerilme değerleri görülebilmektedir (Huebner vd. 2001, Andy’s Log 2012, Coşkun ve Soyhan 2011, SolidWorks doc 2011, Souza et al 2011). Bu tip gerilmeler çoğunlukla yüksek yüklenme altında kalan modele ait kritik mesnetsiz keskin köşelerde, sabit mesnet tanımlanmış model yüzeylerine ait keskin köşelerde veya temas halinde

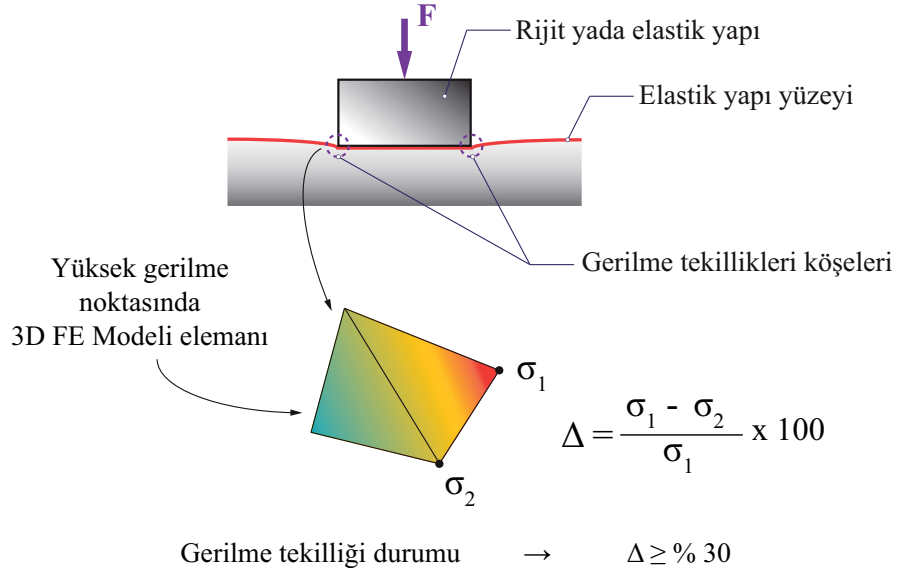
bulunan farklı katı modellerin keskin köşelerinde ortaya çıkabilmektedir. FEM çözümlerinde katı model geometrisinin uygun şekilde temsil edilebilmesi için genellikle tüm yapı ya da kritik yüklenme bölgeleri için daha küçük eleman boyutu seçilerek FE modeli iyileştirilmeye çalışılmaktadır. Ancak gerilme tekilliğinin ortaya çıktığı durumlarda FE eleman boyutunun azaltılması yani toplam eleman sayısının artırılması ile bu noktalarda hesaplanan yer değiştirme değerlerinde kayda değer bir değişme olmamasına rağmen gerilme değerlerinin aşırı derecede arttığı ve değerlerin anlamsız değerlere ulaştığı görülmektedir (Grieve 2006). Gerilme tekilliğine neden olabilecek konu ile ilgili literatürlerde başlıca nedenler aşağıda açıklanmıştır (Andy's Log 2012).

FE modeli oluşturulurken kritik keskin köşelerde yer almış kötü elemanlar yüksek gerilme değerlerinin görülmesine neden olabilmektedir. Eğer kritik bölgelerde yer alan elemanlar çok yüksek en-boy oranları (Aspect ratio) veya Jacobian kontrol denilen sayısal hata çözüm noktalarına sahip ise bu bölgelerde gerçek olmayan anlamsız ve yüksek gerilme değerleri elde edilebilmektedir.

En çok rastlanılan gerilme tekilliği durumu ele alınan katı modelin yüksek yüklenme altında kalan keskin köşelere sahip olması durumunda ortaya çıkmaktadır. Bu noktalarda elastisite teorisine göre kritik yüklenme altında ortaya çıkan gerilme değeri sonsuza yaklaşmaktadır. Daha önce yapılan tanımlamalara göre gerilme; uygulanan kuvvetin etki alanına oranı ile elde edilmektedir ( $\sigma=F/A$ ). Buna göre keskin köşelerde etki alanının sıfıra yaklaştığı kabul edilirse gerilme değeri sonsuza yaklaşmaktadır ve bu nedenle çok yüksek gerilme değerleri bu bölgelerde görülebilmektedir.

Diğer bir gerilme tekilliğinin ortaya çıktığı durum ise gerçekte modellenen elemanın sabit mesnet noktalarında/yüzeylerinde sonsuz rijitlik durumu olmamasına rağmen FE modellerinde bu yüzeylerde tüm serbestlik dereceleri kısıtlanmış ve rijitlik sağlanmış olmasından dolayı görülmektedir. Benzer durum bir biri ile temasta olan farklı iki model arasında da ortaya çıkabilmektedir (Comninou 1976, Coşkun ve Soyhan 2011).

Her hangi bir şekilde ortaya çıkan gerilme tekilliği durumunun kontrolü için önerilen yöntem, beklenen gerilme değerinden çok yüksek bir gerilme değerinin ortaya çıktığı düşünülen bölgedeki kritik tek bir eleman üzerinden alınan gerilme değerlerinin karşılaştırılması şeklindedir. Buna göre kritik eleman üzerindeki elemana ait iki noktadaki maksimum ve minimum gerilme değerinin değişimi % 30'dan yüksek olması durumu gerilme tekilliği durumu olarak tanımlanmaktadır. Böyle bir durumda bu noktada elde edilen değer göz ardı edilebileceği yorumlanmaktadır (Souza vd. 2011). Örnek bir gerilme tekilliği durumu Şekil 2.24'de gösterilmiştir (Huebner vd. 2001, Souza vd. 2011).



Şekil 2.24. Gerilme tekilliği durumu ve kontrolü

FEA klasik çözüm tekniklerinin birçok sınırlamalarını ortadan kaldıran bir mühendislik çözüm tekniğidir. Ancak bu yöntem fiziksel gerçek koşulları belirli kabuller ve yaklaşımlarla temsil ederek modeller. Buda yukarıda bahsi geçen nedenlerden ötürü bazı hataların ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bu hataların en aza indirilmesi çoğunlukla analistlerin konu üzerindeki tecrübesi, teorik bilgileri ve kullanılan yazılıma hakim olma ve elde edilen sonuçları doğru yorumlama kabiliyetleri ile doğrudan ilişkilidir.



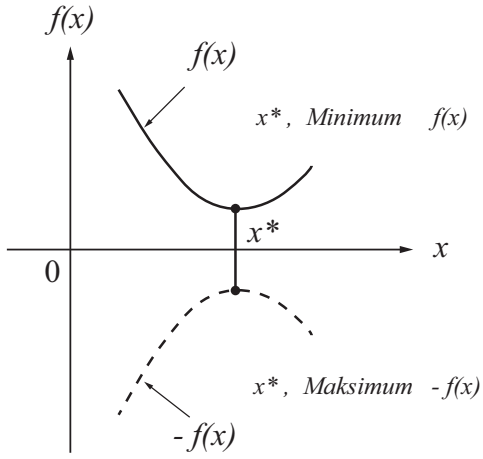
## 2.4 Yapısal Optimizasyon

Yeni bir ürün veya daha önceden var olan bir ürünün geliştirilmesi için ele alınan bir tasarım sürecinde, tasarım sınırlamaları içerisinde tanımlanan gereklilikleri karşılayan bir tasarım ortaya konulmaya çalışılmaktadır. Bu süreç içerisinde, genellikle tanımlanan kriterleri karşıladığı düşünülen çok sayıda tasarım önerisi ortaya çıkmaktadır. Bu öneriler içerisinde, en iyisini seçmek için mühendislik analizleri ve yapısal optimizasyon teknikleri kullanılmaktadır.

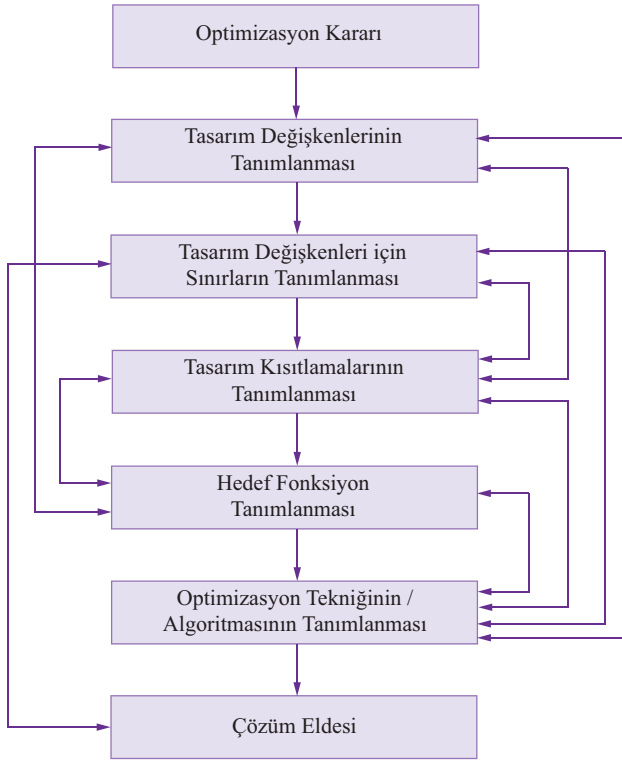
Matematikte, geometri geliştirmede ve diferansiyel hesaplamalarda bir katalizör olarak çalışan optimizasyon teorisi matematiğin en eski dallarından biridir (Lange 2004). Mekanikte yapı (Structure) kavramı; yük taşınması amacıyla, bir ya da birden fazla malzemenin oluşturduğu bir sistem olarak tanımlanmaktadır (Christensen ve Klarbring 2009). Yapısal optimizasyon ise optimizasyon tekniklerinin yapısal tasarımda uygulanmasıdır (Ohsaki 2011).

Bir ürün yada sistem tasarımında en iyileme (Optimum hale getirme), optimizasyon problemleri ile formüle edilip çözümlenmektedir. Basit bir ifade ile optimizasyon problemi; en iyiyi hedef alan matematiksel bir fonksiyonla, belirtilen sınırlar dahilinde bu fonksiyonu minimum ya da maksimum yapan değerlerin bulunması olarak tanımlanmaktadır (Akhoro 1999). Eğer bir fonksiyonda, minimum değerin arandığı düşünülürse, bu fonksiyonun negatif değeri için maksimum değerin aranması ile aynı anlama gelmektedir (Mottram ve Shaw 1996, Rao 2009). Şekil 2.25’de görüldüğü gibi eğer  $X^*$  noktası  $f(x)$  fonksiyonu için minimum nokta ise, bu nokta  $-f(x)$  fonksiyonu için maksimum noktadır.

Tüm optimizasyon problemlerinin çözümü için, kullanılacak tek bir optimizasyon tekniği bulunmamaktadır. Bu nedenle, değişik optimizasyon problemlerinin çözümünde kullanılmak üzere değişik teknikler geliştirilmiştir. Bu bağlamda optimum çözümü arayan teknikler, matematiksel programlama teknikleri olarak da bilinmekte olup, yöneylem araştırmalarının (Operations research) bir parçası olmaktadır. Matematiğin bir dalı olan yöneylem araştırmaları, karar verme (Decision making) problemlerinde optimum çözümü bulmak için kullanılan bilimsel tekniklerin uygulanması ile ilgilidir (Rao 2009). Bir optimizasyon probleminin çözümünde iteratif bir yaklaşımla hareket edilmektedir. Optimizasyon problemlerinin formüle edilmesinde takip edilen adımlar Şekil 2.26’da gösterilmiştir (Deb 2005).



Şekil 2.25.  $f(x)$  fonksiyonu için minimum ve  $-f(x)$  fonksiyonu için maksimum noktaları



Şekil 2.26. Optimizasyon probleminin formüle edilmesi adımları ve iteratif yapısı (Deb 2005'den düzenlenmiştir)

## 2.4.1 Yapısal optimizasyon problemlerinin genel matematiksel formu

Bir optimizasyon problemi temelde üç bileşenden oluşmaktadır. Bunlar tasarım değişkenleri, tasarım kısıtlamaları ve hedef fonksiyondur. Bu bileşenlerle bir optimizasyon problemi aşağıdaki şekilde kurulabilmektedir (Christensen ve Klarbring 2009, Rao 2009, Deb 2005);

$f(\mathbf{X})$  fonksiyonunu minimize etmek için;

$$g_j(\mathbf{X}) \leq 0 \quad , \quad j = 1, 2, \dots, m$$

$$h_j(\mathbf{X}) = 0 \quad , \quad j = 1, 2, \dots, p$$

$$x_i^{(Min)} \leq x_i \leq x_i^{(Maks)} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n$$

şeklinde tanımlanan kısıtlara bağlı kalarak,  $f(\mathbf{X})$  fonksiyonunu minimum yapan (veya  $-f(\mathbf{X})$  fonksiyonunu maksimum yapan);

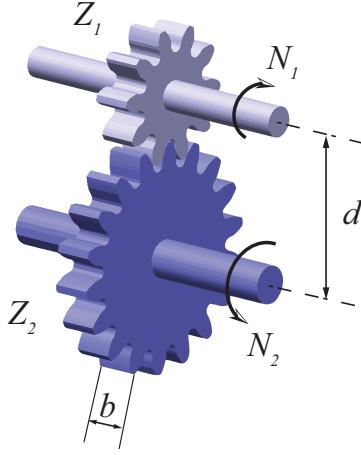
$$\mathbf{X} = \left\{ \begin{array}{c} x_1 \\ x_2 \\ : \\ : \\ x_n \end{array} \right\} \dots \text{değerlerinin bulunması.}$$

Burada  $\mathbf{X}$ , n-boyutlu vektördür ve tasarım vektörü olarak isimlendirilir.  $g_j$  ve  $h_j$  sırasıyla eşitsizlik ve eşitlik kısıtlamalarıdır.  $f(\mathbf{X})$  ise hedef fonksiyon olarak isimlendirilir. Yukarıdaki şekilde kurulan optimizasyon problemlerine doğrusal olmayan kısıtlamalı optimizasyon problemleri denilmektedir. Ancak bazı optimizasyon problemleri  $g_j$  ve  $h_j$  kısıtlamalarını içermez. Bu tip problemler kısıtlamasız optimizasyon problemleri olarak isimlendirilir.

### 2.4.1.1 Tasarım vektörü ve tasarım değişkenleri

Mühendislikte ele alınan bir yapı ya da sistem, tasarım sürecinde bir grup parametre (Nicelik) ile tanımlanmaktadır. Tasarım sürecinin başlangıcında, bazı parametreler sabit alınmaktadır. Bunlara, önceden atanmış (Pre-assigned) parametreler denilmektedir. Diğer tüm parametreler ise değişkenler olarak ele alınmakta ve tasarım değişkenleri olarak isimlendirilmektedir ( $x_i, i = 1, 2, \dots, n$ ). Tasarım değişkenleri toplu olarak tasarım vektörü ile temsil edilmektedir ( $\mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T$ ).

Örnek olarak Şekil 2.27’de gösterilen bir dişli çark çiftinin tasarımında, dişli çarklar diş genişliği ( $b$ ), diş sayısı ( $Z$ ), kuvvet açısı ( $\alpha$ ), eksenler arası uzaklık ( $d$ ), diş profili ( $p$ ) ve dişli malzemesi ( $e$ ) parametreleri ile tanımlanmıştır.



Şekil 2.27. Dişli çark montajı ve bazı dişli çark parametreleri

Eğer tanımlanan parametreler içerisinde ( $d$ ), ( $\alpha$ ), ( $p$ ) ve ( $e$ ) değişkenleri tasarım başlangıcında sabit olarak kabul edilirse, bu parametrelere önceden atanmış parametreler denir. Geri kalan ( $b$ ) ve ( $Z$ ) parametreleri ise toplu olarak tasarım vektörü tarafından temsil edilir ( $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T = \{b, Z_1, Z_2\}^T$ ). Eğer tasarım vektörü ile tanımlanan değişkenlerin seçiminde herhangi bir kısıtlama söz konusu değil ise bu değişkenlere herhangi bir değer atanabilir. Eğer her bir eksenin bir tasarım değişkeni ( $x_i, i = 1, 2, \dots, n$ ) ile temsil edildiği n-boyutlu bir kartezyen koordinat alanı göz önüne alınırsa, bu alan tasarım değişkeni alanı veya tasarım alanı olarak isimlendirilmektedir. Tanımlanan bir n-boyutlu tasarım alanındaki her bir nokta tasarım noktası olarak isimlendirilir ve mümkün olan uygun ya da uygun olmayan bir çözümü temsil eder. Örnek olarak dişli çark çiftinin tasarımında  $\{b, Z_1, Z_2\}^T = \{40, 10, 18\}^T$  tasarım değişkenleri ile tanımlanan tasarım noktası mümkün olabilecek uygun bir çözümü ifade edebilir. Ancak tasarım noktası  $\{b, Z_1, Z_2\}^T = \{40, -10, 18.5\}^T$  tasarım değişkenleri ile tanımlanmaya çalışılırsa bu mümkün olmayan bir çözümü işaret eder. Çünkü diş sayılarının hiçbir şekilde negatif değer veya ondalık değer alması söz konusu değildir (Rao 2009).

#### 2.4.1.2 Tasarım değişkenlerinin sınırları

Bazı optimizasyon problemlerinde,  $f(X)$  fonksiyonunu minimize eden tasarım değişkenleri ve kısıtlamaları, tasarım alanında uygun bölge sınırları içerisinde yer almaktadır. Bu tip problemler için tanımlanacak herhangi bir değişkenin sınırlandırılmasına gerek duyulmamaktadır. Ancak bazı optimizasyon problemlerinde aranan değişkenlerin, belirli bir maksimum ve minimum değerler arasında tutulması gereklidir (Deb 2005). Bunun nedenleri; optimizasyonun iteratif yapısından dolayı

çözüm süresinin artmasını önlemek, tahmin edilebilir alanlarda en iyi çözüme ait sonuçları daha hassas bir şekilde elde etmek ve başlangıç tasarımlarına yön vermek olarak açıklanabilir.

$$x_i^{(Min)} \leq x_i \leq x_i^{(Maks)}, \quad i = 1, 2, \dots, n$$

Verilen her optimizasyon probleminde, değişkenler için minimum ve maksimum sınırları belirlemek her zaman çok kolay olmayabilir. Yeni bir ürüne ait tasarım sürecinde kullanılan çözüm yollarından biri de, mevcut verilere ve tecrübeye dayalı olarak tahmini başlangıç tasarım değişken değerlerinin, tahmini sınırlar ile atanmasıdır. Eğer var olan bir ürün için tasarım iyileştirme süreci içerisinde bulunuluyor ise, var olan tasarımın değişken değerleri yol gösterici olacaktır. Atanan tahmini sınır değerleri ile gerçekleştirilen bir optimizasyon çözümünde elde edilen sonuçlar, kabul edilebilir tasarım alanında yer alıyorsa, problem çözümü kabul edilebilir özelliktedir. Eğer yer almıyorsa elde edilen sonuçlara göre yeni sınırlar atanarak yeniden çözüme gidilmesi gerekmektedir. Bir optimizasyon probleminde iteratif yaklaşımın en genel formu aşağıda verilmiştir (Poyraz 2004).

$$X^q = X^{q-1} + \alpha^* S^q$$

$X$  : *Tasarım vektörü*

$q$  : *İterasyon sayısı*

$S$  : *Tasarım değişkeni sınırları*

$\alpha^*$  : *S üzerindeki hareket miktarını ifade eden skaler değer*

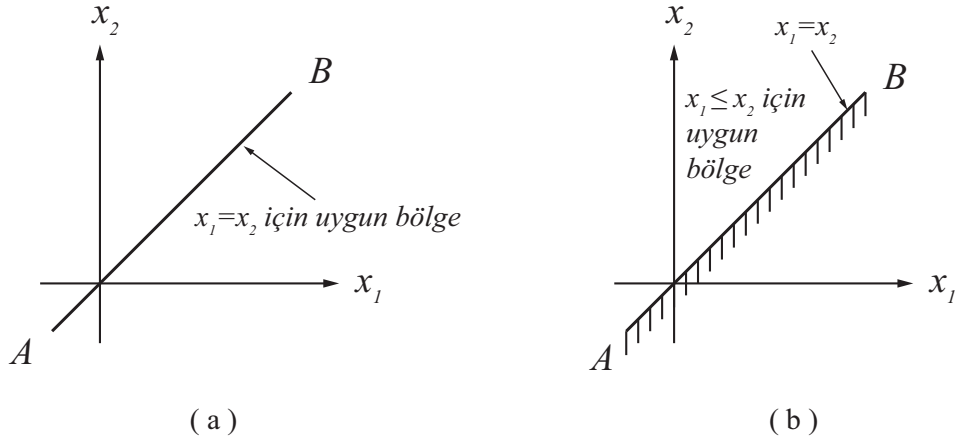
### 2.4.1.3 Tasarım kısıtlamaları

Mühendislik problemlerine ait tasarım değişkenleri amaca uygun olarak seçilmektedir. Çoğunlukla belirli kısıtlamalar dâhilinde, tanımlanan fonksiyonu ya da diğer gereklilikleri yerine getirebilecek, kabul edilebilir bir tasarımı üretecek seçimler aranmaktadır. Bu kısıtlamaların tümü tasarım kısıtlamaları olarak isimlendirilmektedir. Tasarlanan bir yapının veya sistemin fonksiyon sınırlarını temsil eden kısıtlamalar, davranış ya da fonksiyonel kısıtlamalar (Behavior or functional constraints) olarak isimlendirilir. Eğer kısıtlamalar, tasarım değişkenleri üzerinde ulaşılabilirlik, üretilebilirlik, taşınabilirlik vb. gibi fiziksel ya da performans açısından kısıtlamaları temsil ediyorsa, geometrik ya da yan kısıtlamalar (Geometric or side constraints) olarak isimlendirilir.

Örnek olarak Şekil 2.27’de verilen dişlilerin genişlik parametresi ( $b$ ) malzeme dayanımı açısından hiçbir zaman belirli bir değerin altında atanamaz. Benzer şekilde dişlilerin diş sayısı ( $Z_1, Z_2$ ) seçimi dişlilerin devir sayıları ( $N_1, N_2$ ) dikkate alınmadan seçilemez. Çünkü bu kısıtlamalar dişli çiftinin performansı ile ilgilidir ve davranış kısıtlamaları olarak isimlendirilmektedir. Bununla birlikte, dişlilerin diş sayıları için pozitif tamsayı değerlerin atanması ve imalat açısından bu değerlerin bir maksimum ve minimum değer alması gerekmektedir. Bu sınırlamalar fiziksel sınırlamalar olup geometrik kısıtlamalar olarak anılmaktadır (Rao 2009).

Birçok kısıtlama fonksiyonu, tasarım değişkenlerinin sadece birinci derecedeki terimlerini içermektedir. Bunlar doğrusal kısıtlamalar olarak isimlendirilmektedir. Eğer tasarım değişkenlerinin daha yüksek derecede terimleri varsa bunlara doğrusal olmayan kısıtlamalar denilmektedir (Akhoro 1999).

Yukarıda bahsedilen ve optimizasyon problemlerinde ele alınan kısıtlamalar, eşitlik kısıtlamaları veya eşitsizlik kısıtlamaları şeklinde de tanımlanmaktadır. Eşitlik kısıtlamalarında tasarım değişkenleri, istenilen kısıt değerini tam olarak karşılamak durumundadır. Eşitsizlik kısıtlamalarında ise hesaplanan değerlerin bazı sınır değerlerin altına inmemesi ya da üzerine çıkmaması istenmektedir. Şekil 2.28-a eşitlik kısıtlamalarını ifade etmektedir. Burada kabul edilebilir tasarım A-B doğrusu üzerinde bulunan değişkenler ile kabul edilirken, Şekil 2.28-b de gösterilen eşitsizlik kısıtlamalarındaki kabul edilebilir tasarım noktaları, daha geniş bir alanda tanımlanabilmektedir (Arora 2004).

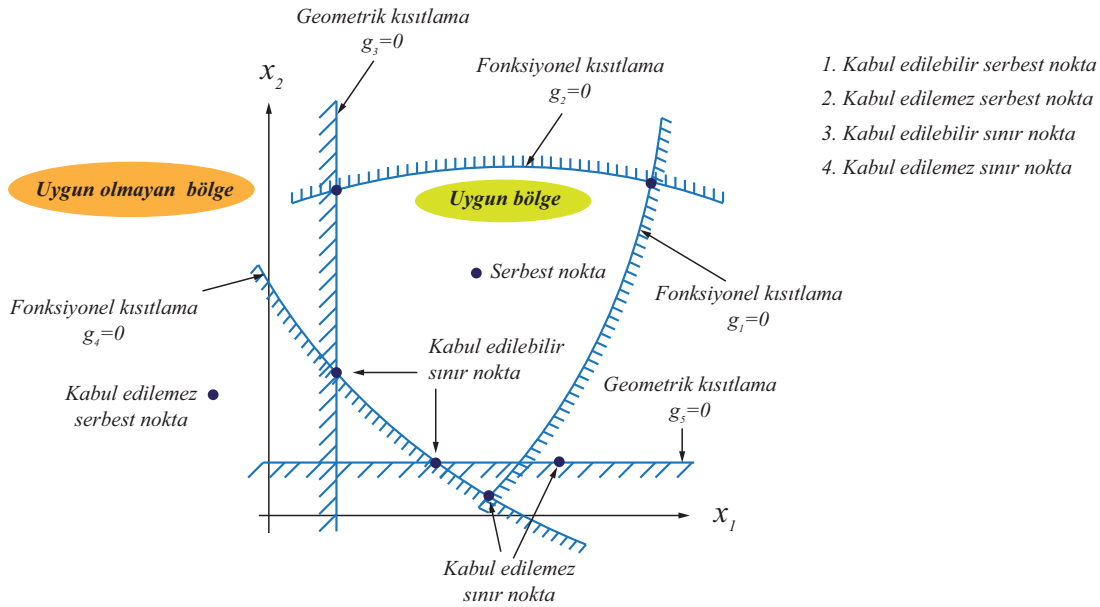


Şekil 2.28. Eşitlik kısıtlamaları (a) ve eşitsizlik kısıtlamaları (b)

#### 2.4.1.4 Kısıt yüzeyi

Bir optimizasyon probleminde sadece eşitsizlik sınırlaması  $g_j(\mathbf{X}) \leq 0$  ile tanımlandığı bir durum düşünülürse,  $g_j(\mathbf{X}) = 0$  eşitliğini karşılayan  $\mathbf{X}$  değerleri tasarım alanında (Uzayında) bir köprü-yüzey (Hyper-surface: Hiper-yüzey yada üstün-yüzey) formu oluşturacaktır. Bu form kısıt yüzeyi olarak isimlendirilmektedir. Buda gerçekte  $n$ , tasarım değişkenlerinin sayısı olmak üzere  $(n-1)$  boyutlu bir alt tasarım alanıdır. Kısıt yüzeyi, tasarım alanını  $g_j(\mathbf{X}) < 0$  ve  $g_j(\mathbf{X}) > 0$  olmak üzere iki bölgeye bölmektedir. Böylece köprü yüzeyi üzerinde yer alan noktalar kritik  $g_j(\mathbf{X})$  kısıtlamalarını karşılayacaktır. Şartlara göre  $g_j(\mathbf{X}) > 0$  bölgesinde yer alan noktalar uygun olmayan tasarımı işaret edecektir ve  $g_j(\mathbf{X}) < 0$  bölgesinde yer alan noktalar uygun olan tasarımı gösterecektir. Burada uygun tasarım alanını bölen tüm kısıt yüzeylerinin birleşimi  $g_j(\mathbf{X}) = 0, j = 1, 2, \dots, m$ , bileşik kısıt yüzeyi olarak isimlendirilmektedir.

Şekil 2.29'da kuramsal olarak uygun olmayan bölgelerin taranmış çizgilerle gösterildiği iki boyutlu bir tasarım alanı tanımlanmıştır. Bir veya birden fazla kısıt yüzeyinde yer alan bir tasarım noktası sınır nokta olarak, bu noktanın bağlı olduğu kısıtlamalar ise aktif kısıtlar olarak isimlendirilmektedir. Eğer tasarım noktaları herhangi bir kısıt yüzeyi üzerinde yer almıyorsa bu noktalar serbest noktalar olarak anılmaktadır. Belirli bir tasarım noktasının uygun tasarım alanına ait olup olmadığına bağlı olarak bu nokta aşağıda verilen şekillerde tanımlanmaktadır (Rao 2009).



Şekil 2.29. İki boyutlu kuramsal tasarım alanında kısıt yüzeyleri

#### 2.4.1.5 Hedef fonksiyon

Bir tasarım sürecinde, uygun tasarım alanında yer alan birden fazla tasarım ile karşılaşılabılır. Bu tasarımlar içerisinde en iyi olanı belirlemek için bir kriter ihtiyacı duyulmaktadır. Bu kriter hedef fonksiyon olarak isimlendirilir. Hedef fonksiyonun seçimi tanımlanan probleme göre farklılık göstermektedir. Hedef fonksiyon tanımlanan tasarım değişkenlerine ve tasarım kısıtlamalarına bağlı olarak maksimum veya minimum değerlerin arandığı bir fonksiyondur. Özellikle yapısal optimizasyon çalışmalarında hedef fonksiyon olarak ağırlığın minimize edilmesi, maliyetlerin minimize edilmesi, yer değiştirmelerin minimize edilmesi, gerilmelerin minimize edilmesi veya ürün karının maksimize edilmesi, verimliliğin maksimize edilmesi, toplam ürün ömrünün maksimize edilmesi vb. gibi tanımlamalar yapılmaktadır. Bazı durumlarda, bir optimizasyon probleminde hedef fonksiyon için tek bir kriter tanımlanırken, bazılarında ise birden çok kriter tanımlanmasına gerek duyulmaktadır. Bu tip optimizasyon problemleri çok amaçlı/hedefli optimizasyon (Multiobjective Optimisation) problemleri olarak isimlendirilmektedir (Rao 2009, Deb 2005). Çok amaçlı optimizasyon problemlerinde amaçların/hedeflerin çakışması muhtemeldir. Bu tip problemleri çözmek için en basit yol, çakışan amaçları ifade eden hedef fonksiyonların lineer birleşimi olan tümel bir hedef fonksiyonu tanımlamaktır.

Böylece  $f_1(X)$  ve  $f_2(X)$  çakışan iki farklı hedef fonksiyon olmak üzere tümel hedef fonksiyon aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

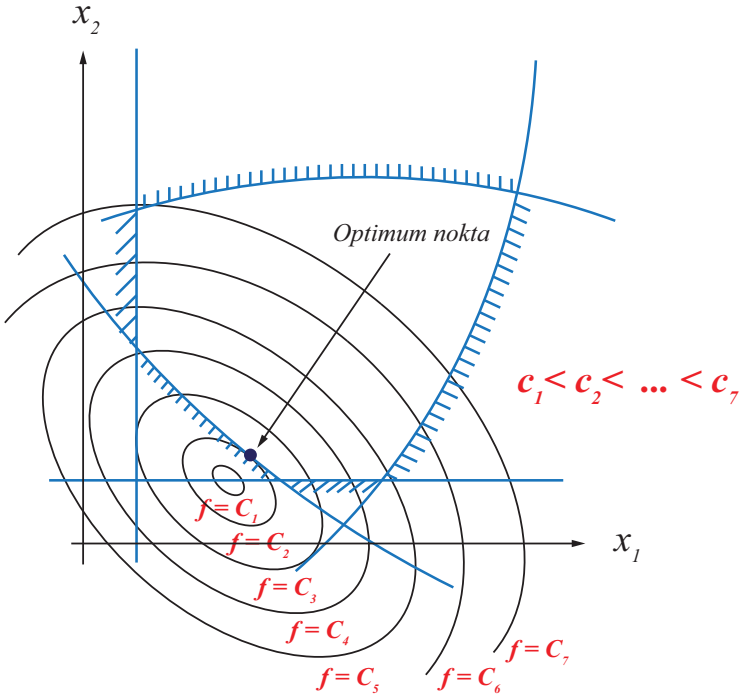
$$f(X) = \alpha_1 f_1(X) + \alpha_2 f_2(X) \quad (2.43)$$

Burada,  $\alpha_1$  ve  $\alpha_2$  iki kriterin birbirleri arasında hangisinin önemlilik derecesinin yüksek olduğunu tanımlayan göreceli sabitlerdir.

#### 2.4.1.6 Hedef fonksiyon yüzeyleri

$f(X) = C = \text{Sabit}$ , değerini karşılayan tüm noktaların tasarım alanı içerisinde oluşturduğu konum bir köprü-yüzeyini tanımaktadır. C'nin her bir farklı değeri için farklı bir yüzey ortaya çıkmaktadır. Bu yüzeyler hedef fonksiyon yüzeyleri olarak isimlendirilir. Bu yüzeyler kuramsal olarak çizilen iki-boyutlu tasarım alanında Şekil 2.30'daki gibi gösterilmektedir (Rao 2009). Öncelikle hedef fonksiyon yüzeyleri kısıtlama yüzeyleri boyunca çizilir. Burada optimum noktanın belirlenmesinde çok fazla zorluk çekilmez. Ancak problem içerisinde tasarım değişkenlerinin sayısı iki veya daha fazla olursa, kısıtlama yüzeyleri ve hedef fonksiyon yüzeyleri daha karmaşık bir hal almaktadır. Bu durum, problemin ifade edilmesi ve çözülmesinde zorluklar ortaya çıkarmaktadır.

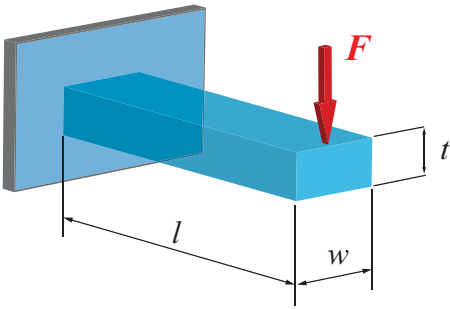




Şekil 2.30. Hedef fonksiyonun eş yükselti eğrisi (Contours)

#### 2.4.2 Yapısal optimizasyonda Sonlu Elemanlar Analizi

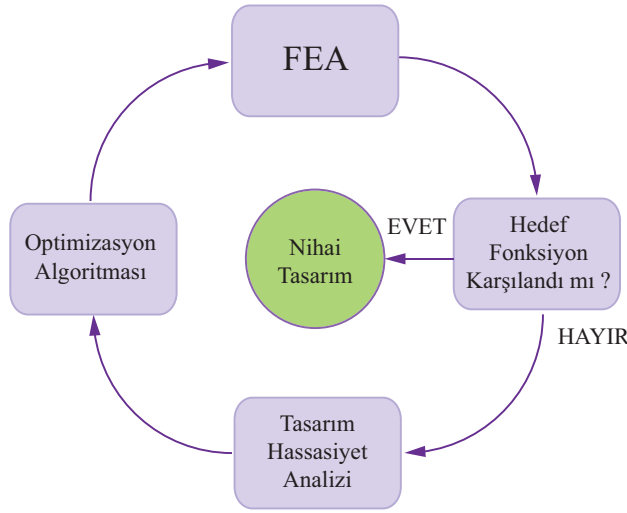
Ele alınan bir tasarım sürecinde tanımlanan yapısal optimizasyon problemleri, otomatik olmayan bir formda kurulan bir seri sonlu elemanlar analizi (FEA) kullanılarak çözülmektedir. Bu noktada örnek olarak Şekil 2.31’de gösterilen basit bir ankastre eleman ele alınabilir. Bu elemanın, belirli bir malzeme özelliği ( $m$ ), kiriş boyu ( $l$ ), kiriş eni ( $w$ ) ve kiriş kalınlığı ( $t$ ) vardır. Optimizasyon probleminde  $m$ ,  $l$  ve  $w$  değerleri sabit,  $t$  değeri ise tasarım değişkenidir. Tasarım kısıtlaması olarak yüklenme durumunda malzemenin akma dayanımı değerinin aşılmaması ve belirli bir sehim değeri, tasarım hedefi olarak tanımlanan  $F$  yükü altında belirli bir sehim değeri için minimum  $t$  değerinin elde edilmesi amaçlansın. Bu durumda  $t$ ’nin her hangi bir uygun başlangıç değeri için FEA gerçekleştirilerek gerilme ve yer değiştirme değerleri hesaplanır. Gerilme değerinin malzeme akma dayanımını aşmadığı durumlar içerisinde elde edilen maksimum sehim değeri belirlenen sehim değerden çok yüksek ise  $t$  değeri artırılabilir ya da sehim değeri çok düşük ise  $t$  değeri düşürülebilir ve FEA tasarımcı tarafından tekrarlanır. Bu işlemlerin tekrarlanması ile optimum  $t$  değeri elde edilebilir.



Şekil 2.31. Basit bir ankastre eleman

Günümüzde ise çeşitli optimizasyon tekniklerinin entegre edildiği, FEM gibi sayısal yöntemleri temel alan CAE yazılımları kullanılarak yukarıda örneklenen işlemler artık otomatik bir şekilde yapılmaktadır. Çoğu yapısal optimizasyon problemi, FEA ile Şekil 2.32’de verilen döngü takip edilerek çözülebilmektedir.

Ele alınan yapı, başlangıç tasarım değişkenleri, tasarım kısıtlamaları ve hedef fonksiyon dikkate alınarak tanımlanır ve gerilme, yer değiştirme, frekans vb. gibi cevap parametrelerini hesaplamak için FEM kullanılarak analiz edilir. Eğer yapı istenilen kriterleri karşılayamıyor ise ilgili teknikler kullanılarak tasarım hassasiyet analizi yapılır. Tasarım hassasiyet analizi verilen tasarım değişkenlerinin değişimi ile cevap parametrelerinin nasıl değiştiğini ortaya koyan bir analizdir. Bu analiz sonucu elde edilen değişim değerleri optimizasyon algoritmasına iletilir. Optimizasyon algoritması tanımlanan tasarım kısıtlamalarını karşılayacak ve cevap parametrelerini iyileştirecek şekilde tasarım değişkenlerini yeniler. Bu işlemler tanımlanan hedef fonksiyon yakınsanıncaya kadar otomatik olarak yenilenir (Poyraz 2004).



Şekil 2.32. FEA ile yapısal optimizasyon problemi iteratif yaklaşım

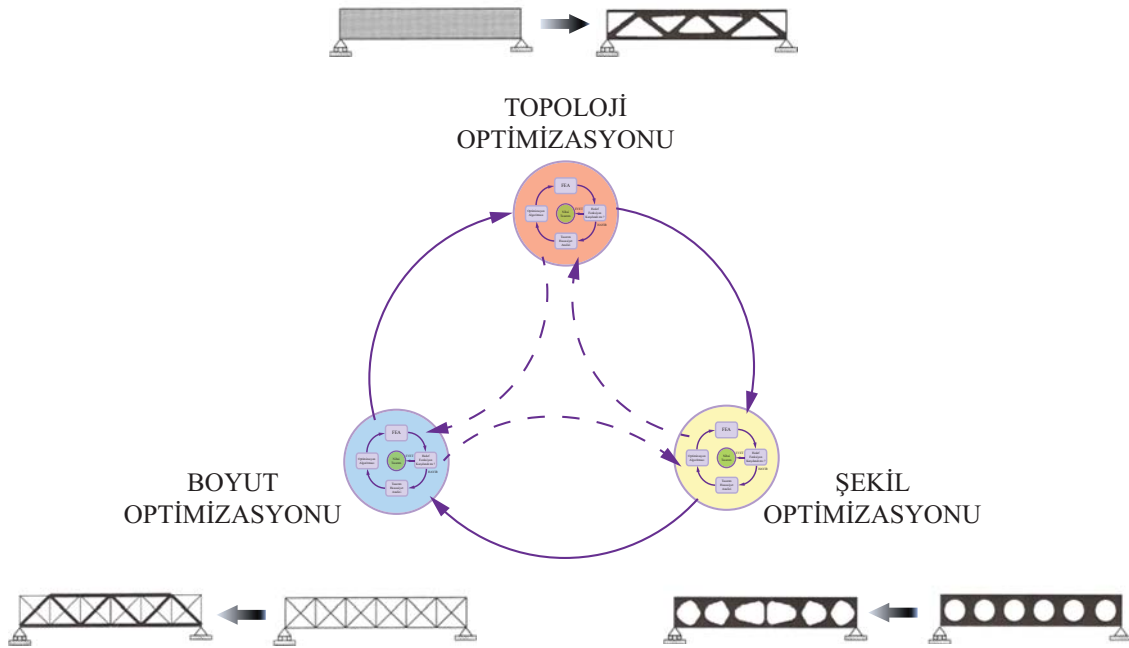
Bu yaklaşım, her optimizasyon adımı ile tasarımda küçük değişikliklerin meydana geldiği varsayımına dayanmaktadır. Elde edilen sonuç, optimizasyon probleminde yerel minimumu göstermektedir. Tasarım değişkenlerindeki en büyük değişiklikler, ilk birkaç adımda gerçekleşir ve optimum değişkenler sonraki adımlarda daha küçük değişikliklerle yakınsanmaya çalışılır.

### 2.4.3 Yapısal optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması

Yapısal optimizasyon problemlerinin sınıflandırılmasında çeşitli yaklaşımlar ortaya atılmıştır. Bu yaklaşımlar içerisinden geleneksel olarak makine tasarım sürecinde uygulanan optimizasyon problemleri, uygulama alanlarına bağlı olarak üçe ayrılmaktadır. Bunlar; topoloji, şekil ve boyut optimizasyonlarıdır (Bendsoe ve Sigmund 2004, Christensen ve Klarbring 2009, Elishakof ve Oshaki 2010).

Ele alınan bir ürün tasarımı sürecinde, toplam bir yapısal optimizasyon işlemi ürün topolojisi ile başlar. Ürün için malzeme dağılımı ve geometrik sınırları, tanımlanan kısıtlamalar altında değiştirilerek optimum tasarıma gidilir. Toplam yapısal tasarım yaklaşımı Şekil 2.33’de gösterilmiştir. FEA’nın dahil olduğu yapısal optimizasyon problemleri için Şekil 2.33’de verilen alt yaklaşımlar Şekil 2.32’de verilen yaklaşımlardır. Bu işlem döngüsel bir şekilde aşağıda verildiği sırada uygulanır (Poyraz 2004).

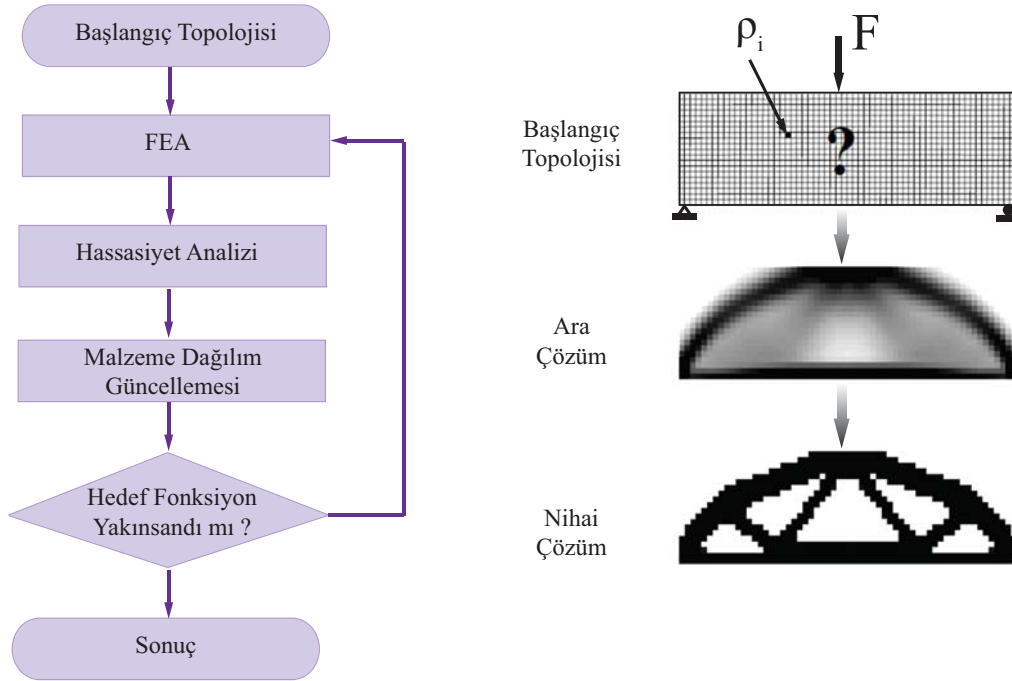
1. Uygun teknikler kullanılarak yapının başlangıç topolojisi oluşturulur.
2. Başlangıç topolojisi uygun mühendislik teknikleri ve/veya CAE uygulamaları kullanılarak işlenir ve geometrik şekilleri belirlenmiş bir yapıya dönüştürülür.
3. Şekil optimizasyonu ile yapının geometrik şekli ve sınırları (varsa delikler) düzenlenir.
4. Geometrik şekli düzenlenmiş yapıya ait tasarım değişkenleri boyut optimizasyonu ile nihai optimum değerlerini alır.



Şekil 2.33. Toplam yapısal optimizasyon yaklaşımı

### 2.4.3.1 Topoloji optimizasyonu

Bir yapının topolojisi yapıyı oluşturan geometrik sınırlar içerisindeki kirişler, kiriş bağlantıları, delikler (Boşluklar) ve bu unsurların sayıları ile tanımlanmaktadır. Topoloji optimizasyonun temel mantığı optimizasyon için ele alınan, yük altında çalışan bir yapının tanımlanan geometrik dış sınırlarında her hangi bir değişik yapılmadan yapının rijitliğini artıracak şekilde, tanımlanan tasarım kısıtlamalarına bağlı kalarak belirli yük taşımayan bölgelerinden etkisiz malzeme boşaltılması yani hacim azaltılması esasına dayanır (Yıldız vd. 2004, Göv 2004). Klasik optimizasyon tekniklerinden farklı olarak, topolojik optimizasyon, tanımlanmış optimizasyon parametrelerine ihtiyaç duymaz. Topolojik optimizasyonda, bütün yapıdaki malzeme dağılım fonksiyonu optimizasyon parametresi olarak alınır (Erbil 2006). Şekil 2.34’de FEA ile topoloji optimizasyonu yaklaşımı gösterilmiştir (Hoai Le 2010).

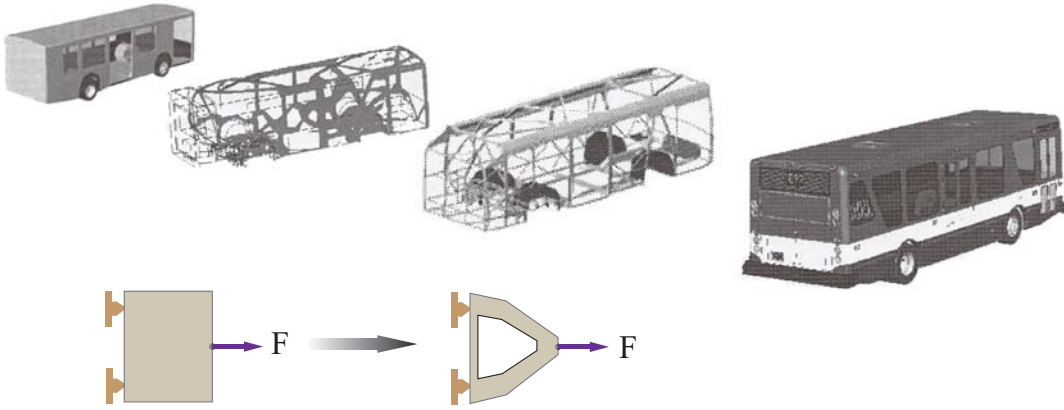


Şekil 2.34. Topoloji optimizasyonu yaklaşımı

Topoloji optimizasyonunda yaygın olarak kullanılan iki yöntem vardır. Bunlar homojenleştirme yöntemi ve yoğunluk yöntemidir (Erbil 2006, Yıldız vd. 2004). Homojenleştirme yönteminde tanımlanan kısıtlamalar ve kriterler sağlanırken elastik tasarım alanındaki optimum malzeme dağılımı bulunmaktadır. Homojenleştirme teorisi; tasarım alanındaki gözeneklerin farklı olmasından dolayı mikroyapıların elastik malzeme özelliklerinin eşdeğer olarak değerlendirilebileceğini kabul etmektedir. Homojenleştirme teorisinde yapı, periyodik mikroyapıların bileşimi olarak kabul edilir ve eşdeğer malzeme özellikleri, mikroskobik büyüklükte azalma içeren bir sınır süreç ile belirlenir. Ayrıca, malzeme eksenlerinin oryantasyonu, malzeme özelliklerini tanımlamada dikkate alınır. Böylelikle bir yapının elastik malzeme özellikleri, mikroyapısal deliklerin oryantasyonu ve büyüklüğü ile tanımlanabilir. Optimizasyon sürecinde mikroyapılar, katı ve boşluk arasında değişir. Eğer mevcut malzeme miktarı

belli ise malzeme yapının bir kısmından diğerk bir kısma hareket edebilir. Bundan dolayı yapıların topoloji tasarımı, belirlenen uygun yapısal alan içinde optimal malzeme dağılımının bulunması olarak ele alınabilir.

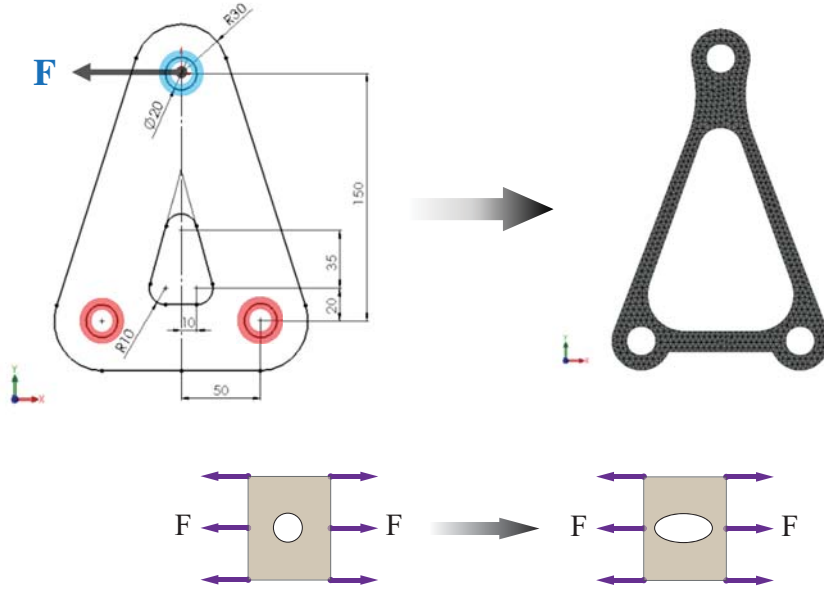
Yoğunluk metodu, homojenleştirme metodunda mikro-boşlukların tamamının bir yapı kabul edilerek makroskobik malzeme özellikleri tanımlar. Homojenleştirme metodundan farklı olarak, yoğunluk metodu her bir sonlu elemanın yoğunluğunu tasarım değişkeni olarak kabul eder. Homojenleştirme metoduna benzer şekilde bu metotta da topoloji tasarımı için amaç, rijitliğin maksimum olmasına eşdeğer olan kompliansı (Force Inverter: kuvvet çevrimi) minimize etmektir (Yıldız vd. 2004). Endüstriyel bir uygulama olarak Şekil 2.35’de bir otobüs karoseri tasarımında topoloji optimizasyonu uygulaması gösterilmiştir.



Şekil 2.35. Otobüs karoseri tasarımında topoloji optimizasyonu uygulaması (Hoai Le 2010’den düzenlenmiştir)

#### 2.4.3.2 Şekil optimizasyonu

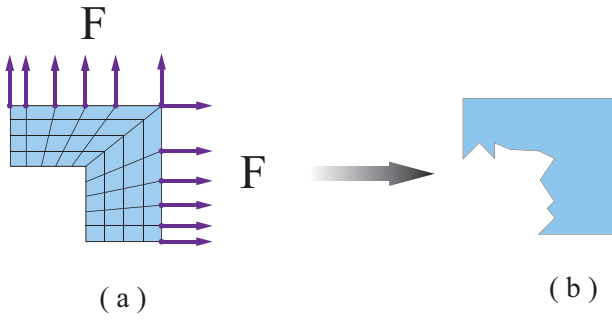
Şekil optimizasyonunda, yapının tanımlanan tasarım kısıtlamaları ve tasarım hedefi doğrultusunda, topolojisini değiştirmemek koşulu ile yapının geometrik sınırlarının ve unsur parametrelerinin değiştirilerek, yapıya ait optimum geometrik şeklin verilmesini amaçlanmaktadır (Şekil 2.36) (Zhang 1992, Uzun 2006, Chen 2008, Hoai Le 2010). Yüzeyler ve eğri hatlar üzerinde tanımlanabilmesinden dolayı şekil optimizasyonu; boyut optimizasyonu çözüm kapasitesinin genişletilmiş hali olarak kabul edilebilir (Poyraz 2004).



Şekil 2.36. Şekil optimizasyonu (Zhang 1992'den düzenlenmiştir)

Şekil optimizasyonunda tasarım değişkenleri yapının geometrisini belirleyen değişkenlerdir. Bu değişkenler yapıya ait uzunluklar, delik çapları, köşe açıları vb. gibi geometrik parametreler olabilir. FEA tabanlı gerçekleştirilen şekil optimizasyonlarında tasarım değişkenlerinin parametrik olarak tanımlanması gerekir. Bu tanımlamalar FEA ticari yazılımları içerisinde kullanılan parametrik yazılım dilleriyle veya FEA yazılımları ile entegre çalışan parametrik CAD yazılımları içerisinde gerçekleştirilebilmektedir.

Şekil optimizasyonunda kullanılan yaygın iki yöntem vardır. Bunlar, eleman düğüm noktası koordinat yöntemi (Element Nodal Coordinate Method) ve geometrik sınır yöntemidir (Geometric Boundary Method) (Hoai Le 2010). Eleman Düğüm Koordinat Yöntemi FEA tabanlı şekil optimizasyonunda kullanılan eski yöntemlerden biridir. Bu yöntemde tasarım değişkenleri kurulan sonlu elemanlar modelindeki düğüm noktalarının koordinatları referans alınarak tanımlanmaktadır. Ancak bu yöntemde geometri yenilenmesi sırasında sonlu elemanlar modelinde kurulan sınır düğüm noktaları, genellikle bozulmakta ve uygun olmayan kabul edilemez bir model verebilmektedir (Şekil 2.37). Bu sorunu ortadan kaldırmak için bu noktaları kontrol eden fazladan sınır koşullarının tanımlanması gerekmektedir. Bu nedenle uygun sınır koşulları tanımlayarak parametrik bir CAD sisteminin entegre çalışması ve optimize edilen geometrinin CAD sisteminden tekrar aktarılarak sonlu elemanlara ayrılması daha önerilen bir yöntemdir (Hoai Le 2010). Aynı zamanda bu yöntemde bahsedilen olumsuzluğu giderebilmek için yapının sonlu elemanlara ayrılmasında düzgün haritalanmış sonlu eleman modeli kuran yöntemler (Mapped Mesh Method) FEA içerisinde uygulanabilmektedir.

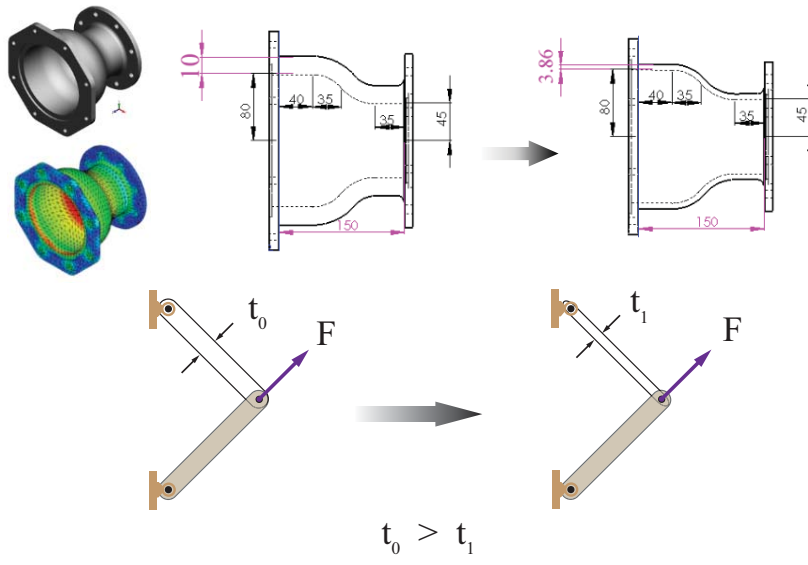


Şekil 2.37. Eleman düğüm noktası koordinat yöntemi: Başlangıç tasarımı sonlu eleman modeli (a) ve kabul edilemez optimum şekil (b)

Geometrik sınır yönteminde ele alınan bir yapının geometrik unsurları, sonlu elemanların düğüm noktası koordinatları yerine CAD tabanlı eğriler ile tanımlanmaktadır. Bu eğrileri tanımlayan parametreler CAD sisteminde yeniden tanımlanarak, yapının geometrik şekli değiştirilebilir ve tekrar FEA yazılımı içerisinde sonlu eleman modelleri otomatik olarak oluşturulur. Bu yöntemin dezavantajı ise özellikle üç boyutlu modellerde hexahedral (Altı yüzlü dörtgensel) elemanlar kullanılarak üretilen sonlu elemanlar modelinin, yapının geometrik şeklini tanımlamakta zorluklar içermesidir. Ancak bu durum, günümüz FEA yazılımları içerisinde geliştirilen farklı yöntemlerle giderilmeye çalışılmakta olup oldukça uyumlu sonuçlar elde edilebilmektedir.

### 2.4.3.3 Boyut optimizasyonu

Boyut optimizasyonunda, bir tasarım sürecinde tanımlanan tasarım gereklilikleri ve tasarım kısıtlamalarına bağlı olarak ele alınan yapının malzeme özellikleri (Elastisite Modülü, Poisson Oranı, Yoğunluk vb.), kesit alanı boyutları (Veya kesit atalet momenti) ve/veya kalınlık gibi parametrelerini (tasarım değişkenleri) değiştirerek hedef fonksiyon için bu parametrelerin optimum değerleri elde edilmeye çalışılmaktadır. (Bakhtary vd. 1996, MSC 2012). Boyut optimizasyonu kesit alanı optimizasyonu olarak da bilinmektedir. Çoğunlukla amaç, malzeme kalınlığını ve dolayısıyla malzeme ağırlığını minimize etmektir. Boyut optimizasyonunda malzemenin topolojik yapısında ve geometrik şeklinde bir değişiklik gerçekleşmez. Tanımlanan tasarım değişkeni(leri) uygun optimizasyon algoritması kurularak FEA yazılımlarında optimizasyon modülleri içerisine gömülmüş çeşitli optimizasyon teknikleri ile gerçekleştirilebilir (Celik vd. 2007a; 2011a). Buna ek olarak bazı uygulamalarda FEA yazılımları içerisinde otomatik olarak kurulabilen varsayımsal örnekleme (What-If) tekniği de boyut optimizasyonlarında kullanılmaktadır (Topakci vd. 2010). Şekil 2.38’de örnek bir tesisat elemanın cidar kalınlığı için boyut optimizasyonu gösterilmiştir (Celik vd. 2009).

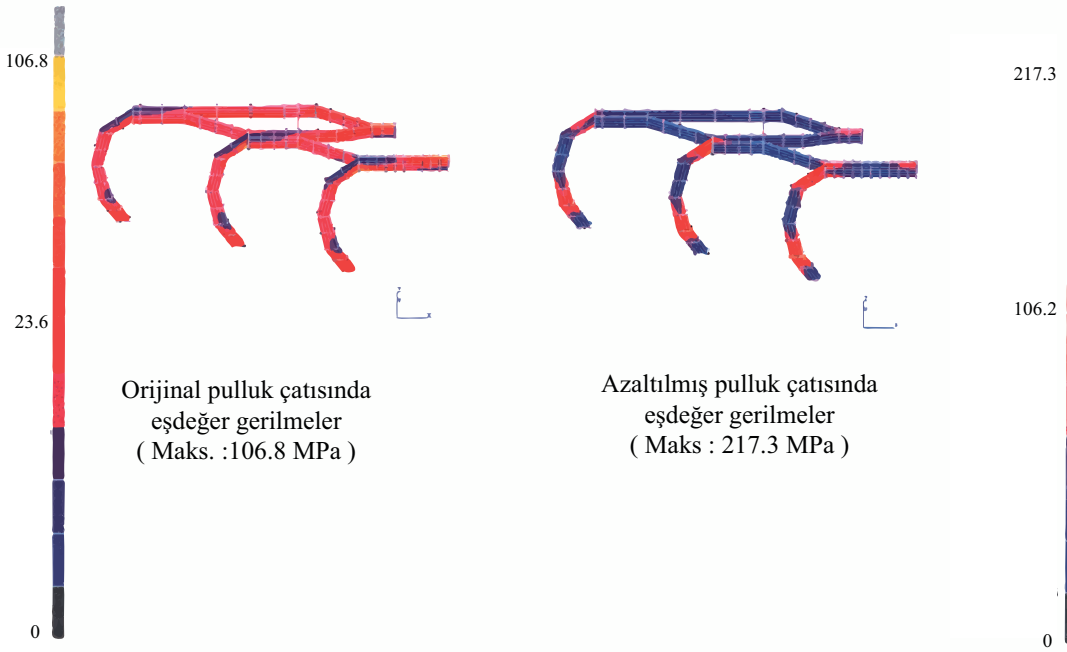


Şekil 2.38. Boyut optimizasyonu



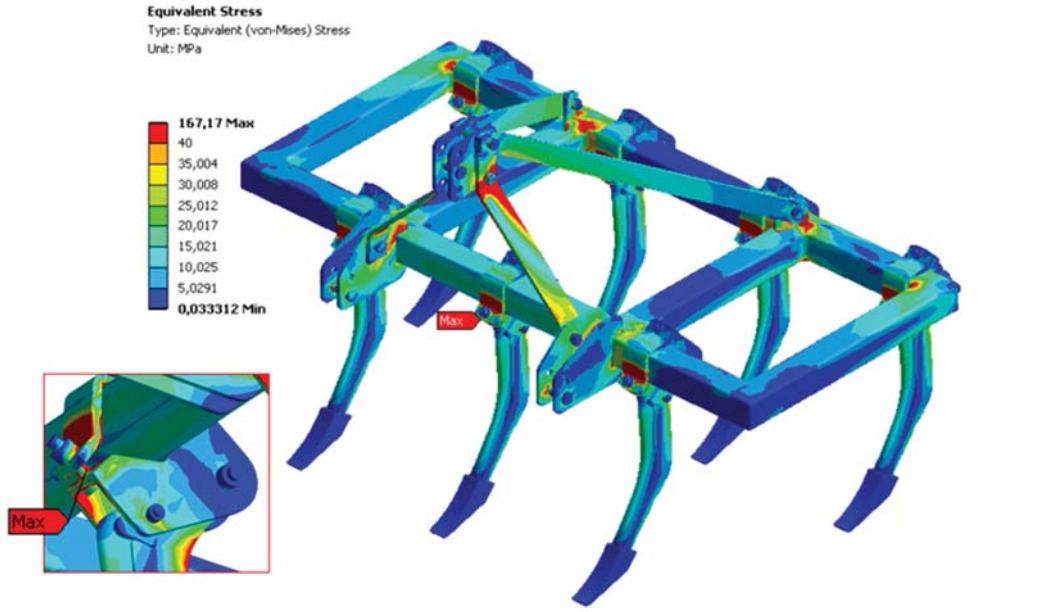
## 2.5 Kaynak Taraması

Değirmencioğlu vd. (1998), sabit kulaklı bir pulluk üzerinde yaptıkları katı modelleme ve FEA simülasyon çalışmalarında; üç gövdeli bir pulluğu modellemiş, sonlu elemanlar yöntemi ile aletin yük altındaki davranışını incelemiş ve malzemeden tasarruf yönünde analizler yapmışlardır. Çalışma sonucunda, gerilme değerlerinde bir miktar artma gözlenmesine rağmen, bu değerlerin tasarım sınırları içerisinde kaldığı yorumlanmış ve pulluk gövdesi üzerinde % 17.6 değerinde ağırlıkta bir azaltılma sağlanabilmiştir. Bunun yanında çalışmada tarla deneylerinin gerçekleştirilmesi konusunda öneriler sunulmuştur. Çalışmada elde edilen orijinal ve azaltılmış yapıdaki gerilmelerin simülasyon çıktıları Şekil 2.39'da verilmiştir.



Şekil 2.39. Optimizasyon öncesi ve sonrası pulluk çatısında gerilmeler

Çelik vd. (2007b), yaptıkları çalışmada, örnek bir çizel aletine ait yapısal ve işlevsel elemanlar üzerinde sonlu elemanlar yöntemi ile mukavemet analizi gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada çizel aletinin tüm elemanları üç-boyutlu ve parametrik olarak modellenmiş ve çizelin çalışma şartları altında maruz kaldığı deformasyonlar ve gerilme yığılmaları simüle edilmiştir. Çalışma sonucunda, her bir eleman için mukavemet güvenlik katsayıları çıkartılmış ve simülasyon sonuçlarına göre modellenen çizel aletinde herhangi bir hasar oluşmadığı belirlenmiştir. Çalışmaya ait çizel aleti üzerindeki eşdeğer gerilme yığılmalarını gösteren örnek bir simülasyon çıktısı Şekil 2.40'da verilmiştir.

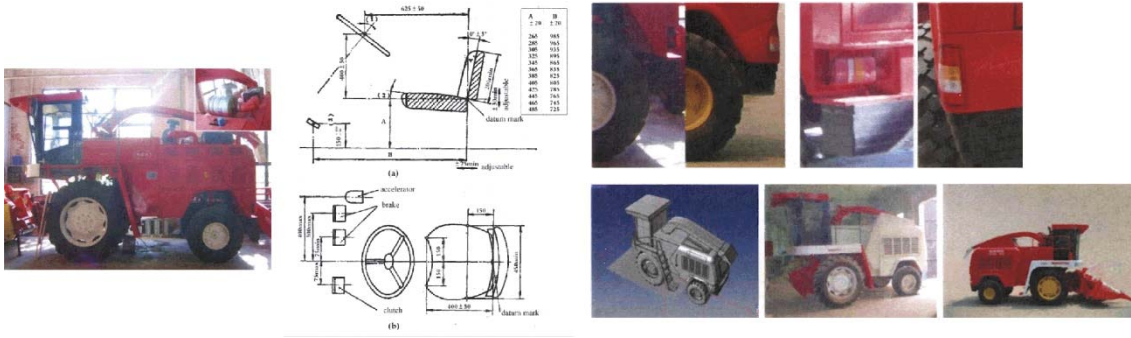


Tüm yapı için eşdeğer gerilmelerin dağılımı, (Maksimum eşdeğer gerilme bölgesi; civata M20 8.8)

Şekil 2.40. Çizel aleti eşdeğer gerilme dağılımları

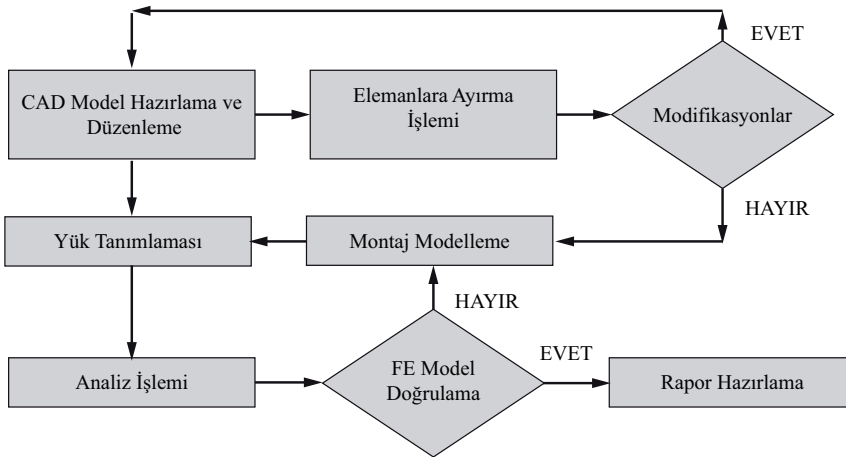
Gürsel ve Köftecioğlu (2006), yayınladıkları araştırmalarında üretimi planlanan asılır tip kulaklı bir pulluğa ait kulak, ok ve pulluk uç demiri organlarının mukavemet analizlerini sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirmişlerdir. Elemanlara ait katı modeller Mechanical Desktop katı modelleme yazılımı ile oluşturulmuş ve Sonlu elemanlar analizleri ANSYS sonlu elemanlar ticari paket programı ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, pulluk uç demirinin sonlu elemanlar analizinde burun kısmında yüksek gerilme değerleri elde etmişlerdir. Bunu önleyebilmek için de pulluk uç demirinde, değişikliklerin yapılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Sha (2008), endüstriyel tasarım uygulamaları ve bu tip uygulamaların tarım makineleri tasarımındaki öneminden bahsetmiştir. Çalışmada kendi yürür bir yeşil yem bitkisi hasat makinesi üzerinde bir uygulama örneği sunulmuştur. Uygulamada toplam tasarım süreci ve endüstriyel tasarım uygulamaları ile var olan makine üzerinde iyileştirmeler ve optimizasyonlar gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen iyileştirmelerde mekanik, endüstriyel tasarım ve bilgisayar destekli modelleme tekniklerinden yararlanılmıştır. Sonuç olarak, makineye ait elemanlarda yapılan değişikliklerle makine-insan etkileşimini kolaylaştıran yeni bir tasarım ortaya çıkarılmıştır. Çalışmada kullanılan makine ve bazı noktadaki tasarım değişiklikleri Şekil 2.41'de gösterilmiştir.



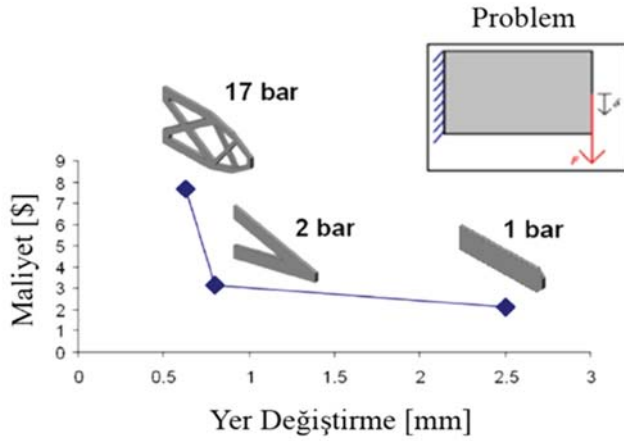
Şekil 2.41. Yeşil yem hasat makinesi ve endüstriyel tasarım uygulamaları

Üçler ve Dağdeviren (2002), sundukları çalışmalarında, Türkiye’de yabancı lisansla imalatı gerçekleştirilen bir tarım traktörünün transmisyon elamanları ve destek elemanları üzerinde, deneysel ve sayısal yöntemler kullanarak gerilme analizleri gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada deneysel yöntem olarak Strain Gauge ile ölçüm yöntemini sayısal yöntem çözümü için genel amaçlı sonlu elemanlar metodu yazılımı ANSYS kullanılmıştır. Çalışma sonucunda deneysel ve FEA elde edilen sonuçların örtüştüğü görülmüştür. Bu değerleri referans alarak bazı elemanlar üzerinde yaptıkları değişikliklerle elemanlar üzerinde yüksek gerilmeye maruz kalan bölgelerin mukavemet değerlerini iyileştirmişlerdir. Aynı zamanda bazı elemanlarda geometrik değerleri değiştirerek malzeme ağırlık azaltılmasına gidilmiş ve optimize edilmiş yeni geometriler sunulmuştur. Çalışmada sunulan FEA’de takip edilen akış diyagramı Şekil 2.42’de verilmiştir.



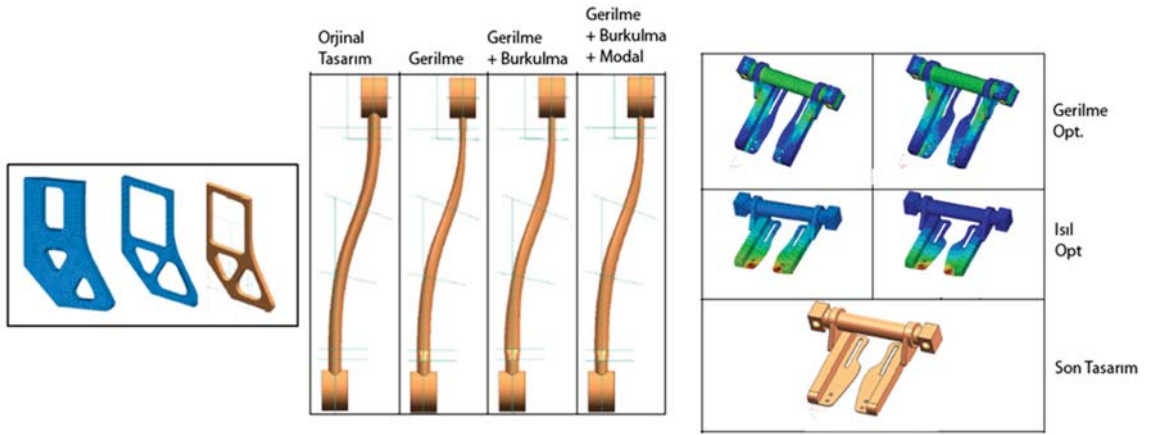
Şekil 2.42. Sayısal yöntem analizinde takip edilen akış diyagramı

Nadir vd. (2004), çalışmalarında yapısal optimizasyon konusunda iki örnek uygulama yapmışlardır. Çalışmada sadece yapısal performansın değil, imalat maliyetlerinin de önemli olduğu vurgulanmıştır. Çalışma kapsamında optimize edilen yapının yapısal performansı (Parametre: yer değiştirme) ile maliyeti arasındaki ilişki Şekil 2.43’de gösterilmiştir. Buna göre, tanımlanan sınır koşullarına göre kullanılan bir bar’lı eleman en yüksek yer değiştirme değerine sahiptir. Ancak yapı birden fazla bar ile tanımlandığında yer değiştirme değeri azalmakta ve imalat maliyeti artmaktadır.



Şekil 2.43. Yapısal performans ile yapı maliyeti arasındaki ilişki

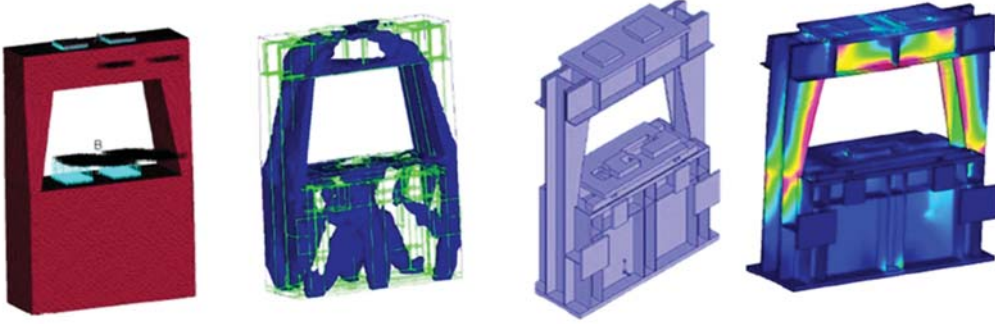
Rajan vd. (2005), sonlu elemanlar metodu temelli tasarım optimizasyonu çalışmalarında, tasarım zamanının kısaltılmasında ve en iyi tasarımın elde edilmesinde bilgisayar destekli tasarım ve mühendislik uygulamalarının önemi üzerinde durmuşlardır. Çalışmada bilgisayar destekli tasarım optimizasyonu sürecinden bahsedilmiş ve konuyla ilgili olarak üç örnek çalışma sunulmuştur. Uygulamalarda fiziksel yüklemelerden kaynaklı gerilmelerin yanında ısıl gerilmeler, mod şekilleri ve burkulmalar da dikkate alınmıştır. Örneklerin son tasarımları bu sınır koşullarına göre belirlenmiş, tasarım zamanında % 50 etkinlik artımı ve malzemeler üzerinden ağırlık azaltılmasına gidilmiştir. Optimizasyon çalışmalarına ait başlangıç ve son tasarımı gösteren çıktılar Şekil 2.44’de verilmiştir.



Şekil 2.44. Tasarım optimizasyonu çalışmasına ait başlangıç ve son tasarım çıktıları

Naikwadi vd. (2006), özel amaçlı makinelerin tasarımında yapısal optimizasyon tekniklerinin önemini ve etkisini açıklamak için, özel olarak tasarlanan bir pres makinesinde topoloji optimizasyonu çalışması yapmışlardır. Çalışmada tasarım üzerinde oluşan yük yolunun ve gerilme dağılımlarının belirlenmesinde sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Optimum yapının elde edilmesinde topoloji optimizasyonu tekniği kullanılmıştır. Uygulama örneğinde bilgisayar destekli tasarım süreci kullanılarak, geleneksel tasarım ile 15-20 gün sürebilecek çalışmanın 7 günde

sonuçlanabileceği ve yaklaşık % 40-50 oranında ağırlıktan tasarruf edilebileceği belirlenmiştir. Çalışmada kullanılan uygulama örneğine ait resimler Şekil 2.45’de verilmiştir.



Şekil 2.45. Topoloji optimizasyonu ve sonlu elemanlar analizi tasarım doğrulaması

Ganpule vd. (2006), yaptıkları çalışmada dövme çelik bir krank milinin topoloji ve şekil optimizasyonunu sonlu elemanlar metodu kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada mile gelen yükü motor silindirinde oluşan gaz basıncından yola çıkarak hesaplamışlar ve 102.60 [kN] olarak krank miline uygulamışlardır. Optimizasyon çalışmasına krank milinin blok modelinin topolojisini analiz ederek başlamışlar ve topoloji optimizasyonuna göre şekil optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Son olarak optimize edilmiş milin geometrisinin sonlu elemanlar analizini gerçekleştirmişlerdir. Mil üzerindeki maksimum gerilmenin (132.14 [MPa]) müsaade edilen tasarım sınır gerilme değeri (270 [MPa]) altında kaldığını doğrulamışlardır. Çalışma sonucunda milin orijinal modeline göre mil ağırlığında yaklaşık % 11 bir azaltma yapılmıştır.

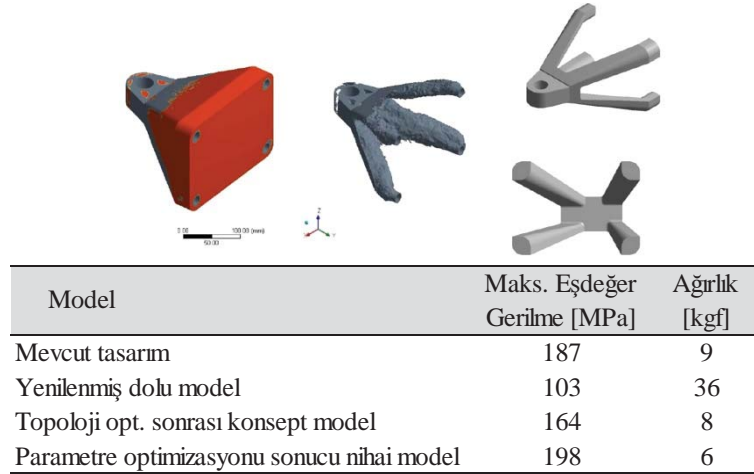
Bedel (2002), yaptığı lisansüstü çalışmasında, optimizasyon teknikleri, makine elamanlarının optimize edilmesinde sonlu elamanlar metodunun kullanımı, bu tekniklerin otomotiv sanayiinde uygulanması hakkında bilgiler vermiş ve kamyonlarda kullanılan ana makas bağlantı braketinin optimum sac kalınlarının belirlenmesi amacıyla örnek bir boyut optimizasyonu uygulaması sunmuştur. Uygulamada katı modelleme için Autodesk Mechanical, sonlu elemanlar analizi ve optimizasyon çalışması için ANSYS genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları kullanılmıştır. Braket ana makas üzerinden cıvata delikleri ile şasiye bağlanmaktadır ve üzerine gelen yükler yüklenme şekline göre sırasıyla 600 [kgf], 300 [kgf]’lık yükler ve 12 [kgf m] tork değerleri olarak uygulanmıştır. Uygulamada, braketi tanımlayan sac kalınlıklarından üç tanesi tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. Hedef fonksiyon olarak, gerilme değerlerinin malzeme akma mukavemeti sınırları içerisinde kalması şartıyla minimum hacim tanımlanmıştır. Çalışma sonucunda  $t_1$  ve  $t_2$  tasarım değişkenlerinin değerlerinde bir miktar artış,  $t_3$  değişkeninde bir miktar azalış elde edilmiştir. Bu değerlerin gerilme sınırları içerisinde analizlerde elde edilen optimum değerler olduğu yorumlanmıştır. Optimize edilen tasarım değişkenleri Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Tasarım değişkenlerinin başlangıç ve optimize edilmiş değerleri

Optimizasyon Parametre	Braket Ana yapı Sacı ( $t_1$ )	Braket Silindiri Sacı ( $t_2$ )	Braket Destek Parçası Sacı ( $t_3$ )
Başlangıç Sac kalınlıkları [ mm ]	5	6	7
Optimize Edilmiş Sac kalınlıkları [ mm ]	5.25	6.66	6.55

Uzun (2006), yaptığı lisansüstü çalışmasında makine mühendisliğinde kullanılan optimizasyon tekniklerini detaylı bir şekilde inceleyen bir literatür taraması gerçekleştirmiştir. Çalışmanın ana amacı bu optimizasyon teknikleri üzerine Türkçe kaynak boşluğunu doldurmak olarak belirtilmiştir. Çalışma dört ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, tasarım sürecinin tarihsel gelişimi üzerinde durulmaktadır. İkinci bölümde sistemlerin optimum tasarımı ile ilgili bazı temel kavramlar anlatılmıştır. Üçüncü bölümde literatürün önemli bir kısmı tasarım hassasiyet analizini kapsadığından şekil tasarım hassasiyet analizi ve optimizasyonu üzerinde durulmuştur. Dördüncü bölümde topoloji optimizasyonunun önem ve amacı üzerinde durulmuş ve bu konuda yapılan çalışmaların sonuçlarına yer verilmiştir. Çalışmanın sonuç kısmında ise bu çalışmanın yararı ve ana amacı vurgulanmıştır.

Çoban (2009), yaptığı lisansüstü tez çalışmasında, kamyonlarda kullanılan hidrolik silindir pistonunu şasiye bağlayan dökme demirden yapılmış bir braketin geometrisini topolojik ve parametrik boyut optimizasyonu tekniklerini birbirleri ardına uygulayarak, braketin ağırlığının azaltılması yönünde bir yapısal optimizasyon uygulama gerçekleştirmiş ve bu yöntemin benzer elemanlar üzerinde uygulanmasının etkili bir yöntem olup olmadığını incelemiştir. Öncelikle çalışmada uygulama örneği olarak alınan parçanın statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Katı modelleme, analiz ve optimizasyon uygulamaları için ticari bir sonlu elemanlar paket programı olan ANSYS Workbench kullanılmıştır. Analiz adımından sonra topolojik optimizasyon yöntemi ile dolu parçadan konsept model oluşturulmuştur. Takip eden bölümlerde ise elde edilen konsept model, parametrik olarak yeniden modellenmiş ve ANSYS Workbench, DesignXplorer modülü içerisinde DOE (Design of Experiments) yöntemi kullanılarak optimum tasarıma ait parametreler tayin edilmiştir. Uygulama örneğinde kullanılan elemanın başlangıç ve optimize edilmiş tasarımına ait yapısal değerlendirmeleri Şekil 2.46'da verilmiştir.

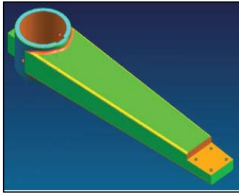


Şekil 2.46. Başlangıç ve optimize edilmiş tasarıma ait yapısal değerler

Sipahi (2004), yaptığı lisansüstü tez çalışmasında özel bir firma tarafından seri üretimi yapılmak üzere tasarlanan 500 [mm] anma çaplı dip klapesinin, döküm tekniği ile üretilecek olan parçalarının minimum ağırlık hedefi ile tasarım (Boyut) optimizasyonu gerçekleştirmiştir. Optimizasyon uygulamasında klapeye ait GGG40 sfero dökme demir malzemesinden imal edilecek olan iki parça seçilmiştir. Seçilen bu

parçalar için analizler ve optimizasyon uygulamaları ANSYS genel amaçlı sonlu elamanlar metodu paket programının 5.4 ve 7.0 versiyonları kullanılarak yapılmıştır. Optimizasyon çalışması sonucunda seçilen iki parçanın orijinal tasarım değerlerine göre ağırlıklarında sırasıyla yaklaşık % 13.5 ve % 4.5 tasarruf edilmiştir. Klapenin toplam ağırlığında ise bu değer yaklaşık % 6.36 ya denk gelmektedir. Sonuç olarak çalışmanın yapıldığı tarih ile üretilecek her bir klapenin imalat maliyetinde 29.27 \$'lık tasarruf sağlanabileceği yorumlanmıştır.

Erbil (2006), yaptığı lisansüstü tez çalışmasında uçakların ve tekerlekli ağır yük römorklarının çekilmesi için geliştirilen çeki demiri kolu ve uçakların yapısal tasarımlarında kullanılan üçgen destek elemanların tasarım parametrelerine bağlı olarak şekil optimizasyonları üzerine bir araştırma gerçekleştirmiştir. Araştırmada seçilen elemanların gerçek çalışma kofullarındaki yük ve tasarım sınır koşulları dikkate alınmış ve analizler statik koşullar için gerçekleştirilmiştir. Seçilen elemanların katı modelleme, Sonlu Elemanlar Analizi ve optimizasyon uygulamaları UNIGRAPHICS NX 2.0 ticari bilgisayar destekli tasarım ve mühendislik yazılımı kullanılmıştır. Çalışmada çeki demiri kolu için 11 120 [N], destek elemanı için 15 000 [N]'luk çalışma yükleri uygulanmıştır. Optimizasyon uygulaması sonucu çeki demiri kolunun başlangıç tasarımına göre ağırlığından yaklaşık % 40, destek elemanın başlangıç tasarımına göre ağırlığından yaklaşık % 18 tasarruf ortaya çıkmıştır. Elemanların başlangıç ve optimize edilmiş tasarımlarına ilişkin değerler Şekil 2.47'de verilmiştir.



	Gerilme [MPa]	Deformasyon [mm]	Ağırlık [kgf]
Optimizasyon Öncesi	19.71	0.07	13.38
Optimizasyon Sonrası	38	0.29	7.91

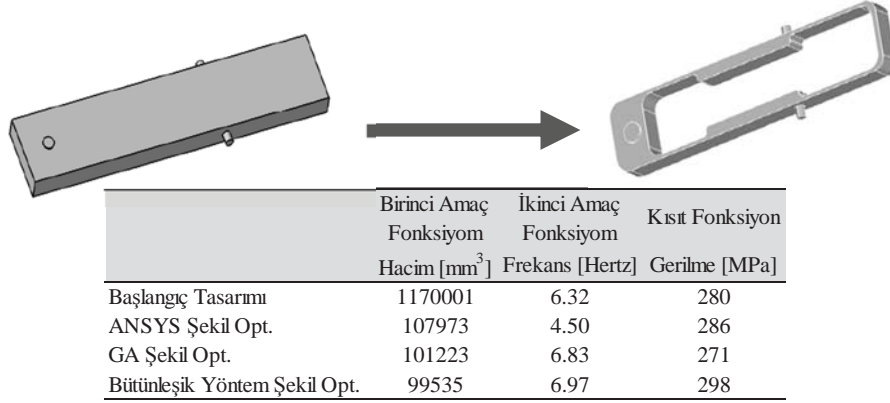


	Gerilme [MPa]	Deformasyon [mm]	Ağırlık [kgf]
Optimizasyon Öncesi	537.70	0.47	340.40
Optimizasyon Sonrası	856	0.24	277.30

Şekil 2.47. Sırasıyla çeki demiri kolu ve destek elemanı için optimizasyon sonrası elemanlara ait değerlendirmeler

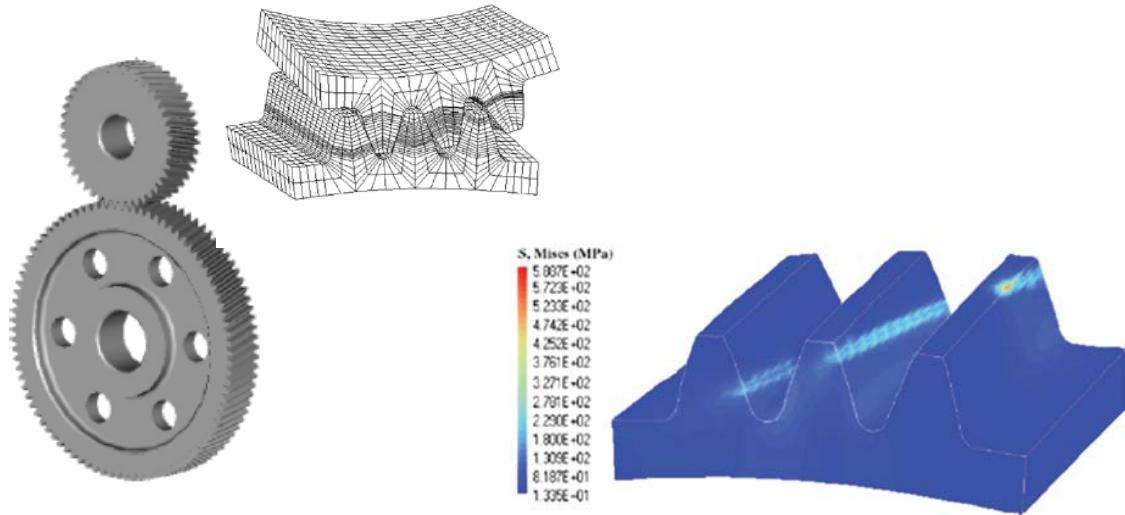
Yıldız (2006), yaptığı doktora tezi kapsamında kısıt içeren problemlerin ve çok amaçlı test ve mühendislik problemlerinin çözülmesi ile taşıt elemanlarının optimum tasarlanmasında kullanılan evrim teorisine dayanan genetik algoritmalar ile Japon mühendis Genichi Taguchi'nin Robust Design yaklaşımı entegre edilerek yeni bir bütünleşik (Hibrid) optimizasyon metodu geliştirilmiştir. Geliştirilen yöntemi doğrulamak için literatürde bulunan tek amaçlı ve çok amaçlı test ve mühendislik optimizasyon problemleri çözülmüş ve geliştirilen yöntem üç adet taşıt elemanının çok amaçlı optimum tasarımı çalışmasına uygulanmıştır. Önerilen yöntem ile bulunan sonuçların şu ana kadar literatürde geliştirilen yöntemler ile bulunan sonuçlardan daha

iyi olduğu ve bu tez kapsamında geliştirilen yeni yöntemin uygulama örnekleri ile doğruluğunun kanıtlandığı yorumlanmıştır. Çalışma içerisinde sunulan bir uygulama örneği içerisinde geliştirilen yöntemin sonuçlarının diğer yöntemlerin sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 2.48’de gösterilmiştir.



Şekil 2.48. Uygulama örneği ve geliştirilen yöntemin sonuçlarının diğer yöntemlerin sonuçları ile karşılaştırılması

Lin vd. (2007) yayınladıkları makalede dişli çarklarda eş çalışan temastaki dişlerin her hangi bir temas konumundaki gerilmeleri statik ve dinamik koşullar altında üç boyutlu olarak sonlu elemanlar metodu analizlerini gerçekleştirmişler ve bu dişlerin her hangi bir temas halindeki sonlu elemanlar modelini oluşturabilecek bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Sonuç olarak geliştirilen model ile oluşturulan sonlu elemanlar modelinin rijitlik değerinin benzer çalışmalarda elde edilen çalışmalarla örtüştüğünü, yapılan zamana bağlı dinamik analizlerde ani yüklenme durumunda temas gerilmelerinin arttığını daha sonra tam temasa geçme zamanının diş boşluğu değerine bağlı olduğu yorumlanmıştır. Çalışmada dişliler için tanımlanan sınır koşulları, sonlu eleman modeli ve örnek bir eşdeğer gerilme çıktısı Şekil 2.49’da verilmiştir.



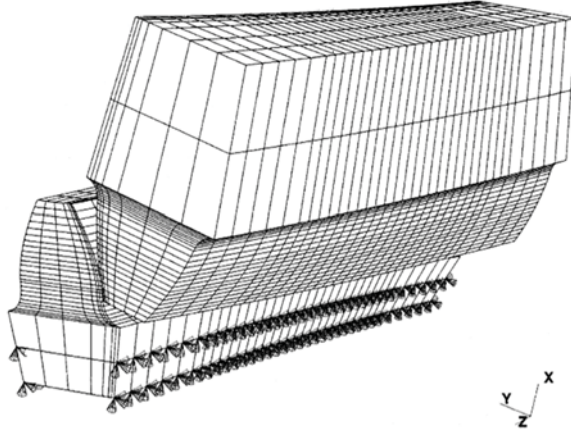
Şekil 2.49. Dişliler için tanımlanan sınır koşulları, sonlu eleman modeli ve örnek bir eşdeğer gerilme çıktısı



Fetvacı (2001), yaptığı doktora çalışmasında düz dişli çarklarda diş dibi gerilmesini hesaplamak için bir sonlu elemanlar modeli tesis etmeyi ve muhtelif sınır şartlarında tesis edilen modeli diş dibi yorulma kırılmaları için analiz etmeyi amaçlamıştır. Çalışmada özgün olarak sonlu elemanlar modelini elde etmek gayesi ile dişli geometrisini tayin eden noktaları oluşturan bir hesaplayıcı bilgisayar yazılımı geliştirilmiştir. Sonlu elemanlar modelinin tesisinde ve analizlerde ANSYS genel amaçlı sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır. Geliştirilen bilgisayar yazılımı ANSYS içinde okutularak dişli profili ile dişli geometrisinin 2 boyutlu katı modeli elde edilmiştir. Çalışmada elde edilen tecrübeye göre dişli çark sonlu elemanlar modelinde diş geometrisini tayin eden evolvent profil ve trokoidal formda diş dibi eğrisi hassas olarak parametrik bir yaklaşımla tanımlanabilmiştir. Yapılan analizler sonucunda diş dibi yorulma kırılmalarına neden olan gerilmelerin kritik kesit boyunca değişimini gösteren grafikler elde edilebilmiştir. Analiz sonuçları literatürde yer alan benzer çalışmalarla karşılaştırılmış ve çalışmada geliştirilen modelin dişli çarkların muhtelif şartlarda fiziksel davranışını tatminkâr derecede incelenmesini sağlayan bir model olduğu görülmüştür.

Karpat (2001), yaptığı lisansüstü çalışmasının ilk aşamasında tek ve iki kademeli helisel ve düz dişli çarkların standartlara uygun olarak boyutlandırılmasını sağlayan bir bilgisayar programı geliştirmiştir. Bu program MS Office Excel programı içerisinde hazırlanmıştır. Bu program ile kullanıcıların uzun dişli çark boyutlandırma ve mühendislik hesaplamaları işlerinde kolaylık sağlanması amaçlanmıştır. Çalışmanın ikinci aşaması ise ANSYS genel amaçlı sonlu elemanlar paket programı içerisinde dişli çarkın bir dişinin tanımlanan çalışma koşullarında maruz kaldığı gerilmeleri inceleyebilmektir. ANSYS içerisinde uygun diş profilini tanımlayabilmek için PASCAL programlama dilini kullanarak temel boyutları tanımlanan bir dişli profili çiziminde koordinatları tanımlayan ve çıktıları ANSYS içerisinde okutulabilen bir yazılım daha geliştirilmiştir. Çalışmada uygulama örnekleri sunulmuştur. Çalışma sonucunda her iki aşamada da bazı eksiklerin bulunduğu fark edilmesine rağmen bu konuda yapılacak benzer çalışmalara yararlı bir örnek sunulduğu yorumlanmıştır.

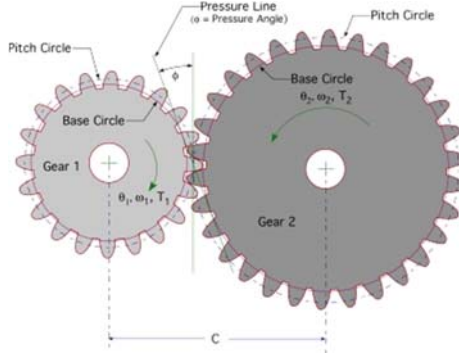
Chen, Yi-C. and Tsay, C-B. (2002), çalışmalarında evolvent profilili ve modifiyeli profile sahip helisel dişli çarkların temas (Contact) ve eğilme gerilmelerini analiz etmişlerdir. Dişlilerin gerilme analizlerinde sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Çalışmada farklı temas durumları ve yükler için dişliler üzerindeki gerilme dağılımlarına bakılmıştır. Sonlu elemanlar analizi için ticari bir sonlu elemanlar yazılımı olan ABAQUS/Standart kullanılmıştır. Çalışma içerisinde özellikle modifiye edilmiş geometrilerin mesh (Elemanlara ayırma) işlemi için ABAQUS/Standart yazılımına adapte edilebilir ayrı bir yazılım geliştirilmiş ve bu dişlilerin mesh işlemleri bu program yardımıyla yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda modifiye edilmiş dişli yüzeyi üzerinde belirli temas noktalarda, evolvent profile sahip dişlilerde ise temas çizgisi boyunca gerilme yığılmalarının ortaya çıktığı görülmüştür. Elde edilen analiz sonuçları AGMA standartlarında verilen gerilme hesaplama eşitlikleri ve Hertz Gerilme eşitlikleriyle karşılaştırılmış ve mantıklı sonuçların alındığı yorumlanmıştır. Çalışma içerisinde sunulan örnek bir diş çiftinin sonlu eleman modeli ve sınır koşulları Şekil 2.50'de gösterilmiştir.



Şekil 2.50. Temas halindeki bir dişli çifti için sınır koşulları

Tukoş ve Ozcan (2012), yaptıkları çalışmada modül 7.58, diş sayıları; pinyon dişli: 17 ve karşı dişli: 29 olan bir konik dişli çark çifti için dişler üzerinde meydana eğilme gerilmelerini sonlu elemanlar yöntemi ile simüle etmişler ve simülasyon sonuçlarını ilgili analitik çözüm yöntemi ile elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sonlu elemanlar analizi için Autodesk Simulation Mechanical 2012 ticari sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır. Dişlilerin analizi statik, lineer malzeme modeli, yapışık temas (Bonded contact) kabulleri ve pinyon dişliye 60 [Nm] tork uygulanarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda simülasyon ve analitik çözüm sonuçları arasında yaklaşık % 17 'lik bir farklılık ortaya çıkmış bu farklılığın sonlu elemanlar analizinde yapılan kabuller ve tanımlanan sınır koşulları altında bu farklılık değerinin makul bir değer olduğu yorumlanmıştır.

Wei (2004), hazırlamış olduğu lisansüstü tez çalışmasında düz dişli çarklarda temas yüzey gerilmelerini, dişlerdeki eğilme gerilmelerini ve eş çalışan dişlilerdeki transmisyon (iletim) hatalarını araştırmıştır. Çalışmada temas yüzeyi ve eğilme gerilmelerinin hesaplanmasında hem sonlu elemanlar metodu hem de ilgili Hertz yüzey basıncı ve AGMA standartlarında verilen eşitlikler kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizi için hem 2 boyutlu hem 3 boyutlu modeller hazırlanmıştır. Analizler için ise ANSYS ticari sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır. Çalışmada 2500 [N]'luk çalışma yükü farklı diş sayılarına sahip dişliler için uygulanarak analizler ve hesaplamalar yapılmıştır. Çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve simülasyon ve analitik çözüm sonuçlarının birbirine oldukça örtüştüğü görülmüştür. Yapılan analizler sonu elde edilen gerilme değerleri ve değerlerin karşılaştırmalarını gösteren tablo Şekil 2.51'de verilmiştir.



2D ve 3D Von Mises Eğdeğer Gerilme Değerleri

Diş Sayısı	Gerilme [MPa] (ANSYS)		Gerilme [MPa] (Analitik)	FARK [%]	
	3D	2D		3D	2D
23	86.418	85.050	84.429	2.35	0.74
25	95.802	91.129	91.770	4.39	0.69
28	109.210	106.860	102.780	6.26	3.97
31	123.340	116.860	113.790	8.39	2.69
34	132.060	128.460	124.800	5.82	2.93
37	143.900	141.970	132.150	8.89	7.43

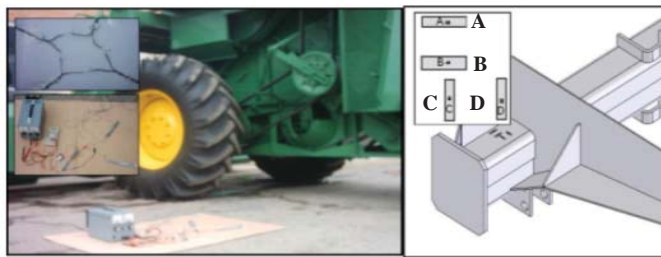
Şekil 2.51. Yapılan analizler sonu elde edilen gerilme değerleri ve bu değerlerin karşılaştırılması

Çınar (2006), lisansüstü tez çalışmasında, bir ticari taşıtın sabit tip ön dingilini bilgisayar ortamında modellenmiş ve sonlu elemanlar metodu kullanılarak, yorulma dayanımının hesaplanması amacıyla yeni bir hesaplama algoritması geliştirilmiştir. Bu yöntemde dingile gelebilecek statik ve dinamik yükler hesap edilmiş ardından sonlu elemanlar metodu ile gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir. Katı modelleme ve Sonlu elemanlar analizleri CATIA bilgisayar destekli parametrik katı modelleme yazılımı ve bu yazılım içerisinde yer alan sonlu elemanlar analiz modülü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada değişik iyi ve kötü yol koşulları için senaryolar hazırlanmıştır. Bu senaryo koşulları için gerçekleştirilen analizlerin yanında Stain-Gauge birim uzama ölçme yöntemi ile gerilme analizleri deneysel olarak da yapılmıştır. Çalışmada elde edilen gerilme değerleri referans alınarak ön dingil için yorulma hesapları yapılmıştır. Yükleme koşulları ve uygulanan senaryoları farklı olsa da; yorulma analizi yapılan dingilde en kötü yol koşulunda elde edilen gerilme genlik değeri (55,5 [MPa]), laboratuvarında ömür testleri yapılan dingildeki en kötü yol koşulunda elde edilen gerilme genlik değerleri (40,81...57,91 [MPa]) ile benzerlik taşıdığı yorumlanmıştır.

Esen (1994), yaptığı lisansüstü tez çalışmasında sonlu elemanlar metodunu kullanarak milleri modelleyip, yer değiştirmeler, statik ve dinamik yüklenmeler açısından kontrol edebilen Quick Basic bilgisayar dilinde yazılmış bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Dönen ve sabit milleri analiz edebilen bu bilgisayar programı iki modülden oluşmaktadır. Birinci modülde eğimi sehim, açısız yer değiştirmeler, statik kayma, normal ve asal gerilmeler hesaplanabilmektedir. İkinci modülde ise mil üzerinde istenilen kritik noktadaki emniyet katsayılarını statik ve dinamik şartlar için kontrol ederek boyutlandırma yapılabilmektedir. Sonuç olarak çalışmada geliştirilen mil hesaplarında kullanılan bu bilgisayar programının mukavemet ve boyutlandırma hesaplarında hız ve kolaylık sağladığı, hassas hesaplamaların yapılabildiği yararlı bir program olarak değerlendirilmiştir.

Leon vd. (2000), yayınladıkları bildiri de, özel bir şirket tarafından imal edilen ağır kamyonların ön ve arka akslarının bilgisayar destekli tasarım ve mühendislik uygulamaları desteği ile yüksek ürün kalitesi, güvenilirlik, ürün geliştirme sürecinde zaman ve maliyet tasarrufu ve son kullanıcı memnuniyeti amaçlayan bir ürün tasarımı ve optimizasyon metodolojisi sunmuşlardır. Çalışma içerisinde bir kamyon ön askı için gerilmelerin belirlenmesinde fotoelastisite yöntemi temelli bir deneysel çalışma ve sonlu elemanlar metodu analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmada katı modelleme için Pro/Engineering, sonlu elemanlar analizleri için MSC Patran / MSC Nastran ticari yazılımları kullanılmıştır. Gerçekleştirilen deneysel ve simülasyon analiz sonuçlarında hasar oluşabilecek bölgeler belirlenmiş ve o bölgelerdeki gerilme değerleri elde edilmiştir. Elde edilen değerler arasında yaklaşık % 5.17 lik bir fark görülmüş bu farkın çalışmada yapılan kabuller ve simülasyonda elde edilen sonlu eleman modelindeki eleman sayılarından kaynaklandığı, bu farkın kabul edilebilir değerler arasında olduğu yorumlanmıştır. Çalışma sonucunda model üzerinde bir tasarım optimizasyonu çalışmasına gidilmiş ve toplam model ağırlığından % 2.12 değerinde bir tasarruf sağlanmıştır.

Khanali vd. (2010), yayınladıkları araştırmada kendi yürür kombine bir hasat makinesinin ön dingili üzerinde deneysel bir yöntem ve sonlu elemanlar metodu kullanarak statik ve dinamik koşullar için gerilme analizleri gerçekleştirmişler ve ön dingil tasarımı için bir tasarım iyileştirmesi yapmışlardır. Çalışmada deneysel gerilme analizleri için Starin-Gauge birim uzama yöntemi sonlu elemanlar analizi için ticari sonlu elemanlar metodu paket programı ANSYS kullanmışlardır. Gerçekleştirilen deneysel çalışmada ön dingil üzerinde kritik gerilmelerin olduğu bölgede 4 noktadan Strain-Gaugeler ile ölçüm alınmıştır ve simülasyon sonuçlarıyla bu değerler karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada ölçülen noktalardaki değerler arasında % 8.5 ile % 16.2 arasında farklıklar bulunmuştur. Gerilme değerleri incelendiğinde ön dingilin 1.38 güvenlik katsayısı ile çalıştığı bu değer dinamik yüklemelerde yetersiz olduğu ve tasarımın iyileştirilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Tasarım iyileştirme çalışmalarında tasarım (Boyut) optimizasyonu tekniği kullanılmıştır. Çalışmada Strain-Gaugelerin yerleşim bölgesinin gösterildiği resim ve o noktalarda elde edilen ölçüm farklılıkları Şekil 2.52’de gösterilmiştir.



Ölçüm Noktası	Ölçülen Gerilme	Hesaplanan Gerilme	Hata [%]
A	$0.382 \times 10^{-3}$	$0.340 \times 10^{-3}$	11.0
B	$0.497 \times 10^{-3}$	$0.452 \times 10^{-3}$	9.0
C	$0.764 \times 10^{-3}$	$0.829 \times 10^{-3}$	8.5
D	$1.146 \times 10^{-3}$	$0.960 \times 10^{-3}$	16.2

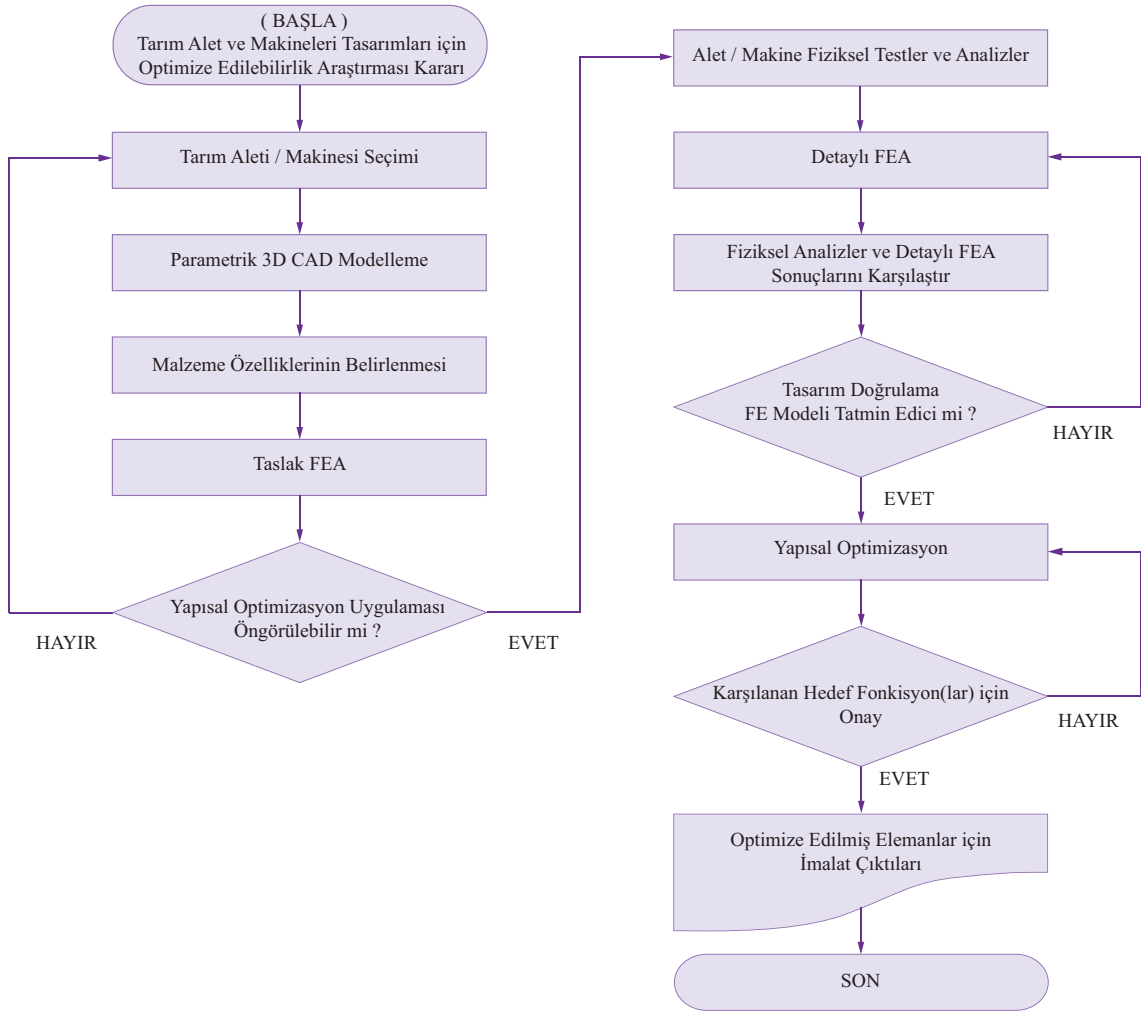
Şekil 2.52. Strain-Gauge’lerin yerleşim bölgesinin gösterildiği resim ve Strain-Gauge noktalarında elde edilen ölçüm hata oranları

Literatür çalışmalarında, çeşitli makine sistemlerinin ve/veya bu sistemlere ait yapısal elemanların tasarımı, analizi ve optimizasyonu üzerinde özellikle katı modelleme, sonlu elemanlar analizi ve yapısal optimizasyon konuları ile ilgili olarak çok sayıda örnek uygulama sunulmuş ve ilgili tekniklerin bu tip uygulamalarda oldukça yararlı olabileceği belirtilmiştir. Ayrıca, Sonlu Elemanlar Yöntemi gibi yaklaşık sonuç veren sayısal yöntemlerin, doğru bir şekilde nasıl kurgulanması gerektiği ve gerçekte ne derece uyumlu olduğu konusunda önemli bilgiler verilmiştir. Özellikle bilgisayar destekli tasarım ve optimizasyon konularını içeren makine tasarım ve imalat alanlarında yapılmış çok sayıda araştırmaya ulaşılmıştır. Ancak tarım makineleri tasarımı ve optimizasyonu alanındaki araştırma sayılarının oldukça az ve yetersiz olduğu belirlenmiştir.

Bu doktora tezi kapsamında, tarım makineleri tasarımı ve optimizasyonu için gerekli bilgiler, yöntemler ve değişkenler, çok fonksiyonlu bir tarım makinesi örneğinde ele alınmış, ilgili paydaşların yararlanabileceği bir metodoloji ile değerlendirilmiştir.

### 3. TARIM MAKİNELERİ İÇİN YAPISAL OPTİMİZASYON ALGORİTMASI ve ADIMLARI

Bu doktora çalışmasında, tarım alet ve makineleri tasarımlarının geliştirilmesi ve iyileştirilmesi süreçlerinde kullanılacak CAD, CAE ve yapısal optimizasyon teknikleri destekli bir uygulama algoritması geliştirilmiştir. Geliştirilen algorithmada takip edilen adımlar Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Tarım makineleri için yapısal optimizasyon algoritması ve adımları

Tasarım, mukavemet ve yapısal optimizasyon teknikleri ile ilgili konularda bilgi birikimi olan kişiler, ele alınan bir makinenin ve/veya makine elemanının yapısal anlamında optimize edilmeye uygun ya da uygun olmayacağı konusunda bazı öngörülerde bulunabilirler. Değişik yüklenme koşullarında çalışan veya farklı geometrik yapılara sahip makine sistemleri ve elemanları için optimize edilebilirlik değerlendirmesi kolay olmayabilir. Diğer yandan, ürün yelpazesinde bulunan tüm makinelerin yapısal olarak optimize edilebilirliği de mümkün olmayabilir. Bu durumda, öncelikle ele alınan makinenin yapısal optimizasyon çalışmasına uygun olup olmayacağının araştırılması gerekmektedir. Bu çalışmada, tarım alet ve makineleri tasarımı için geliştirilen uygulama algoritması, bir ihtiyacın karşılanması veya imalat maliyetlerin düşürülmesi amacıyla, optimize edilebilirlik araştırması kararının alınması ile başlamaktadır. Uygulama algoritmasında verilen ve sistematik olarak takip edilmesi gereken diğer adımlar ve bu adımların birbirleri ile olan etkileşimi aşağıda açıklanmıştır.

*Tarım Aleti / Makinesi Seçimi:* Bu adım, bir ürün yelpazesinde hazırda bulunan veya konsept tasarımları tamamlanmış makineler içerisinden, yapısal olarak optimize edilebilirliğinin araştırılması istenen ve uygun bulunması haline optimize edilmesi amaçlanan bir tarım makinesinin seçilmesi aşamasıdır.

*Parametrik 3D CAD Modelleme:* Bu adımda, seçilen makine orijinal tasarımına uygun şekilde sanal ortama taşınmaktadır. Tasarıma yardımcı yazılımlar ve ilgili modelleme teknikleri kullanılarak, makineye ait elemanların üç boyutlu parametrik katı modelleri hazırlanmaktadır. Nihai montajları bilgisayar ortamında yapılmaktadır. Böylece makinenin yapısal tasarımını daha kapsamlı araştırmak ve değerlendirmek mümkün olmaktadır. Eğer mevcut bir makine söz konusu ise fiziksel gözlemlerin ardından daha geniş görsel değerlendirmeler bu adımda gerçekleştirilmektedir. Bunun yanında gerçekte yapılması çok zor ya da mümkün olmayan fiziksel testler, bilgisayar ortamında hazırlanan bu katı modeller üzerinde, çalışma ortamı simüle edilerek yapılabilmektedir.

*Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi:* Gerçekleştirilen tüm mukavemet analizleri ve yapısal optimizasyon uygulamalarında hasar kriteri olarak, makine imalatında kullanılan malzemelerin akma dayanım değerleri referans alınmaktadır. Bu değerlerin belirlenmesi tasarım ve optimizasyon çalışmalarında, makinenin çalışma koşullarındaki hasar durumunun değerlendirilmesinde kritik bir öneme sahiptir. Aynı zamanda FEM temelli uygulamalarda kullanılan zorunlu adımlardan biri de, malzeme özelliklerinin tanımlanmasıdır. Bu adımda, makine imalatında kullanılan malzemelere ait bazı teknik özellikler (Akma, çekme, kopma dayanımları vb. gibi), uluslararası standartlar veya malzeme testlerinden yararlanılarak elde edilmektedir.

*Taslak FEA:* Bu adımda, makinenin fiziksel çalışma koşullarında maruz kaldığı gerilme-deformasyon dağılımları, sanal ortamda tahmin edilmekte ve bir taslak olarak ortaya konulmaktadır. Ele alınan makine; zaman, fiziksel test maliyetleri ve prototip kayıpları olmadan sanal ortamda en genel anlamda test edilmekte ve makinenin çalışma ortamında gösterdiği deformasyon davranışı hakkında genel değerlendirmeler yapılabilmektedir. Bu adım, ele alınan makine için optimize edilebilirlik kararını etkileyen en önemli adımdır.

*Yapısal Optimizasyon Uygulaması Kararı:* Bu adımda, CAD Modelleme, Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi ve Taslak FEA adımlarında yapılan tüm irdemeler ve değerlendirmeler sonucunda, ele alınan makinenin yapısal anlamda optimizasyona uygun olup olmadığına karar verilmektedir. Ele alınan makinede yapısal optimizasyon çalışmasının yürütülmesine karar verilir ise bir sonraki adıma geçilmektedir. Eğer optimizasyon çalışmasının yürütülmesi uygun görülüyor ise, takip edilen döngü sonlandırılmakta ve farklı bir makinenin ele alınması amacıyla Tarım Aleti / Makinesi Seçimi adımına geri dönülmektedir.

*Alet / Makine Fiziksel Testler ve Analizler:* Bu adımda, gerçek fiziksel çalışma koşulları altında deneysel olarak ve/veya analitik yaklaşımlar ile makine veya makine elemanları analiz edilmekte, analiz sonuçları ile ilgili değerlendirilmeler yapılmaktadır. Bu deneysel ve analitik analizler, gerek görüldüğü hallerde yapısal elemanların çalışmasını etkileyen bazı fonksiyonel elemanlar içinde gerçekleştirilmektedir. Analiz sonuçları, optimizasyon çalışmalarında kullanılacak FEM temelli analizlerin, ne derecede tatmin edici olduğunun ortaya konması çalışmalarında referans olarak alınmaktadır.

*Detaylı FEA:* Bu adım, ele alınan makinenin ve/veya makineye ait daha önce seçilmiş bazı elemanların tanımlanan çalışma koşullarında gösterdiği fiziksel davranışı detaylı bir şekilde simüle etmek amacıyla kurulan bir dizi FEM temelli analizi kapsamaktadır. Bu analizler ile fiziksel testlerde tam olarak elde edilmesi mümkün olmayan gerilme dağılımları detaylı bir şekilde incelenmektedir. Bu tip detaylı analizler planlanan FEA temelli optimizasyon çalışmalarında referans analizler olarak tanımlanmaktadır.

*Fiziksel Analizler ve Detaylı FEA Sonuçlarının Karşılaştırılması:* Bu adım, simülasyon değerlerinin, gerçek çalışma değerleri ile ne derece uyumlu olduğunun belirlendiği bir adımdır. Ele alınan bilgisayar destekli tasarım, analiz ve yapısal optimizasyon süreçlerinin güvenilirliğinin ortaya konması bakımından bu adım oldukça önemlidir.

*FEA Modelinin Tatmin Edicilik Derecesi:* Bu adım, gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarının, fiziksel çalışma koşullarını tatmin edici düzeyde ve doğru bir şekilde karşılayıp karşılamadığının değerlendirilmesi aşamasıdır. Karşılaştırmalar ile yapılan değerlendirmeler sonucunda, kurulan detaylı FEA çalışmalarının tatmin edici derecede olduğuna kanaat getirilirse bir sonraki adıma geçilmektedir. Eğer kurulan simülasyonların her hangi bir nedenle yetersiz olduğu belirlenirse, detaylı FEA adımına tekrar geri dönülmekte ve FEA süreci kontrol edilerek süreç yenilenmektedir.

*Yapısal Optimizasyon:* Bu adımda, ele alınan makine ve/veya elemanların yapısal özelliklerine göre uygun optimizasyon tekniğinin seçimi yapılmaktadır. FEA destekli yapısal optimizasyon çalışmalarında detaylı FEA adımında gerçekleştirilen simülasyonlar referans alınabilmektedir. Daha sonra, seçilen elemanların yüklenme ve yapısal özelliklerine göre uygun görülen optimizasyon tekniği kullanılarak, yapısal optimizasyon süreci adım adım yürütülmektedir.



*Karşılanan Hedef Fonksiyonlar için Onay:* Bu adım, gerçekleştirilen yapısal optimizasyon çalışmaları neticesinde ulaşılan hedef fonksiyonların, tanımlanan tasarım sınırları dahilinde yeniden kontrol edilerek onaylanmasının gerçekleştirildiği bir karar verme aşamasıdır. Bu aşamada, ulaşılan hedeflerin değerlendirilmesi neticesinde optimizasyon çalışması onaylanmakta veya herhangi bir nedenle olumsuzluk görülmesi durumunda, yapısal optimizasyon aşamasına geri dönmektedir.

*Optimize Edilmiş Elemanlar için İmalat Çıktıları:* Bu adımda, onaylanan optimizasyon çalışmaları neticesinde optimize edilmiş makine ve/veya elemanların imalat çıktıları hazırlanmakta ve yapısal optimizasyon için geliştirilen uygulama algoritması, bir sonraki adıma geçilerek sonlandırılmaktadır.

Makine tasarım çalışmalarında, yapısal optimizasyon işlemleri için geliştirilen bu uygulama algoritması, tarım alet ve makineleri içinde kullanılabilecek bir özelliğindedir. Bu tez kapsamında, algoritma adımlarının sistematik olarak nasıl takip edilmesi gerektiği, her bir adımda gerçekleştirilen işlemlerin birbiriyle olan etkileşimi ve bu işlemlerin detaylandırılması örnek bir tarım makinesi üzerinde uygulamalı olarak yürütülmüş ve tarım alet ve makinelerinin yapısal optimizasyonu için bir uygulama örneği hazırlanmıştır.

#### 4. ÖRNEK UYGULAMA: TAMBURLU ÇAYIR BIÇME MAKİNESİNİN YAPISAL OPTİMİZASYONU

Bitkisel üretimde kullanılan tarım makineleri genel olarak toprak işleme, ekim-dikim ve gübreleme, bitki koruma, hasat-harman ve hasat sonrası ürün işleme, sulama ve diğer tip makineler olmak üzere çeşitli gruplar altında toplanmaktadır. Bu makine grupları içerisinde yapısal ve işlevsel özellikleri açısından hasat harman makineleri ayrı bir öneme sahiptir. Traktörle çalıştırılan hasat harman makineleri genelde kuyruk milinden hareketli, biçme, toplama, aktarma, harmanlama, depolama, hareket iletim vb. ünitelerine sahip çok fonksiyonlu makinelerdir. Bu tip makinelerde birçok mekanizma sistemi ve makine elemanları bulunmaktadır. Bu elemanların çalışma şartlarına göre ayrı ayrı çalışma ve tasarım sınırlarının belirlenmesi ve bu sınırlar dâhilinde tasarımlarının hazırlanması ve geliştirilmesi büyük önem taşımaktadır. Makinelerin iş başarısı ve performansı, bu sistemlerin veya elemanların tasarımı ve yapısal optimizasyonu ile doğrudan ilgilidir. Optimizasyon sonucu özellikleri iyileştirilmiş ve malzeme tasarrufu sağlanmış bir makine, imalatçılar açısından da son derece önemlidir.

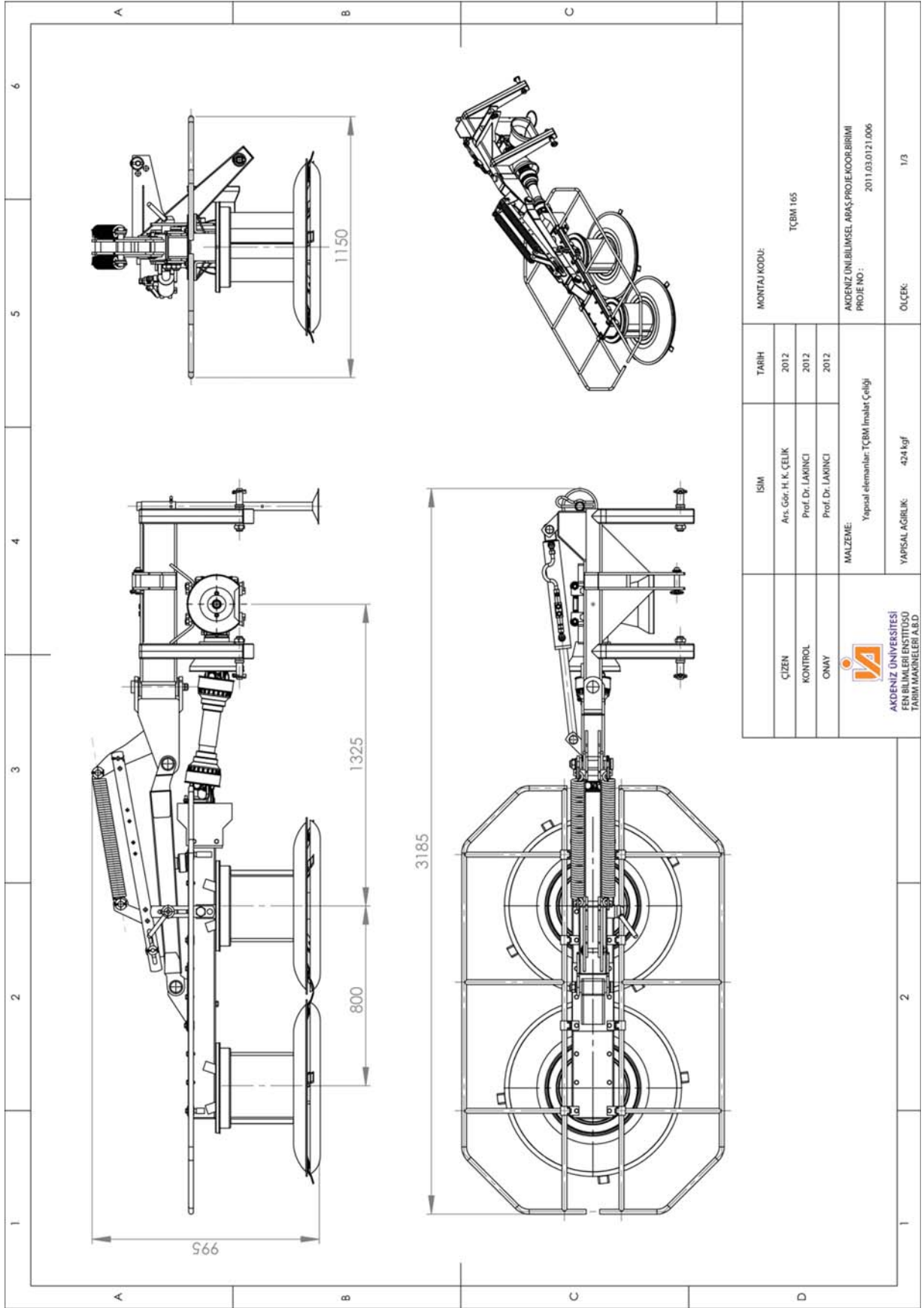
Bu tez çalışmasında, tarım makineleri üzerinde yapısal optimizasyon tekniklerini uygulamak ve tasarım analizlerini bir arada ve kolay anlaşılır şekilde yapmak için yapısal ve işlevsel olarak çok fonksiyonlu bir hasat makinesi olan traktör kuyruk milinden hareketli, asılır tip, serbest bıçaklı ve çift tamburlu bir çayır biçme makinesi, örnek materyal olarak seçilmiştir.

##### 4.1. Tamburlu Çayır Biçme Makinesi (TÇBM)

Genel olarak tamburlu çayır biçme makineleri, hareketini traktör kuyruk milinden alan ve tambur üzerindeki serbest salımlı bıçaklarla yonca, çayır, ot vb. yeşil yem bitkilerinin biçilip tarla yüzeyine namlu hâlinde bırakılmasını sağlayan makinelerdir (MEB 2009). Araştırma materyali olarak kullanılan makine, Türkiye’de yerel bir tarım makineleri imalatçısı tarafından imal edilmekte ve ilgili patent kanunları ile korunmaktadır. Makine, yaygın olarak kullanımda olan benzeri tamburlu çayır biçme makinelerinden yapısal olarak farklılık göstermektedir. Traktör kuyruk milinden alınan hareket, çoğu biçme makinesinde var olan kayış kasnak sistemi yerine, bir dişli kutusu ile tamburlara iletilmektedir. Makinenin yol ve iş pozisyonları, traktör hidrolik sistemi tarafından makine üzerinde bulunan bir silindir piston ünitesi ile sağlanmaktadır. Hareket yönüne göre iş pozisyonu açısı 90 derecedir. Makineye ait bazı teknik özellikler Çizelge 4.1’de, makinenin iş konumundaki teknik resmi ise Şekil 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Makineye ait bazı teknik özellikler

Katagori	Özellik	Sembol	Değer	Birim
<b>Genel</b>	Toplam Uzunluk (İş Konumu)	$L_{İŞ}$	3165	[ mm ]
	(Yol İş Konumu)	$L_{YOL}$	2755	[ mm ]
	Toplam Genişlik (İş Konumu)	$W_{İŞ}$	1150	[ mm ]
	(Yol Konumu)	$W_{YOL}$	1435	[ mm ]
	Toplam Yükseklik	H	995	[ mm ]
	Toplam Ağırlık (Katalog Değeri)	m	415	[ kgf ]
	Anma İş Genişliği	$H_{YOL}$	1650	[ mm ]
<b>Hareket İletim</b>	Giriş Kuyruk Mili Devri	$n_K$	540	[ min <sup>-1</sup> ]
	Dişli Kutusu İletim Oranı ( $Z_1 / Z_2$ )	$r_{DK}$	2.3	[ - ]
	Dişli Kutusu Dişli-1 Diş Sayısı	$Z_1$	23	[ - ]
	Dişli Kutusu Dişli-2 Diş Sayısı	$Z_2$	10	[ - ]
	Tambur İletim Oranı ( $Z_3 / Z_4$ )	$r_T$	1.533	[ - ]
	Tambur Dişli-1 Diş Sayısı	$Z_3$	23	[ - ]
	Tambur Dişli-2 Diş Sayısı	$Z_4$	15	[ - ]
<b>Bıçme Düzeni</b>	Tambur Üst Disk Çapı	$D_{Tu}$	776	[ mm ]
	Tambur Alt Disk Çapı	$D_{Ta}$	756	[ mm ]
	Tambur Kovanı Çapı	$D_{TK}$	304	[ mm ]
	Tambur Kovanı Yüksekliği	$H_{TK}$	276	[ mm ]
	Tambur Merkezleri Arası Uzaklık	$L_{TM}$	800	[ mm ]
	Tambur Bıçak Sayısı	$B_n$	4	[ - ]
	Bıçak Boyutları (Diktörge Tip)	$B_B$	105 x 47 x 3	[ - ]
Tambur Devri	$n_T$	1904	[ min <sup>-1</sup> ]	
<b>Traktör Montajı</b>	Üç Nokta Askı Bağlantı Düzeni Katagori II		(TS 660)	



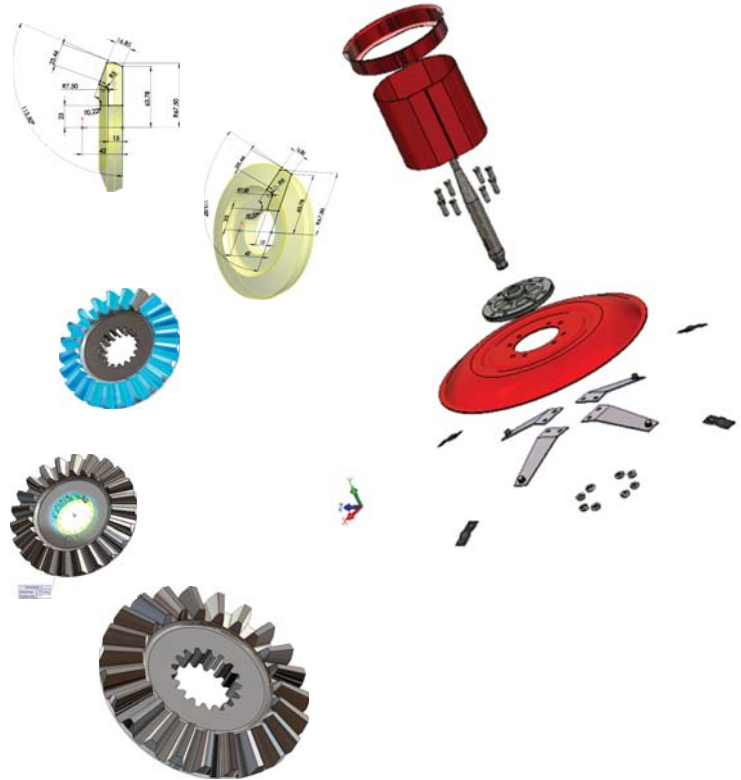
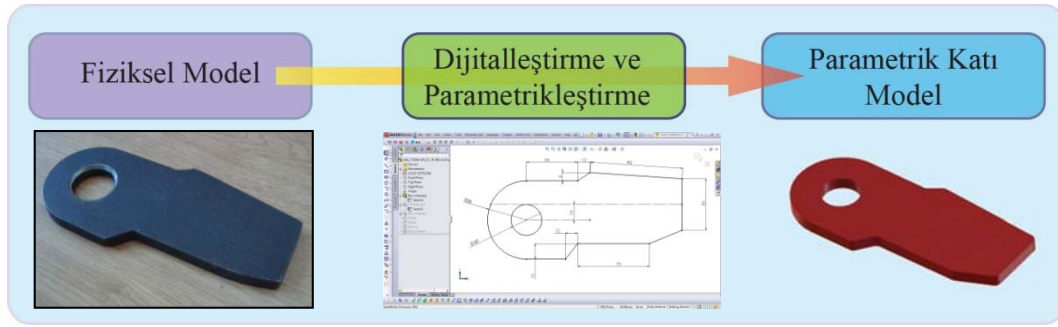
Şekil 4.1. Tamburlu Çayır Biçme Makinesi (TÇBM) genel boyutları (İş konumu)

## 4.2. TÇBM Üç Boyutlu Parametrik Katı Modellemesi

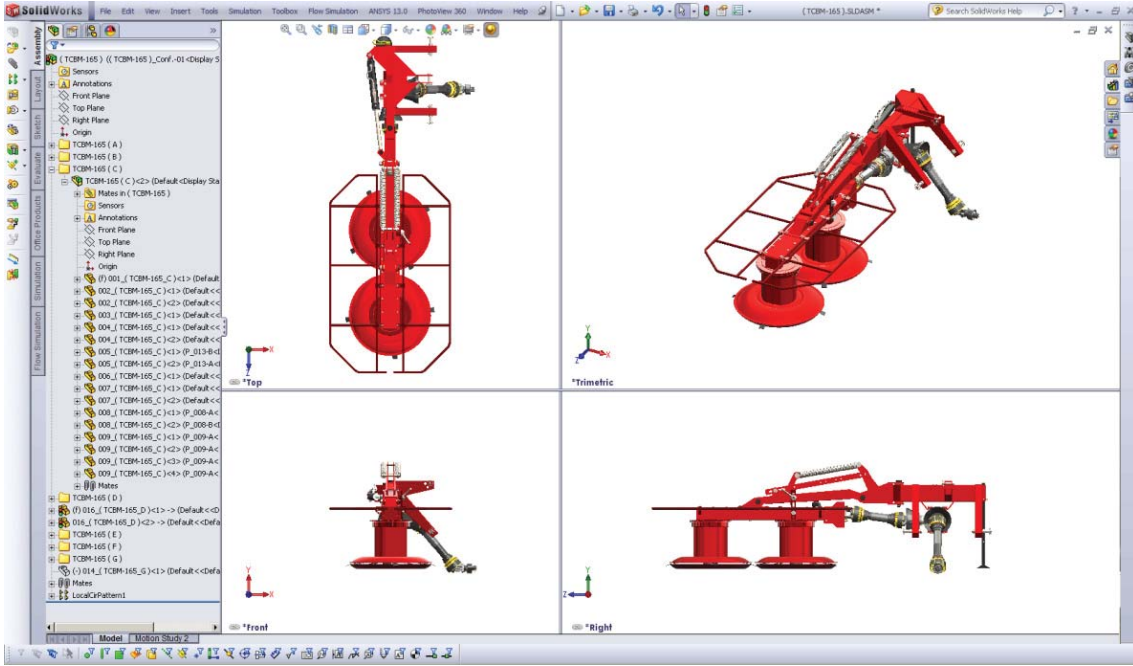
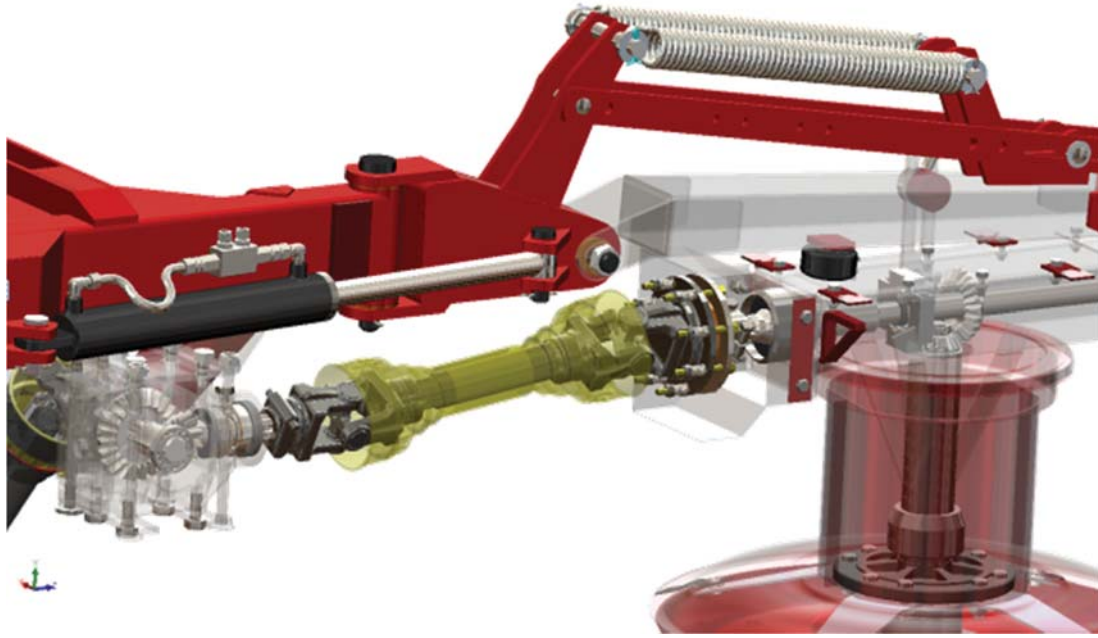
### 4.2.1. Parametrik katı modelleme

TÇBM'nin üç boyutlu (3D) parametrik katı modellerinin oluşturulmasında SolidWorks (SW) 3D parametrik CAD katı modelleme yazılımı kullanılmıştır. SW yazılımı, Microsoft Windows altında çalışan Dassault Systemes SolidWorks Corp. tarafından 1990'lı yıllarda geliştirilmiş parasolid tabanlı bir katı modelleme aracıdır. Bu programda bir katı modeli tanımlayan tüm değişkenler (Uzunluk, çap, açı, paralellik, teğetlik vb.) ve bu değişkenler arası ilişkiler, istenildiği zaman değiştirilebilen bir parametre olarak tanımlanmaktadır. Katı model(ler) ve modellerin montajı bu parametrik unsur tabanlı yaklaşım kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Güçlü CAD yazılımları grubunda yer alan SW, Türkiye makine tasarım ve imalat sanayiinde en yaygın kullanılan yazılımlardan biridir. Bu program 2012 verilerine göre dünya çapında yaklaşık 1.9 milyon kullanıcı ve 166 000 firma tarafından etkin bir şekilde kullanılmaktadır (Dassault Systeme 2012a).

Tersine mühendislik; mühendislik verileri ve teknik çizimi olmayan fiziksel bir modelden, el ölçümleri veya 3D tarama teknikleri ile yeni bir CAD modeli oluşturma veya var olan CAD verileri üzerinde değişiklikler yaparak, parçayı yeniden üretme süreci olarak tanımlanmaktadır (Raja ve Fernandes 2007). TÇBM için katı modelleme süreci, tersine mühendislik yaklaşımı ile ele alınmıştır. Bu yaklaşımla makineye ait elemanların her biri yerlerinden sökülmüş, makinede kullanılan standart makine elemanları belirlenmiş, kumpas, şerit metre, mikrometre gibi aletler kullanılarak diğer elemanları tanımlayan geometrik parametreler ölçülmüştür. Ölçülen bu parametreler, SW yazılımı içerisinde katı model geometrileri için tanımlanmıştır. Burada her bir makine elemanı, orijinal yapısına uygun şekilde parametrik ve 3D olarak yeniden oluşturulmuştur. Parametrik modelleme sürecinde, makineye ait tüm elemanlar SW montaj modülü içerisinde, orijinal makine montajı referans alınarak birleştirilmiş ve tüm makine için toplam katı modelleme işlemi tamamlanmıştır. TÇBM için gerçekleştirilen toplam katı modelleme sürecine ait örnek görseller Şekil 4.2'de ve Şekil 4.3'de verilmiştir.



Şekil 4.2. TÇBM için tersine mühendislik ve parametrik katı modelleme süreci



Şekil 4.3. TÇBM için toplam parametrik katı modelleme süreci (Nihai montaj uygulaması)

#### 4.2.2. TÇBM katı model montaj özellikleri ve değerlendirilmesi

Modellenen tüm elemanlar orijinaline uygun şekilde hazırlanmıştır. Makine montajları, orijinal montaj ölçüleri ve imalat yöntemleri dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Montajı tamamlanan makine gerçekte sahip olduğu hareket yeteneğine sahiptir. Böylece, bilgisayar ortamında sanal olarak ilgili tüm görsel değerlendirmeler gerçekleştirilmiştir. Makine konstrüksiyonunda bulunan neredeyse tüm elemanlar çelik esaslı malzemelerden imal edilmiştir. Hareket iletim elemanlarında kullanılan bazı yataklama ve sızdırmazlık elemanları ise kauçuk esaslıdır.

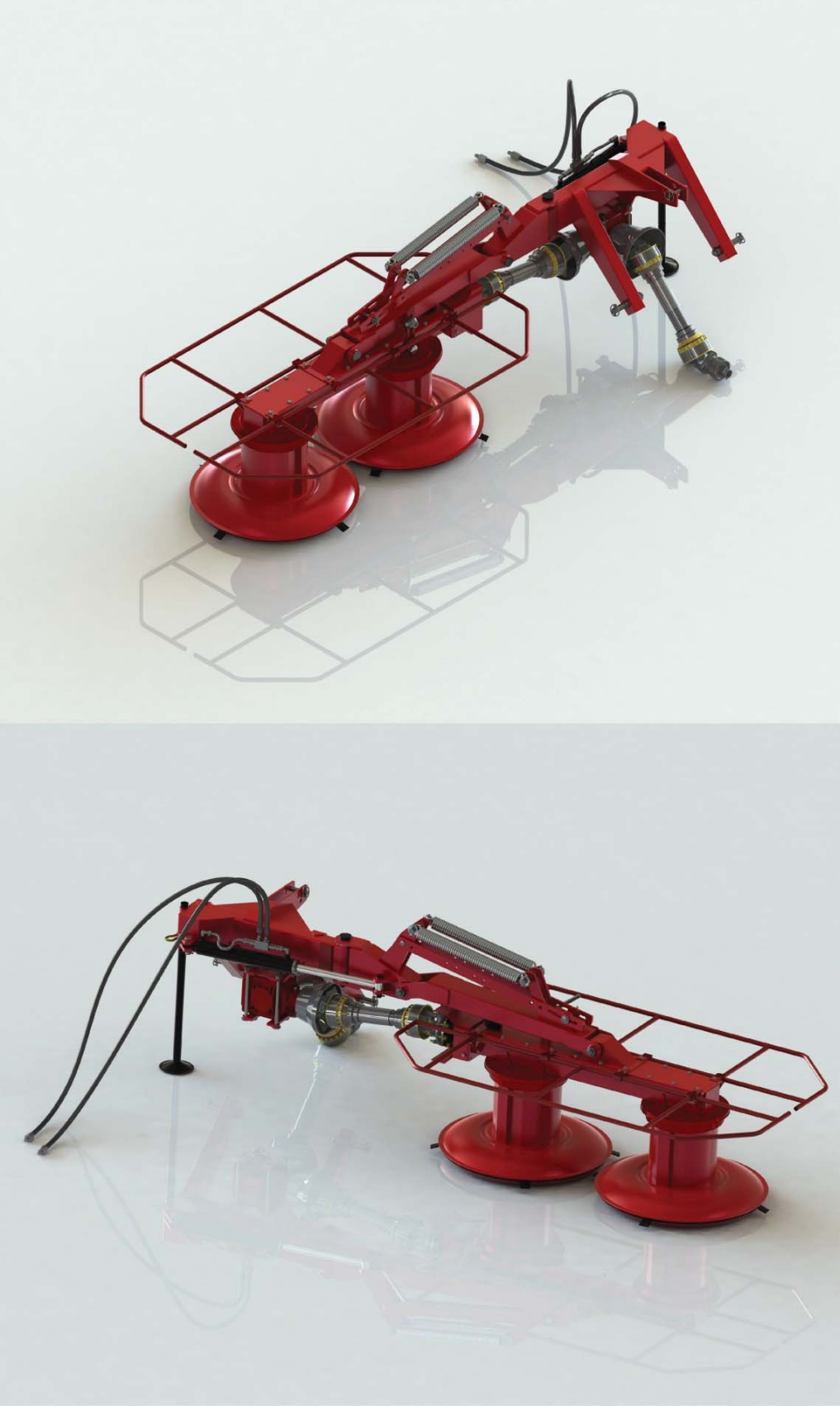
Katı modellemede, modellenen yapının fiziksel yapıyı temsil yeteneğinin değerlendirmesinde kullanılan en önemli kriterlerden biri de makine ağırlığıdır. Katı modelleme yazılımı içerisinde tanımlanan, malzeme özellikleri parametreleri ile makinenin toplam ağırlığı elde edilebilmektedir. Katı modellerin ağırlık hesabı, her bir eleman için tanımlanan malzeme yoğunluk değerinin, yazılım içerisinde otomatik olarak hesaplanan model geometrisine ait toplam hacim değeri ile çarpılmasıyla elde edilmektedir. Hazırlanan katı model için toplam makine ağırlığı 424.147 [kgf] olarak hesaplanmıştır.

Katı modelleme yazılımı içerisinde gerçekleştirilen montaj uygulamasına ait bazı sayısal değerler Çizelge 4.2’de, TÇBM için nihai katı model montajını ve traktör iş ve yol konumu montajlarını gösteren nihai çıktılar Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’de verilmiştir.

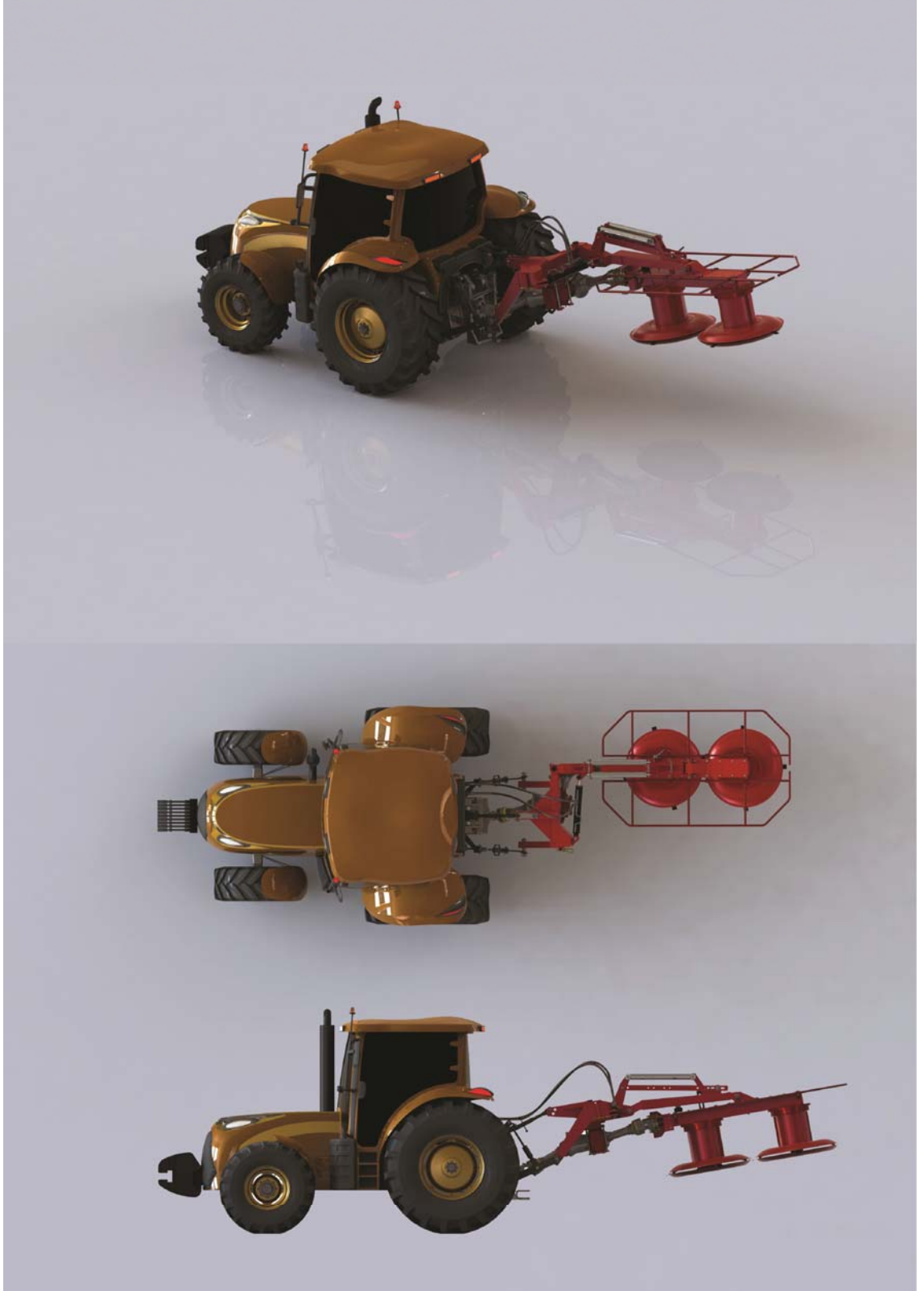
Çizelge 4.2. TÇBM nihai montaja ait bazı sayısal değerler

Tanım	Adet
Nihai montajda kullanılan toplam parça sayısı	431
Modellenen özgün parça sayısı	420
Nihai montajda kullanılan toplam katı model sayısı	468
Nihai montajda kullanılan özgün alt montaj sayısı	9
Nihai montajda kullanılan toplam alt montaj sayısı	11
Nihai montaj hiyerarşisinin maksimum derinliği (iç içe alt montajlar için)	2
Nihai montaj için kullanılan üst seviye montaj eşleştirme sayısı	186





Şekil 4.4. TÇBM nihai montaj



Şekil 4.5. TÇBM-traktör montajı (Yol konumu)



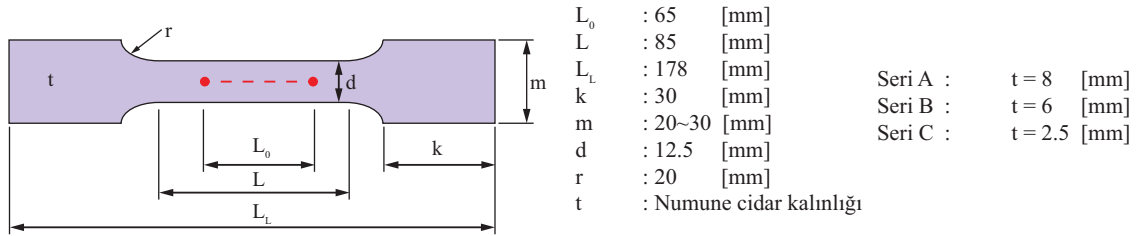
Şekil 4.6. TÇBM-traktör montajı (İş konumu)

### 4.3 TÇBM Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi

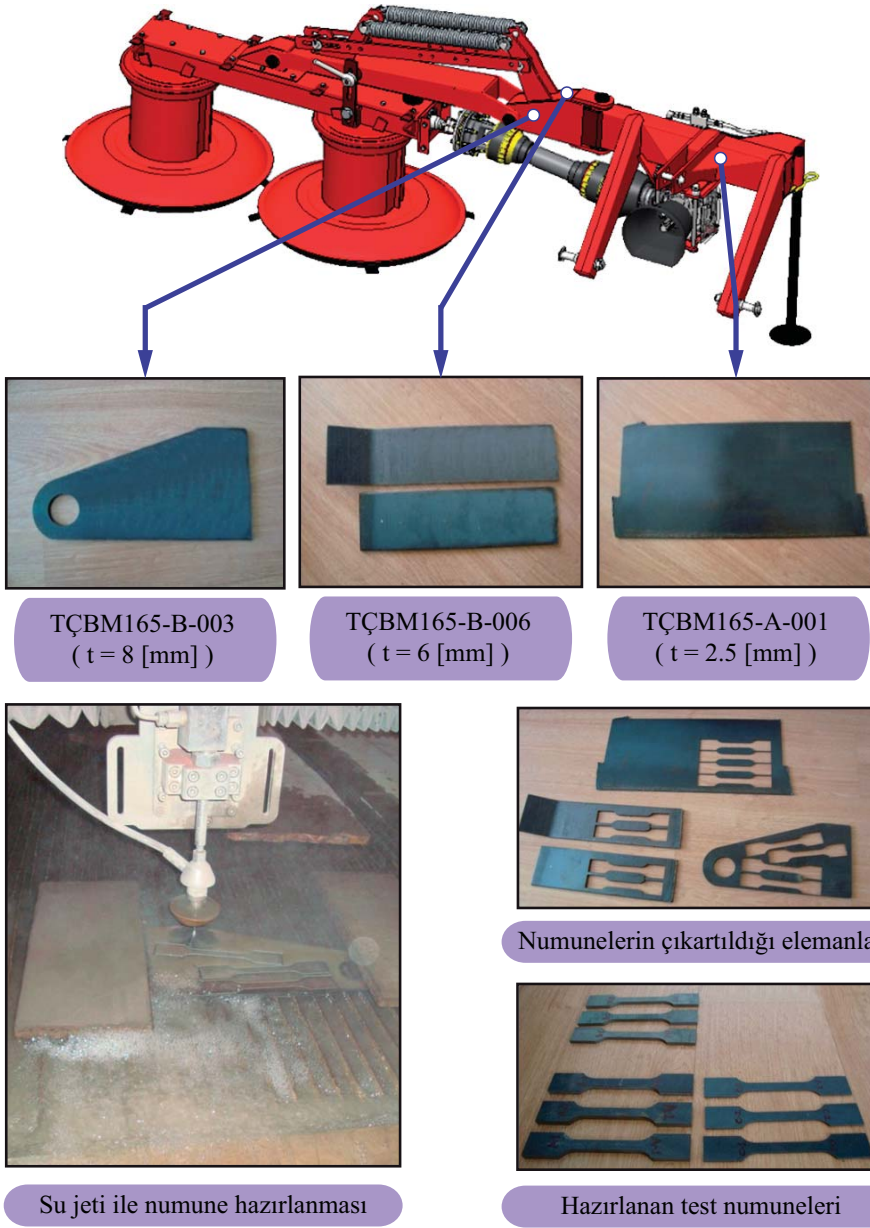
TÇBM için gerçekleştirilen FEA ve yapısal optimizasyon uygulamalarında hasar kriteri olarak, makine elemanları malzemelerine ait akma dayanımı değerleri referans alınmıştır. Bu değerler, makinenin çalışma koşullarındaki hasar durumunun değerlendirilmesinde kritik bir öneme sahiptir. Bu bağlamda, TÇBM'nin imalat sürecinde kullanılan çelik esaslı ve değişik kalınlıklara sahip yapısal elemanlardan örnekler alınmıştır. Bu örneklerden test numuneleri çıkartılarak, malzemelerin bazı mekanik özelliklerinin belirlenmesi amacıyla malzeme çekme deneyleri yapılmıştır.

#### 4.3.1 Çekme deneyi

Çekme deneyleri, T.C. Sanayi ve Ticaret Bakanlığı KOSGEB İstanbul İkitelli Hizmet Merkezi Müdürlüğü Malzeme Test Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Deneyler için Metalik Malzemeler Çekme Deneyi Standardı "TS EN ISO 6892-1" referans alınmıştır. Çekme deneyi için kullanılan numuneler, TÇBM'nin imalatı için hazırlanmış 2.5, 6 ve 8 [mm] kalınlıklarındaki elemanlardan çıkartılmış ve ilgili standartta verilen Tip-2 dikdörtgen kesitli numune boyutlarına göre hazırlanmıştır (Şekil 4.7). Numuneler ilgili elemanlar üzerinden su jeti kullanılarak, hassas bir yüzey kalitesi ile çıkartılmıştır. Seçilen her bir elemandan çıkartılan numunelerden üçer adedi deneye tabi tutulmuş ve toplam dokuz adet çekme deneyi gerçekleştirilmiştir. Çekme deneyi için SHIMADZU AG-X modeli 100 [kN] yükleme kapasiteli bir mekanik malzeme test cihazı kullanılmıştır. Numunelerin hazırlanma süreci Şekil 4.8'de, çekme deneyi cihazı, çekme deneyi uygulaması ve deney sonrası numuneler Şekil 4.9'de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Hazırlanan çekme deneyi numunesi boyutları (TS EN ISO 6892-1, Tip 2)



Şekil 4.8. Çekme deneyi numunelerinin hazırlanması



Çekme deneyi cihazı



Çekme deneyi Uygulaması



Seri - A

Seri - B

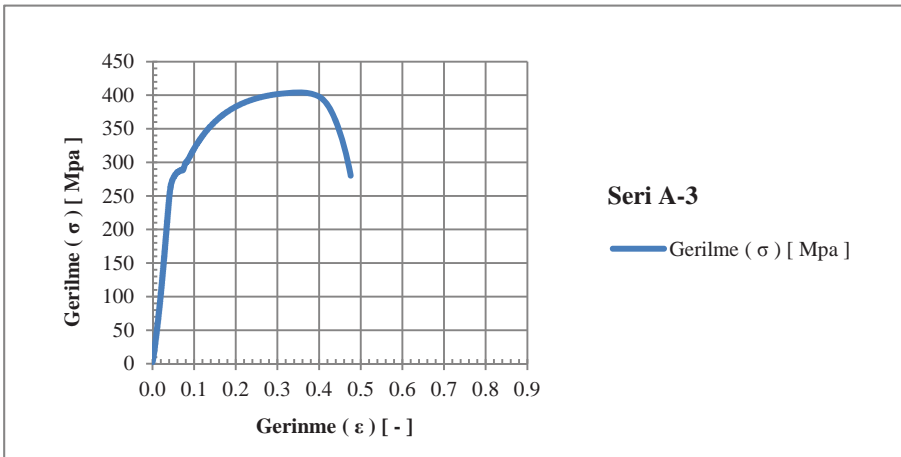
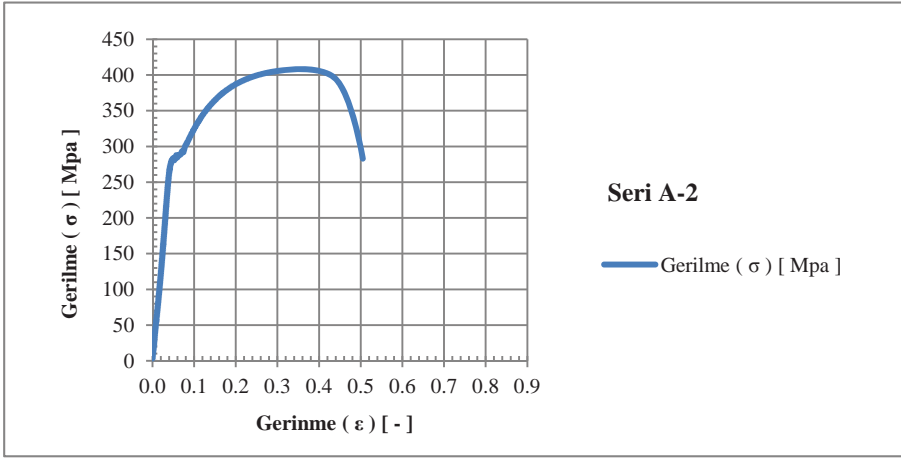
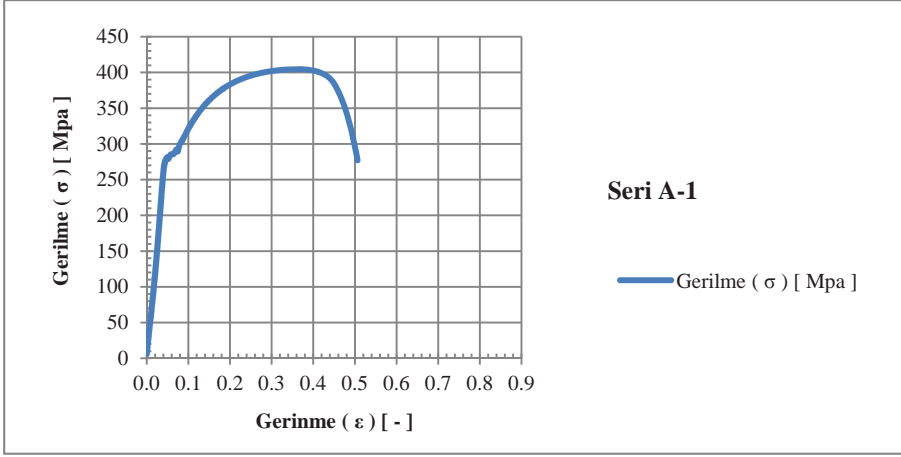
Seri - C

Deney sonrası numuneler

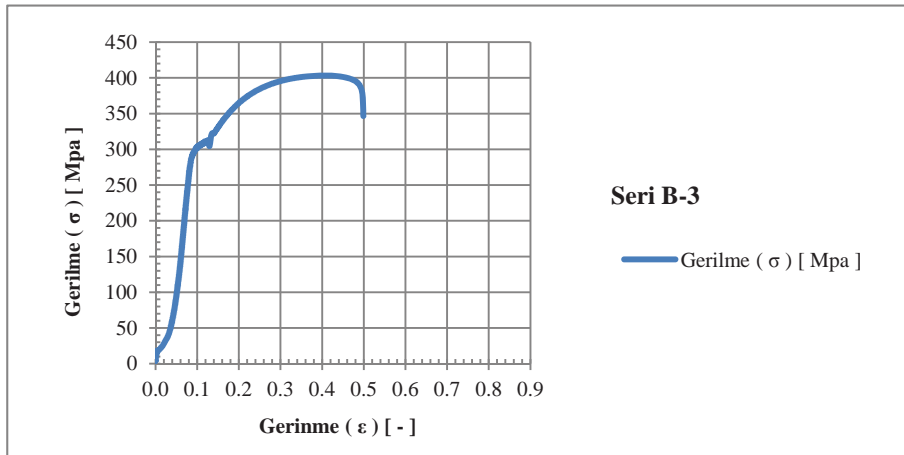
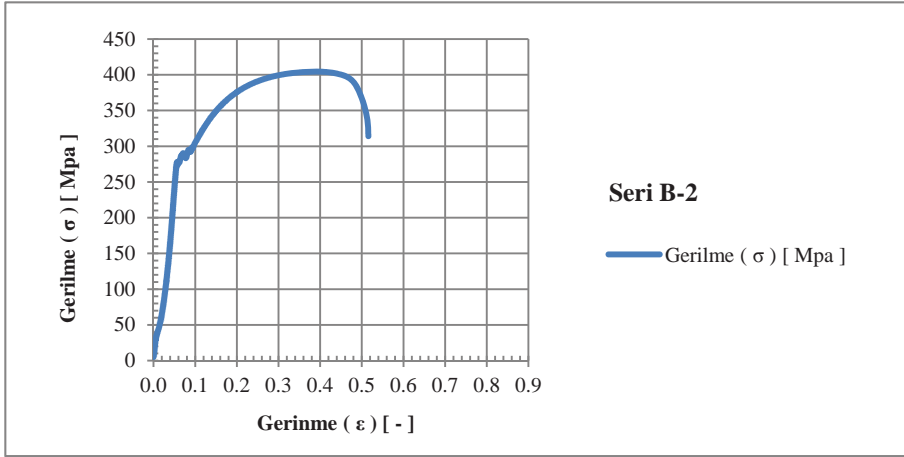
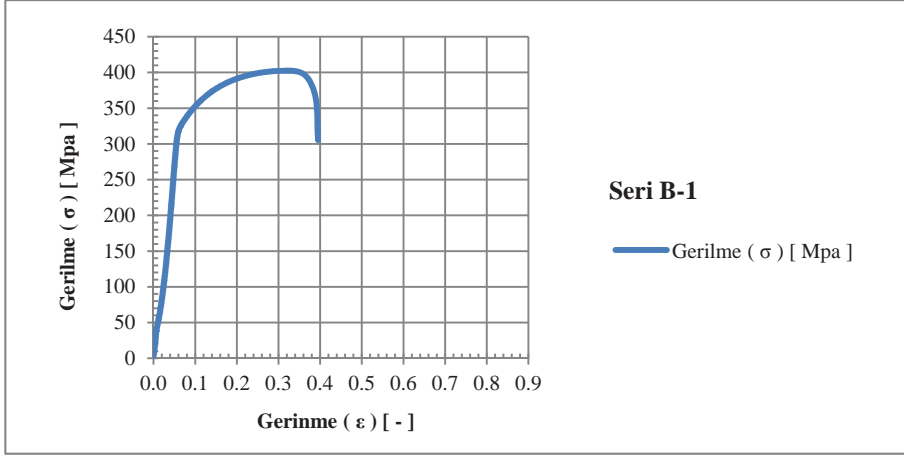
Şekil 4.9. Çekme deneyi cihazı, deney anından bir görüntü ve deney sonrası numuneler

#### 4.3.2 Çekme deneyi sonuçları ve değerlendirilmesi

Çekme deneyi sonucu numunelere ait Gerilme-Gerinme diyagramları oluşturulmuş ve bu numunelere ait akma, çekme ve kopma dayanımları belirlenmiştir. Her bir numune için Gerilme-Gerinme diyagramları Şekil 4.10, Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de gösterilmiştir.

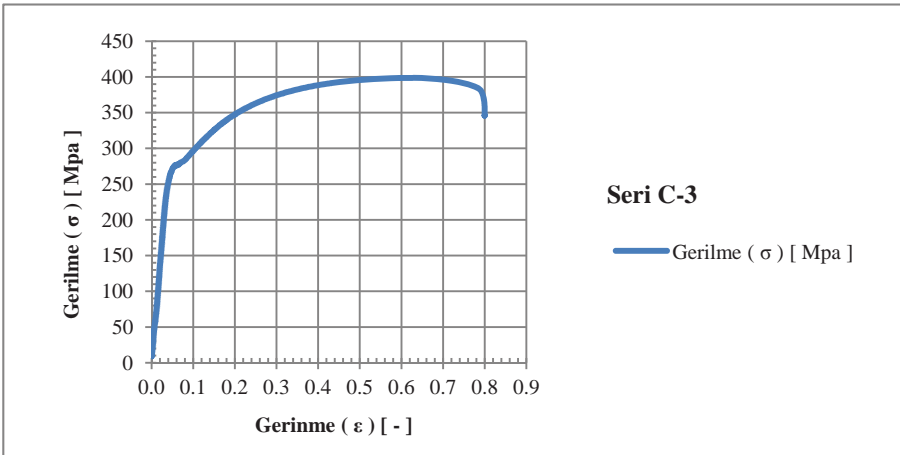
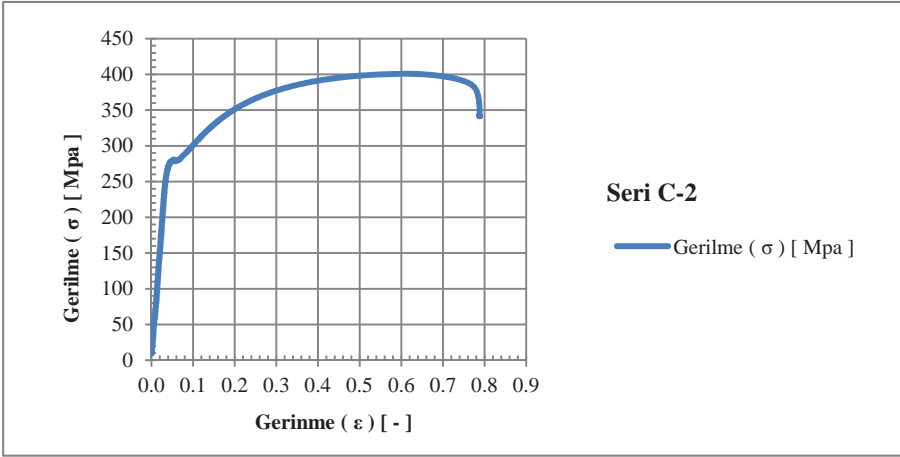
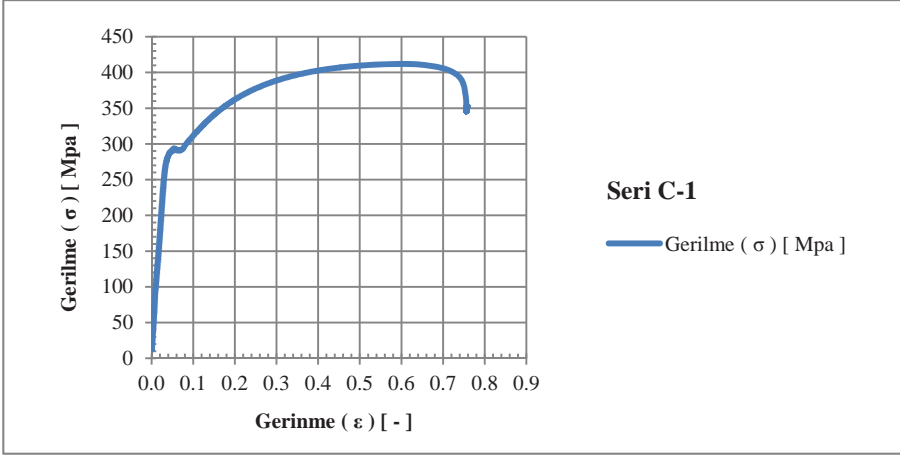


Şekil 4.10. Seri-A Gerilme-Gerinme diyagramları



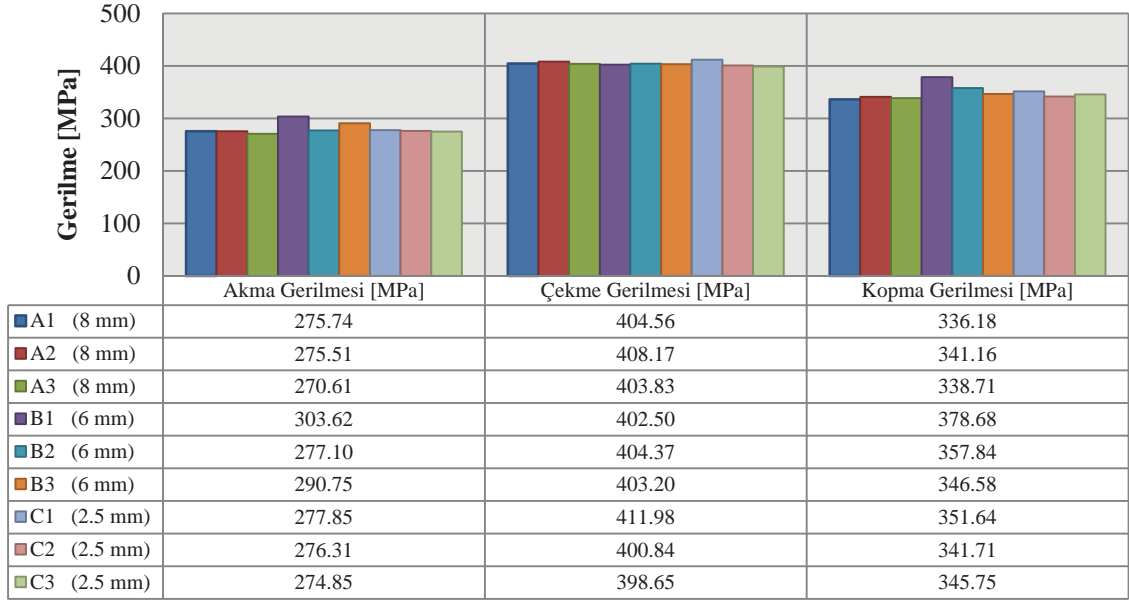
Şekil 4.11. Seri-B Gerilme-Gerilme diyagramları



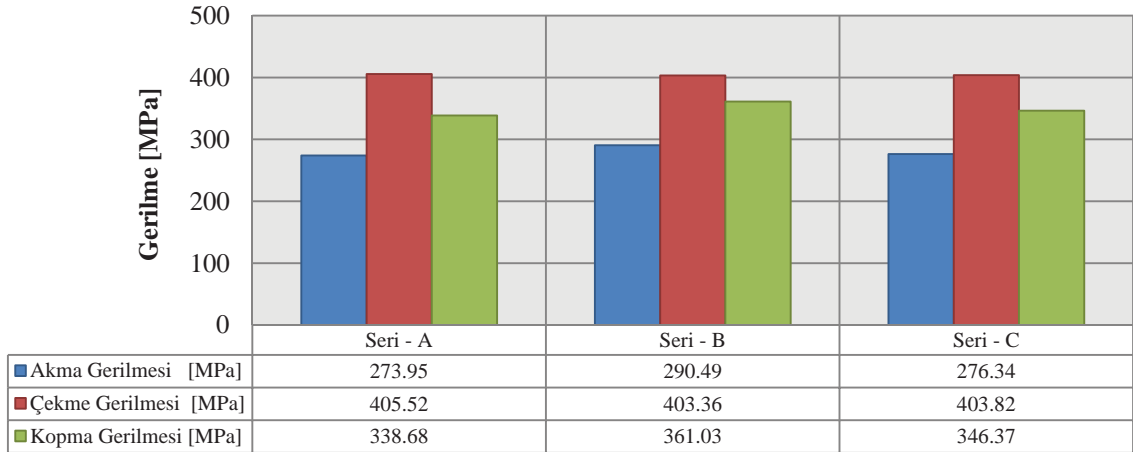


Şekil 4.12. Seri-C Gerilme-Gerilme diyagramları

Gerçekleştirilen deneyler sonucunda elde edilen her bir numuneye ait akma, çekme ve kopma değerleri grafik destekli olarak Şekil 4.13’de ve her bir seri deney sonucunun ortalamaları Şekil 4.14’de verilmiştir.



Şekil 4.13. Her bir deney numunesine ait çekme deneyi sonuçları



Şekil 4.14. Her bir deney serisi için elde edilen çekme deneyi sonuçlarının ortalamaları

Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’de görüldüğü gibi, deneyler sonucunda elde edilen akma, çekme ve kopma değerleri, kendi seri grupları içerisinde birbirine yakın değerlerdedir. Bu nedenle tüm serilere ait deney sonuçlarının ortalaması alınarak TÇBM için kullanılan çelik esaslı malzemelerin akma, çekme ve kopma değerleri hesaplanmıştır. Buna göre TÇBM için kullanılan çelik esaslı malzemeler için malzeme akma dayanımı 280.26 [MPa], çekme dayanımı 404.23 [MPa] ve kopma dayanımı 348.69 [MPa] olarak elde edilmiştir (Çizelge 4.3).

Çizelge 4.3. TÇMB için elde edilen çelik esaslı malzemelerin bazı mekanik özellikleri

TÇBM İmalat Çeliği Çekme Deneyi Serilerinin Ortalaması		
Akma Dayanımı [MPa]	Çekme Dayanımı [MPa]	Kopma Dayanımı [Mpa]
280.26 ± 8.94	404.23 ± 1.14	348.69 ± 11.36

Bu sonuçlara göre, makine imalatında kullanılan malzemelerin genel makine imalat çeliği formatına uygun olduğu söylenebilir. Bununla birlikte, yalnızca çekme deneyi sonuçlarına göre, bu malzemeleri ilgili literatürlerde verilen belirli bir standart malzeme ile kıyaslamak mümkün değildir. Bunun için kimyasal içerik, sertlik gibi farklı testlerin de yapılması ve malzeme özelliklerinin doğrulanması gerekmektedir.

#### 4.4 TÇBM Taslak FEA Süreci

Bir makine tasarımı veya iyileştirme sürecinde tasarımı yönlendiren başlıca etkenlerden biri, ele alınan makinenin gerçek çalışma koşullarının ve bu koşullar altındaki fiziksel yüklenme halinin tam ve doğru bir şekilde tanımlanmasıdır. Böylece, ele alınan makinenin işlevsel ve yapısal elemanları, tanımlanan fiziksel çalışma koşulları altında makineden beklenen ilgili özellikler ve tanımlanan tasarım sınırlarına göre doğru bir şekilde tasarlanabilir veya geliştirilebilir. Diğer yandan, bir makinenin istenilen özellikleri yerine getirmesi o makinenin işlevsel, yapısal veya ekonomik bakımdan en iyi tasarıma sahip olduğu anlamına gelmemektedir. Bu nedenle yeni geliştirilen bir ürün tasarımı veya var olan bir ürünün iyileştirme sürecinde tasarımın optimize edilebilirliği araştırılması gereken önemli bir konudur.

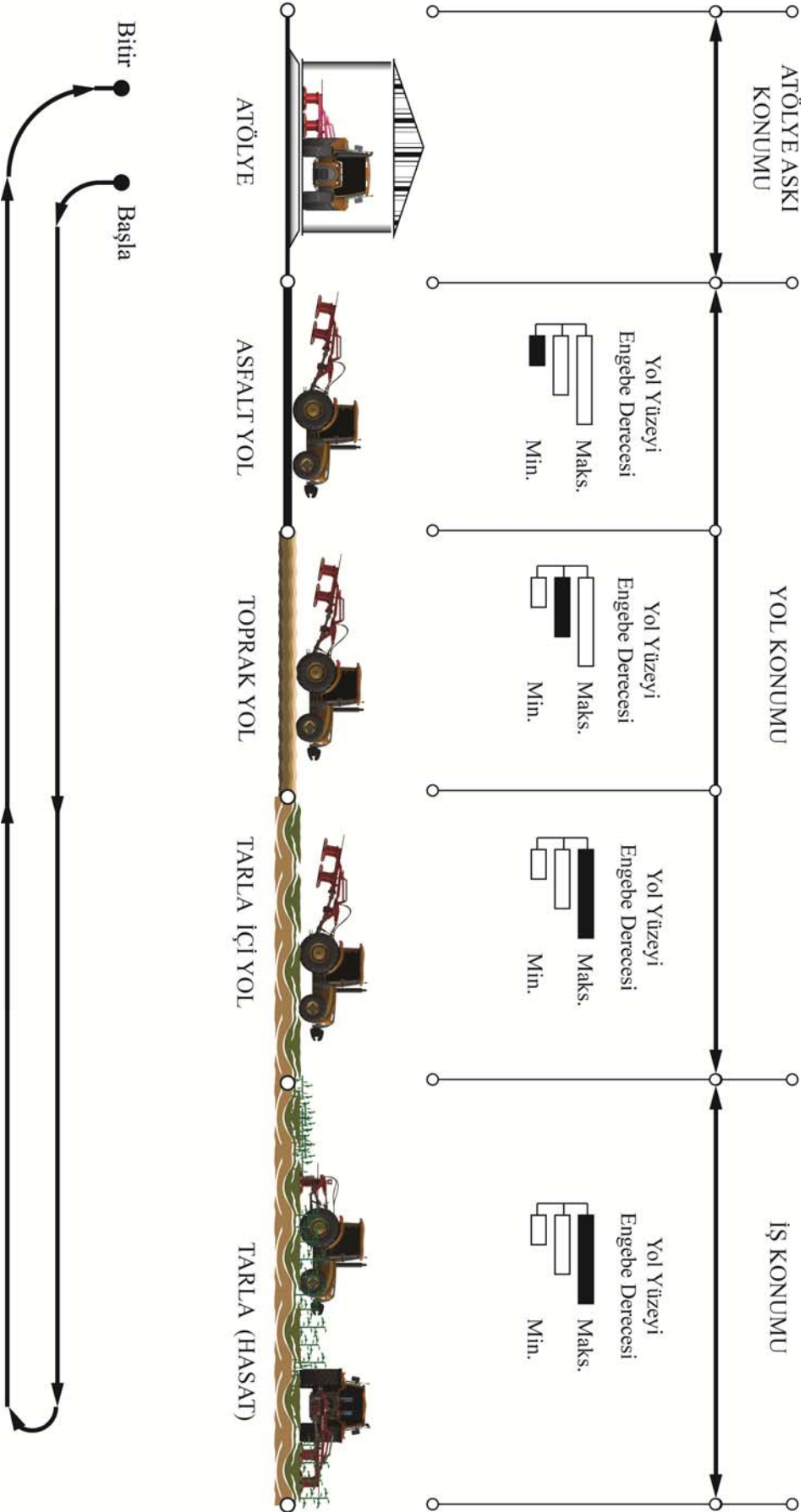
Özellikle yapısal optimizasyon amacı ile ele alınan makine sisteminin veya makineye ait elemanların optimize edilebilirliği, tanımlanan fiziksel çalışma koşullarında elemanların maruz kaldığı gerilme-deformasyon değerlerinin belirlenmesi ve bu değerlerin kritik malzeme sınırları ile karşılaştırılması sonucu öngörülebilir. Eğer incelemeler sonucunda toplam makine sistemi veya elemanlara ait bir yapısal optimizasyon kararı öngörülürse, ilgili optimizasyon yöntemleri kullanılarak en iyi tasarım(lar) elde edilebilir.

Bu tez kapsamında ele alınan TÇBM örneğinde, öncelikle makinenin yapısal anlamda optimize edilebilirliği araştırılmıştır. Makinenin gerçek çalışma koşulları ve bu koşullar altındaki fiziksel yüklenme hali değerlendirilmiştir. Bu değerlendirmeler için toplam makine çalışma çevrimi senaryosu hazırlanmıştır. Hazırlanan senaryoya göre makinenin değişik çalışma koşullarında karşılaşılabileceği en yüksek yüklenme halini simüle edecek taslak FEA'lar kurulmuş ve makinenin taslak gerilme yığılmaları ve tanımlanan yüklenme halindeki deformasyon davranışını sergileyen görsel FEA simülasyonları oluşturulmuştur.

##### 4.4.1 TÇBM çalışma koşulları ve fiziksel yüklenme durumu

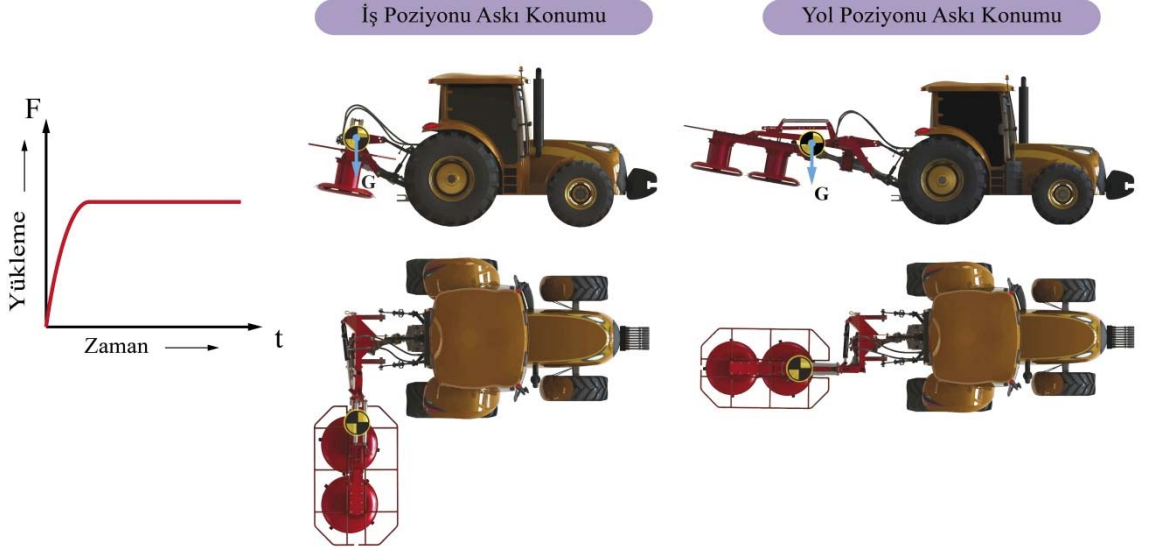
Bir tasarım sürecinde ele alınan makine için en zorlayıcı çalışma koşulları dikkate alınarak, fiziksel yüklenme durumları değerlendirilmektedir. Makinenin en zorlu çalışma koşullarında, tanımlanan tasarım sınırları içerisinde hasar almadan çalışabilmesi istenir. Buna göre TÇBM için çalışma koşullarını tarif eden bir toplam çalışma çevrimi senaryosu hazırlanmıştır. Hazırlanan senaryo Şekil 4.15'de şematik olarak gösterilmiştir.

Bu senaryoya göre makine, bir tarım işletmesinde muhafaza edilmektedir. Hasat zamanı tarlaya bir traktör ile taşınmakta ve hasat işlemi gerçekleştirilmektedir. Hasat sonrası makine, işletme atölyesine geri taşınmaktadır. Hazırlanan senaryo içerisinde makinenin en yüksek fiziksel yüklenme durumu, üç temel konum için değerlendirilmiştir:



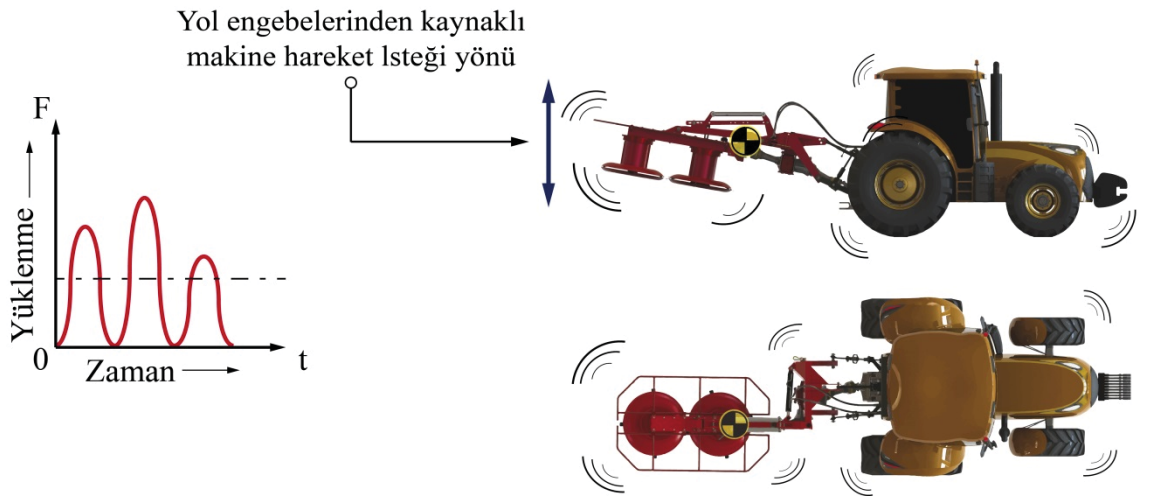
Şekil 4.15. TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosu

1. Atölye içerisinde makinenin traktöre bağlı, iş ve yol pozisyonlarında askı konumunda olduğu durumlar. Bu durumlarda sadece yer çekimi etkisi söz konusudur. Makine kendi ağırlığı etkisinde ve yer çekimi doğrultusunda yüklenmektedir (Şekil 4.16).



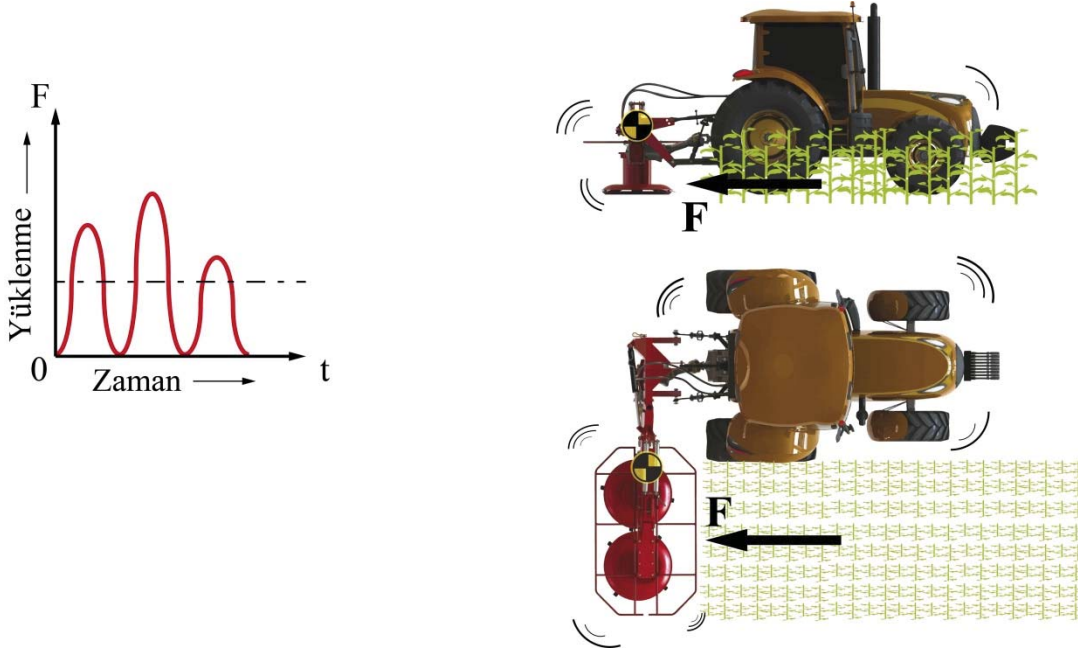
Şekil 4.16. Atölye askı konumu yüklenme durumu

2. Makinenin tarlaya taşınması sırasında değişken yüklenmeler altında kaldığı durumlar. Hazırlanan senaryo içerisinde tanımlanan üç farklı yol yüzeyi engebe derecesi için makinenin değişik yollarda taşındığı varsayılmıştır. Bunlar yüzey engebelerinin yok denecek kadar az olduğu asfalt yol, yüzey engebelerinin arttığı toprak yol ve en yüksek yüzey engebelerinin olduğu tarla içi yoldur (Şekil 4.17).



Şekil 4.17. Yol konumu yüklenme durumu

3. Makine tarlaya taşındıktan sonra hasat işlemi sırasında iş pozisyonu konumundaki yüklenme durumudur. Bu durumda makine, çoğunlukla toprak yüzeyine temas edecek konumda tutulmaktadır. Ayrıca hasat sırasında makine üzerinde bulunan yol konumu kilit mekanizması serbest bırakılmakta ve yay sistemi makinenin toprak yüzeyi üzerinde yer çekimi doğrultusunda serbest hareket etmesine izin verilmektedir. Bu durumda makine yer çekimi etkisinden daha çok, traktör ilerleme yönüne ters yönde etki eden bir çeki kuvveti ile yüklenmektedir (Şekil 4.18).



Şekil 4.18. İş konumu (Hasat) yüklenme durumu

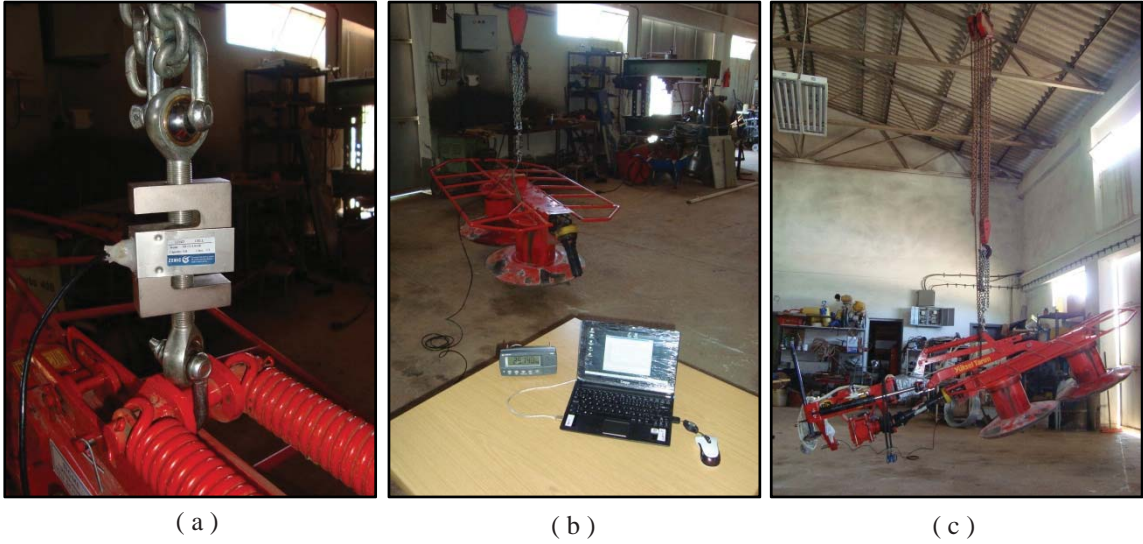
#### 4.4.2 TÇBM ağırlık ölçümü

TÇBM için hazırlanan toplam çalışma çevrimi senaryosunda, makinenin çalışma koşulları altındaki fiziksel yüklenmesinin temel kaynağı, çoğunlukla makinenin kendi ağırlığıdır. Bu nedenle makinenin gerçek ağırlığının belirlenmesi, TÇBM'nin gerçek çalışma koşullarını tanımlayan FEA'ların doğru ve sağlıklı bir şekilde kurulmasında önemli bir rol oynamaktadır.

TÇBM için ağırlık ölçümü, makinenin işlevsel ve yapısal eleman gruplarının ölçümü olarak iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, birinci aşamada makinenin işlevsel elemanlar grubu (Tambur grubu ve tambur iletim elemanları) makine ana bağlantı noktasından sökülmüş ve ayrı olarak ölçülmüştür. İkinci aşamada toplam makine ağırlığı ölçülmüş ve işlevsel elemanlar grubu ağırlığı, toplam makine ağırlığından çıkartılarak yapısal elemanlar grubu ağırlığı elde edilmiştir.

TÇBM ağırlık ölçümleri Akdeniz Üniversitesi, Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Araştırma ve Uygulama Atölyesinde gerçekleştirilmiştir. Ölçümlerin hassas bir şekilde gerçekleştirilmesi için ZEMIC H3-C3-5.0t-B6 modeli 50 [kN] kapasiteli S-tipi bir yük hücresi ve bilgisayar destekli ölçüm sistemi kullanılmıştır. Ölçümler sırasında makine grubu ve makine, atölyede bulunan diferansiyel palanga (Ceraskal) sistemi ile uygun şekilde kaldırılarak asılı pozisyonda tutulmuş, durağan duruma ulaştıktan sonra 30 saniye boyunca ağırlık ölçümleri bilgisayar ortamında 10 [Hz] örnekleme oranı ile kayıt edilmiştir. Her bir ölçüm için makine asılı konuma alınmış ve üç tekerrür ile ölçümler gerçekleştirilmiştir. Ağırlık ölçümü resimleri Şekil 4.19’da, ölçüm ortalamaları ise Çizelge 4.4’de verilmiştir.

Ölçümler sonucunda işlevsel eleman grubu ağırlığı 251.687 [kgf] ve makine toplam ağırlığı 423.927 [kgf] olarak elde edilmiştir. Makine yapısal eleman grubu ağırlığı ise toplam makine ağırlığından, işlevsel eleman grubu ağırlığı çıkartılarak 172.240 [kgf] olarak hesaplanmıştır. FEA’larda kullanılmak üzere hazırlanan TÇBM CAD modellemesinde toplam ağırlık 424.147 [kgf] olarak hesaplanmıştır. Bu iki ağırlık değerleri birbirlerine uyum göstermektedir. Makine fiziksel ölçüm ağırlıklarını ve FEA için hazırlanan CAD model ağırlığının karşılaştırılması Çizelge 4.5’de verilmiştir.







Şekil 4.19. TÇBM ağırlık ölçümü: a) Yük hücresi, b) İşlevsel eleman grubu ve bilgisayar destekli ölçüm sistemi c) Toplam makine ağırlık ölçümü

Çizelge 4.4. TÇBM ağırlık ölçüm sonuçları

Ağırlık Ölçümü	Tekerrür Ortalamaları [kgf]
İşlevsel Eleman Grubu	251.687 ± 0.209
Toplam Makine	423.927 ± 0.016



Çizelge 4.5. Fiziksel ölçüm ve CAD model ağırlıkları

İşlevsel Eleman Grubu [kgf]	Yapısal Eleman Grubu [kgf]	Toplam Makine [kgf]	CAD Model [kgf]	Fiziksel Ölçüm - CAD Model Hata [%]
251.687	172.24	423.927	424.147	0.051
				

#### 4.4.3 TÇBM taslak FEA

TÇBM'e ait yapısal elemanların optimize edilebilirliğinin araştırılması için taslak FEA'lar kurulmuştur. Bu analizlerde, TÇBM için hazırlanan toplam çalışma çevrimi senaryosu ve bu senaryoda tanımlanan çalışma koşullarındaki fiziksel yüklenme halleri dikkate alınmıştır. Kurulan taslak FEA'ların temel amacı, yüklenme altında makinenin genel anlamda gösterdiği deformasyon eğiliminin ve makineye ait yapısal elemanlar üzerindeki kritik gerilmelere göre hesaplanan güvenli çalışma katsayılarının, dağılım haritasının incelenmesidir. Böylelikle yapısal elemanlar üzerinde optimize edilebilirlik değerlendirmesi yapılabilmektedir.

Bu tip taslak olarak kurulan yapısal analizlerde, FE modelini iyileştirici, iteratif bir yaklaşım uygulanmamaktadır. Tanımlanan her bir çalışma koşulu için ayrı bir FEA gerçekleştirilir. Elde edilen sonuçlar sistem hakkında genel anlamda bilgi verecek düzeydedir. Bu tip taslak analizlerde, sistem bir bütün olarak analize tabi tutulur ve FEA sonuçlarına göre detaylı analizlerin gerçekleştirilebileceği elemanlar tespit edilmeye çalışılır. Taslak FEA'larda, FEM'in tüm gereklilikleri uygulanmak zorundadır. Ancak analizi yapılacak sistemin büyüklüğüne ve analizlerin gerçekleştirildiği bilgisayar platformunun gücüne göre, sistemi sağlıklı bir şekilde temsil edecek ortalama, bir sonlu eleman (FE) modelinin kurulması yeterlidir. Bu nedenle detaylı analizlerde elde edilen sonuçların taslak analizlerde elde edilen sonuçlardan bir miktar farklılık gösterdiği durumlarla karşılaşılabilir. Sisteme ait tasarım kararlarıyla ilgili nihai değerlendirmeler ise, daha sonra belirlenen elemanlar için kurulan detaylı FEA sonuçlarına göre gerçekleştirilmektedir.

TÇBM için kurulan taslak FEA'lar SolidWorks-Simulation (SW-Simulation) yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. SW-Simulation, SW-CAD yazılımı ile aynı kullanıcı ara yüzünü kullanan ve CAD modülü ile tam entegre çalışan ticari bir multi-fizik FEM tabanlı mühendislik analizi yazılımıdır (Dassault Systeme 2012b).

FEM tabanlı çözümlerin birçoğu oldukça karmaşık yapılı ve zor çözümlerdir. Bu çözümler için teknik özellikleri iyi ve oldukça güçlü bir çözücü bilgisayar platformuna ihtiyaç duyulmaktadır. Sonlu sayıda elemana ayrılan yapı ve bu elemanların tekrar birbirine bağlanmasıyla kurulan denklem takımları, yapının büyüklüğüne ve eleman sayısına bağlı olarak işlem çözüm süresi değişmektedir. Bu süre çözücü platformun özelliklerine bağlı olmaktadır. Güçlü iş istasyonları ile anılan zaman kayıplarının önüne geçilebilir ve daha doğru sonuçları edilebilir. Tez çalışması kapsamında TÇBM CAD

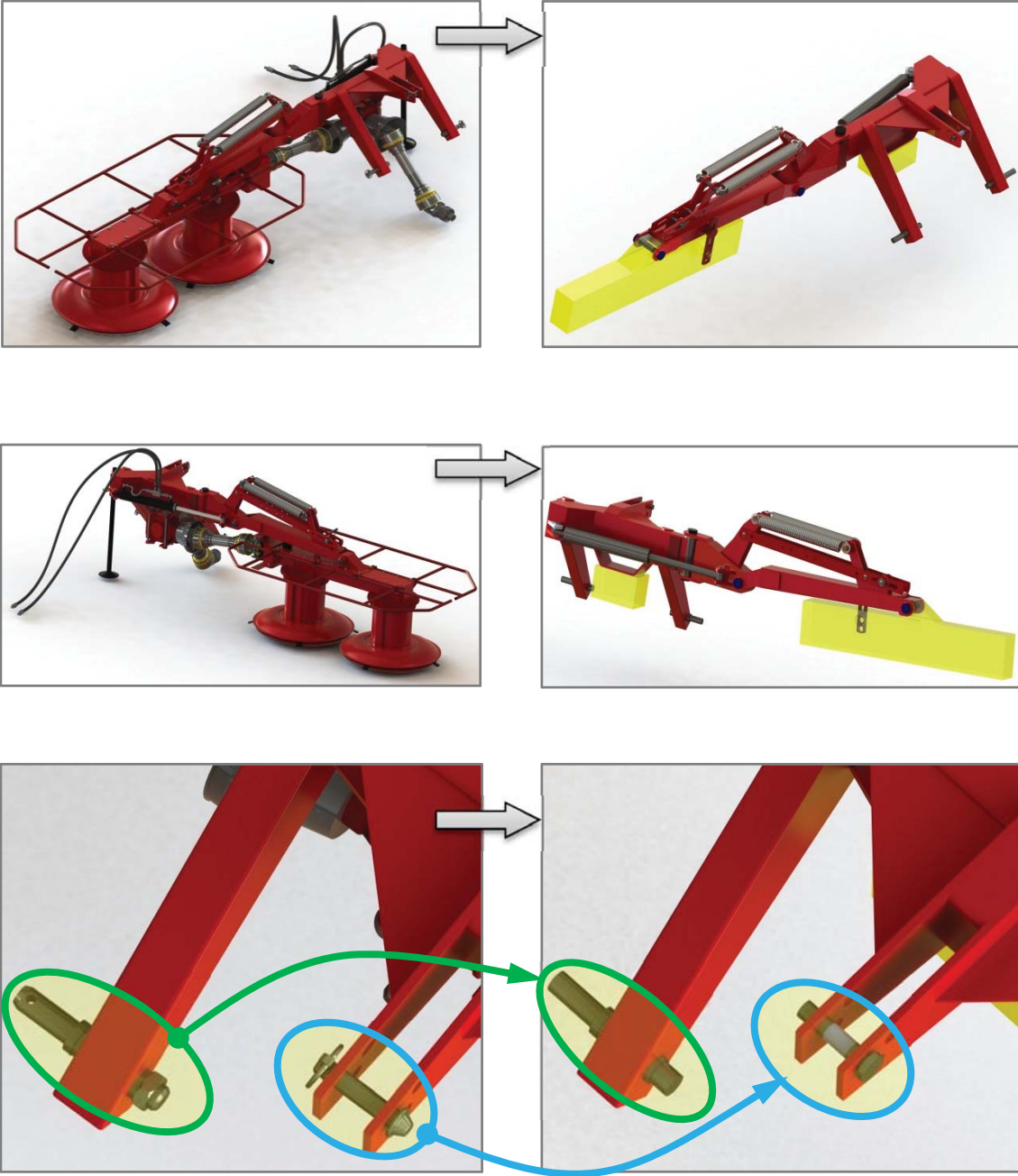
modellerinin ve FEA simülasyonlarının gerçekleştirilmesinde Akdeniz Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Tarım Makineleri Bölümü, Tasarım ve Ölçme Laboratuvarında bulunan FEM çözücüsü, Dell Precision T3400 modeli, Intel X38 mikro işlemcili, 4 çekirdekli, 8 GB Ram, 1 GB grafik kartı ve 2 monitör destekli özel bir iş istasyonu kullanılmıştır (Şekil 4.20).



Şekil 4.20. Dell Precision T3400 modeli iş istasyonu

#### 4.4.3.1 TÇBM taslak FEA CAD modeli

TÇBM için kurulan taslak FEA'lar için yönteme özgü standart FEM uygulama adımları takip edilmiştir. Öncelikle TÇBM için hazırlanan parametrik CAD modeli, FEA'lar için tekrar düzenlenmiştir. Bu düzenlemede CAD modelin TÇBM'i yapısal olarak temsil edebilme yeteneği ve montajın çok sayıda eleman içermesinden ötürü FEA sürecinde optimum çözülebilirlik düzeyi dikkate alınmıştır. TÇBM FEA CAD modeli düzenlenmesinde bazı standart makine elemanları ve işlevsel eleman grupları (Tambur grubu ve dişli kutusu) için geometrik basitleştirme işlemi yapılmıştır. Yapısal elemanların orijinal geometrisi korunmuştur. Düzenlenen CAD modelde tambur grubu ve dişli kutusu orijinal ağırlıkları korunarak dikdörtgen prizma geometrili içi dolu bir blok olarak yeniden düzenlenmiştir. Bazı elemanlar üzerindeki delikler kaldırılmıştır. Cıvata, somun vb. gibi makine elemanlarının köşeli geometrileri temas ettiği yüzeyler dikkate alınarak yuvarlatılmıştır. Tüm basitleştirme işlemleri TÇBM toplam ağırlığında ve makine ağırlık merkezinin koordinatlarında bir değişiklik oluşturmayacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Orijinal TÇBM CAD modeli ve taslak FEA'lar için yeniden düzenlenen FEA CAD modeli Şekil 4.21'de gösterilmiştir.



Orijinal CAD Model

FEA için düzenlenmiş CAD Model

Şekil 4.21. FEA için CAD model düzenlemesi

#### 4.4.3.2 TÇBM taslak FEA için tanımlanan malzeme özellikleri

TÇBM montajında, yay elemanlar, cıvata-somunlar, pimler vb. gibi çeşitli standart makine elemanları ve yapısal elemanlar yer almaktadır. Bu elemanlar çelik esaslı malzemelerden imal edilmiştir. FEA analizinde bu tip elemanların malzeme özellikleri daha önce gerçekleştirilen TÇBM makinesinin yapısal elemanlarına ait malzeme testlerinden ve ilgili standartlarca tanımlanmış değerleri veren literatürlerden yararlanılarak tanımlanmıştır. TÇBM'nin imalatında kullanılan elemanlar için tanımlanan malzeme özellikleri Çizelge 4.6'da verilmiştir. (MKE 1978, Davis 2001, Kutay 2003, Avcıl 2006, Rice vd 2003, Kulaksız 2003, Bringas 2004, Cardarelli 2008)

Çizelge 4.6. TÇBM montajında kullanılan malzemelere ait bazı özellikler

TÇBM MALZEME ÖZELLİKLERİ		
<b>TÇBM - İmalat Çeligi</b>		
Elastisite Modülü	[GPa]	210
Poisson Oranı	[ - ]	0.3
Akma Dayanımı (Maks.)	[MPa]	280
Çekme Dayanımı (Maks.)	[MPa]	404
Malzeme Yoğunluk	[kg m <sup>-3</sup> ]	7850
<b>TÇBM - Yay Malzemesi (DIN EN 10270-1)</b>		
Elastisite Modülü	[GPa]	210
Poisson Oranı	[ - ]	0.28
Akma Dayanımı	[MPa]	700
Çekme Dayanımı	[MPa]	1000
Malzeme Yoğunluk	[kg m <sup>-3</sup> ]	7850
<b>TÇBM - Kama / Pim / Mil Malzemesi (DIN 1.5755 / 31NiCr14 / AISI 3330)</b>		
Elastisite Modülü	[GPa]	210
Poisson Oranı	[ - ]	0.3
Akma Dayanımı	[MPa]	550
Çekme Dayanımı	[MPa]	750
Malzeme Yoğunluk	[kg m <sup>-3</sup> ]	7850
<b>TÇBM - Dişli Çark Malzemesi (DIN 1.7131 / 16MnCr5 / AISI 5115)</b>		
Elastisite Modülü	[GPa]	206
Poisson Oranı	[ - ]	0.3
Akma Dayanımı	[MPa]	635
Çekme Dayanımı	[MPa]	800
Malzeme Yoğunluk	[kg m <sup>-3</sup> ]	7850
Yüzey Basıncı (Yüzey yorulmasına karşı sınır değer)	[MPa]	1630
<b>TÇBM - Cıvata/Somun Normu: 8.8</b>		
Elastisite Modülü	[GPa]	210
Poisson Oranı	[ - ]	0.3
Akma Dayanımı	[MPa]	640
Çekme Dayanımı	[MPa]	800
Malzeme Yoğunluk	[kg m <sup>-3</sup> ]	7850

#### 4.4.3.3 TÇBM taslak FEA sınır koşulları

TÇBM Taslak FEA'ları için sınır koşulları toplam çalışma çevrimi senaryosunda tanımlanan fiziksel yüklenme halleri dikkate alınarak tanımlanmış ve makinenin optimize edilebilirliğini değerlendirmek için toplam üç adet FEA kurulmuştur. Bunlardan ilk iki FEA hazırlanan atölye ve yol senaryosu iş ve yol askı konumu için üçüncü FEA; makinenin hasat işlemi konumu için yüklenme halini temsil etmektedir.

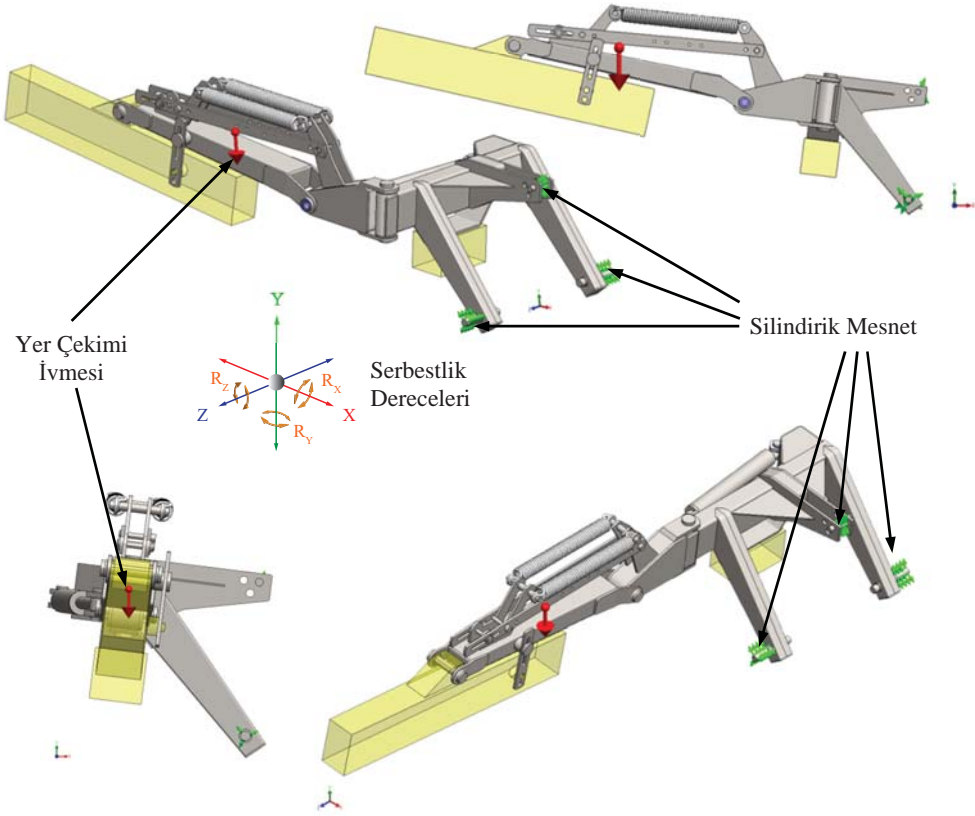
Makinenin askı konumu yüklenme hallerinde makinenin yatay düzlemle yaptığı açının belirlenmesi için TÇBM traktör üç nokta bağlantı düzenine bağlanmış ve askı konumuna alınmıştır. Bu konumda makinenin yatay düzlem ile Şekil 4.22’de gösterildiği üzere yaklaşık  $7.10^\circ$  lik bir açı yaptığı belirlenmiştir.



Şekil 4.22. TÇBM askı konumu yatayla yaptığı açı

Hazırlanan ilk iki FEA’da gerekli sınır koşulları gerçek çalışma koşullarında olduğu gibi makinenin traktöre bağlandığı ve  $7.10^\circ$  ile askı konumuna alındığı pozisyon ile tanımlanmıştır. Makinenin traktöre bağlandığı askı düzeni pimlerine silindirik mesnet (Hinge/Cylindrical Support) uygulanmıştır. Tanımlanan silindirik mesnet prensibine göre, tanımlanan pim yüzeyinin X, Y, Z düzlemlerindeki ve  $R_x$ ,  $R_y$  eksenlerindeki tüm serbestlik dereceleri kısıtlanmış durumdadır ve yalnızca pim’in  $R_z$  ekseninde serbest dönme hareketine izin verilmektedir. Makineye etki eden yük makinenin yer çekimi etkisindeki toplam ağırlığıdır. Makinenin yüklenme koşulunun sağlanması için FEA yazılımı içerisinde yer çekimi ivmesi  $9.81 \text{ m s}^{-2}$  olarak tanımlanmıştır. Makinenin iş ve yol pozisyonu askı konumları için SW-Simulation içerisinde tanımlanan sınır şartları Şekil 4.23’de gösterilmiştir.

Makinenin hasat durumundaki yüklenme koşulunu tanımlamak için makine çeki kuvveti referans alınmıştır. Çeki kuvveti Eşitlik 4.1 kullanılarak hesaplanmıştır. Bir traktör motorunda geliştirilen güç; tarım makinelerine kuyruk mili, hidrolik sistemler ya da çeki elemanları ile iletilmektedir. Özellikle kuyruk milinden hareketli hasat makineleri gibi makineler ile yapılan işlerde traktör motor gücü; makineye hareket vermek ve makinenin çekilebilmesi amacıyla traktör kuyruk mili gücü ve çeki gücü olarak aynı anda dağıtılmaktadır.



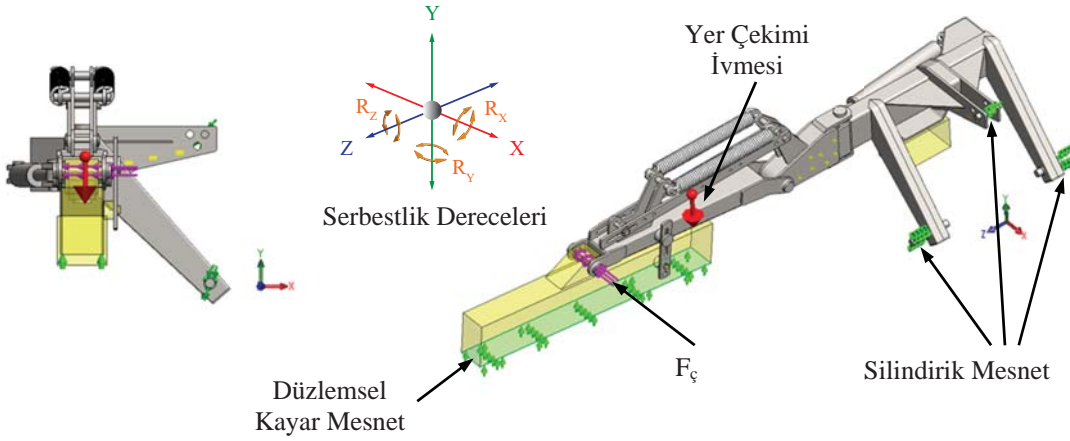
Şekil 4.23. TÇBM yol (a) ve iş (b) pozisyonu askı konumu sınır şartları

Bir kuvvet makinası olarak traktörden iş makinalarına hareketin çeki kuvveti şeklinde iletimi, üç nokta bağlantı düzeni veya çeki demiri ile yapılmaktadır. Çeki gücü iletimi sırasında hareket iletim organları kayıpları, zemin özellikleri, yuvarlanma direnci, patinaj vb. gibi parametrelere bağlı olarak bazı kayıplar söz konusudur. Bu nedenle traktör motor gücü, çeki gücüne % 100 oranında iletilmemektedir (Gülsoylu 1995, Sümer 2005, Küçüksarıyıldız 2006, Sabancı ve Akıncı 2012). Bu çalışma kapsamında kurulan taslak FEA'larda, TÇBM ile çalışmada, traktörün yumuşak tarla yüzeyinde hareket ettiği, % 10 patinaj kaybı ile toplam traktör gücünün % 50'sinin makine çeki gücüne dönüştüğü kabul edilmiştir (Altınışık, 2012). Bunun yanı sıra, TÇBM için kurulan taslak analizlerde, makinenin çalışma koşullarında yüklenmeyi etkileyecek bitki materyal yoğunluğu, hareket iletim üniteleri, makine malzeme özellikleri vb. değişkenler dikkate alınarak makinenin tam yüklenme koşuluna göre iki kat yüklenme katsayısı kullanılmıştır. Böylelikle makinenin tasarım amacını aşan yüklenme koşullarında dahi verdiği deformasyon davranışı görsel olarak daha iyi değerlendirilebilmiştir.

Makine kataloğu teknik özelliklerinde traktör motor gücü ihtiyacı 18.4 [kW] (25 [HP]) olarak verilmiştir. Makinenin hasat işlemi sırasında ortalama ilerleme hızı ise  $V=2.36 \text{ [m s}^{-1}\text{]}$  ( $8.5 \text{ [km h}^{-1}\text{]}$ ) kabul edilmiştir (Araç 2001). Buna göre, taslak FEA'larda iki kat yüklenme katsayısı ile birlikte maksimum çeki kuvveti değeri  $F_{\text{ç}}=7793.3 \text{ [N]}$  olarak hesaplanmıştır.

Hesaplanan  $F_{\phi}$  kuvveti makinenin tambur grubu bağlantı pimine uygulanmıştır. Makinenin hasat konumunda tambur grubu alt diskinin toprakla temas ettiği varsayılmıştır. Bu durumda tambur grubunu temsil eden bloğun alt yüzeyi için düzlemsel kayar mesnet uygulanarak, XZ düzlemindeki serbestlik derecesi hariç tüm düzlemsel ve dönme serbestlik dereceleri kısıtlanmıştır. Yer çekimi ivmesi  $9.81 [m s^{-2}]$  olarak tanımlanmıştır. TÇBM traktör bağlantısı için FEA yazılımı içerisinde bağlantı pimleri yüzeyine silindirik mesnet tanımlanmıştır. Çeki kuvveti, yer çekimi ivmesi, düzlemsel kayar mesnet ve silindirik mesnetlerin tanımlandığı sınır şartları Şekil 4.24’de gösterilmiştir.

$$N_{\phi} [W] = F_{\phi} [N] V [m s^{-1}] \quad (4.1)$$

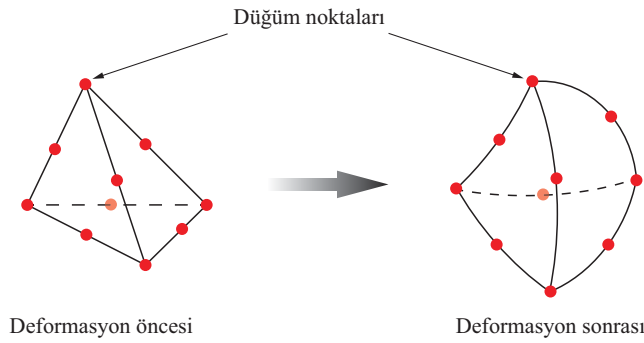


Şekil 4.24. TÇBM hasat pozisyonu iş konumu sınır şartları

TÇBM imalatında bazı elemanların birleştirilmesi için sökülemez kaynaklı birleştirme uygulamaları, bazı elemanlar için civata-somun ve bağlantı pimleri gibi sökülebilir birleştirme uygulamaları kullanılmıştır. Makine imalat montajının FEA’da gerçekçi bir şekilde simüle edilebilmesi yapılacak optimize edilebilirlik değerlendirmeleri bakımından önemlidir. Bu nedenle çözüm süresinin bir miktar uzaması kabul edilerek, sökülebilir elemanların temas ettiği yüzeyler ve bazı birbiri üzerinde hareket eden eleman yüzeyleri arasında non-lineer sürtünmeli temas (Frictional contact), kaynaklı birleştirme işleminin yapıldığı elemanların temas ettiği yüzeyler için yapışık temas (Bonded contact) tanımlamaları yapılmıştır. Parçalar arası sürtünme katsayısı olarak 0.12 atanmıştır (Kutay 2003). Literatürde non-lineer FEM tabanlı analizlerin çözümü süreci içerisinde non-lineerlik üç başlıkta incelenmektedir. Bunlar geometrik non-lineerlik, malzeme non-lineerliği ve sınır şartları / temas non-lineerliğidir (Wakayabashi vd. 2008, SolidWorks Doc. 2010a, Celik vd. 2011b). Bu durumda gerçekleştirilen TÇBM Taslak FEA’ları sınır şartları / temas non-lineerliği özelliği taşımaktadır.

#### 4.4.3.4 TÇBM taslak FEA'lar için FE modelinin oluşturulması (Meshing)

TÇBM taslak FEA'ları için FE modelleri SW-Simulation elemanlara ayırma (Meshing) fonksiyonları kullanılarak otomatik olarak oluşturulmuştur. Kurulan her bir FEA için ayrı bir elemanlara ayırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Elemanlara ayırma işleminde 10 adet düğüm noktasına (Nod) sahip, ikinci derecen (Yüksek derece (Kalite), parabolik) katı tetrahedral eleman tipi kullanılmıştır. Bu eleman tipinde her bir eleman; 4 adet eleman uç noktalarında, 6 adet eleman köşelerinde olmak üzere 10 adet düğüm noktasına (Nod) sahiptir ve her bir düğüm noktası üç serbestlik derecesi ile tanımlanmıştır. Bu tip ikinci dereceden bir elemanın köşeleri ve yüzeyleri, yükleme altında deforme olan geometrinin deformasyonunu yüksek derecede temsil edebilmek için gerektiğinde eğrisel bir şekil alabilmektedir (Şekil 4.25) (SolidWorks Doc. 2010b).



Şekil 4.25. İkinci dereceden 10 nod tetrahedral katı eleman

TÇBM için kurulan taslak FEA'larda, FE modellerin tümü aynı elemanlara ayırma parametreleri tanımlanarak oluşturulmuştur. Elemanlara ayırma işleminde eğrilik tabanlı elemanlara ayırma (Curvature based meshing) yaklaşımı uygulanmıştır. Bu yaklaşım ile eleman sayısı yoğunluğu tanımlanan katı modelin geometrik sınırlarına (Dik veya yuvarlak köşeler, delikler vb. gibi) göre oluşturulmaktadır. Böylece oluşturulan FE modelinde tanımlanan katı model geometrisi yüksek derecede temsil edilebilmektedir (Semenova 2004, Dassault Systeme 2012c). TÇBM Taslak FEA'lar için oluşturulan FE modelinde kullanılacak uygun eleman boyutunu belirlemek için ön denemeler gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak; FE çözümünün yapılacağı bilgisayar platformu gücü, makine montaj büyüklüğü ve model geometrisi göz önünde tutularak TÇBM en uygun şekilde temsil edebilecek bir eleman boyutu tanımlanmıştır. TÇBM taslak FEA analizleri için oluşturulan sonlu eleman modelleri ve modellere ait detaylar Şekil 4.26'da verilmiştir.



Sonlu Eleman Modeli Detayları	
Çalışma Başlığı	: TÇBM İş Pozisyonu Askı Konumu
Elemanlara Ayırma Yaklaşımı	: Eğrilik Tabanlı (Curvature Based)
Elemanlar Ayırma Kalitesi	: Yüksek
Eleman Tipi	: Katı / İkinci Derece ( Parabolik ) 10 Nod Terahedral
Maks. Eleman Boyutu	: 50 mm
Min. Eleman Boyutu	: 10 mm
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	: 351 113
Toplam Eleman Sayısı	: 183 772
Toplam Serbestlik Derecesi	: 1 049 490



Sonlu Eleman Modeli Detayları	
Çalışma Başlığı	: TÇBM Yol Pozisyonu Askı Konumu
Elemanlara Ayırma Yaklaşımı	: Eğrilik Tabanlı (Curvature Based)
Elemanlar Ayırma Kalitesi	: Yüksek
Eleman Tipi	: Katı / İkinci Derece ( Parabolik ) 10 Nod Terahedral
Maks. Eleman Boyutu	: 50 mm
Min. Eleman Boyutu	: 10 mm
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	: 358 302
Toplam Eleman Sayısı	: 186 737
Toplam Serbestlik Derecesi	: 1 067 181



Sonlu Eleman Modeli Detayları	
Çalışma Başlığı	: TÇBM İş Pozisyonu Hasat Konumu
Elemanlara Ayırma Yaklaşımı	: Eğrilik Tabanlı (Curvature Based)
Elemanlar Ayırma Kalitesi	: Yüksek
Eleman Tipi	: Katı / İkinci Derece ( Parabolik ) 10 Nod Terahedral
Maks. Eleman Boyutu	: 50 mm
Min. Eleman Boyutu	: 10 mm
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	: 438 230
Toplam Eleman Sayısı	: 223 626
Toplam Serbestlik Derecesi	: 1 307 921



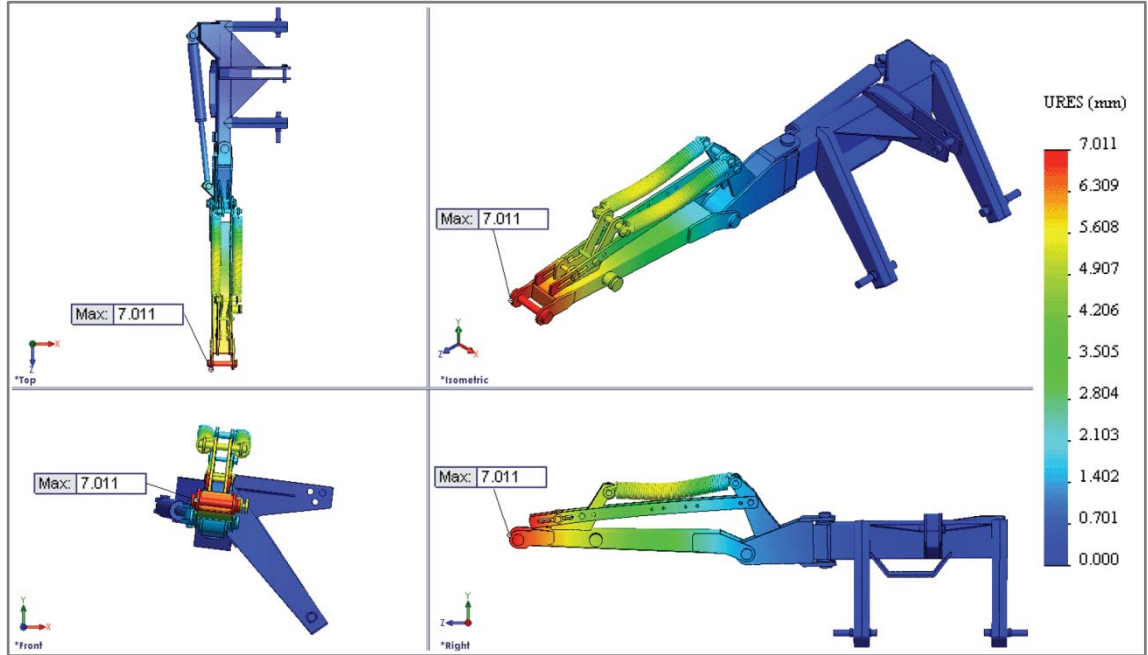
Şekil 4.26. TÇBM taslak FEA sonlu eleman modelleri

#### 4.4.3.5 TÇBM taslak FEA'lar için çözüm işlemi ve FEA çıktılarının değerlendirilmesi

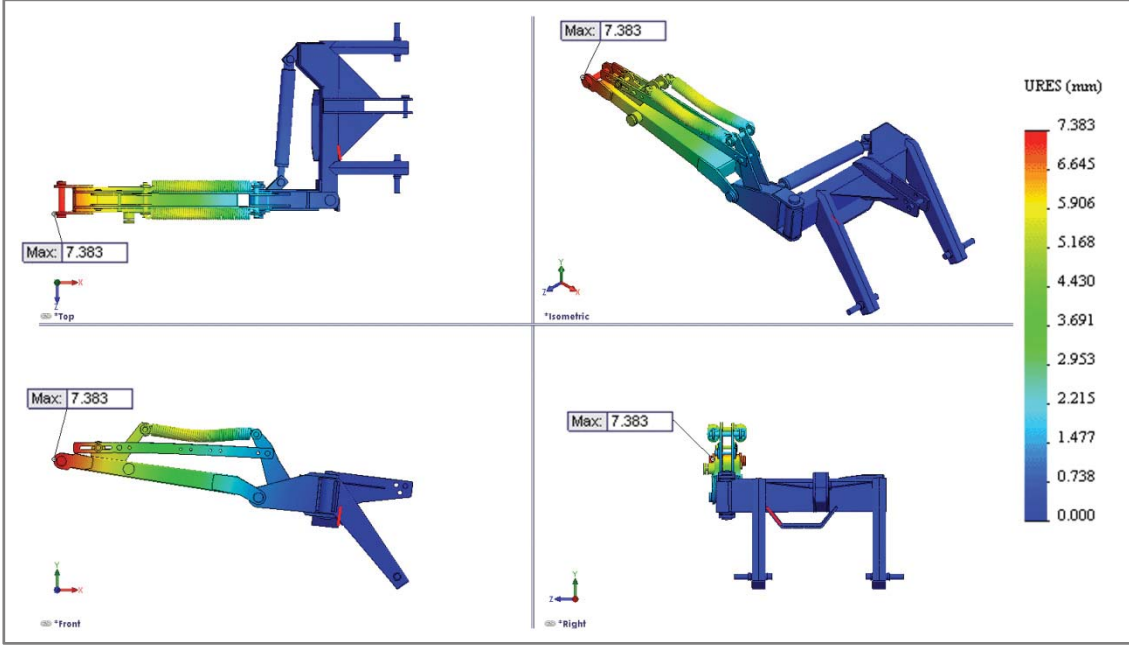
FEM işlem öncesi uygulama adımlarının tamamlanmasından sonra tüm senaryolar için çözüm işlemi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar kayıt edilmiştir. Gerçekleştirilen FEA'lar için yapılan değerlendirmeler; toplam deformasyon davranışının değerlendirilmesi ve tanımlanan hasar kriterine göre TÇBM elemanları üzerinde hesaplanan güvenli çalışma katsayıları dağılımının değerlendirilmesi olmak üzere iki aşamada gerçekleştirilmiştir.

##### 4.4.3.5.1 TÇBM deformasyon davranışının değerlendirilmesi

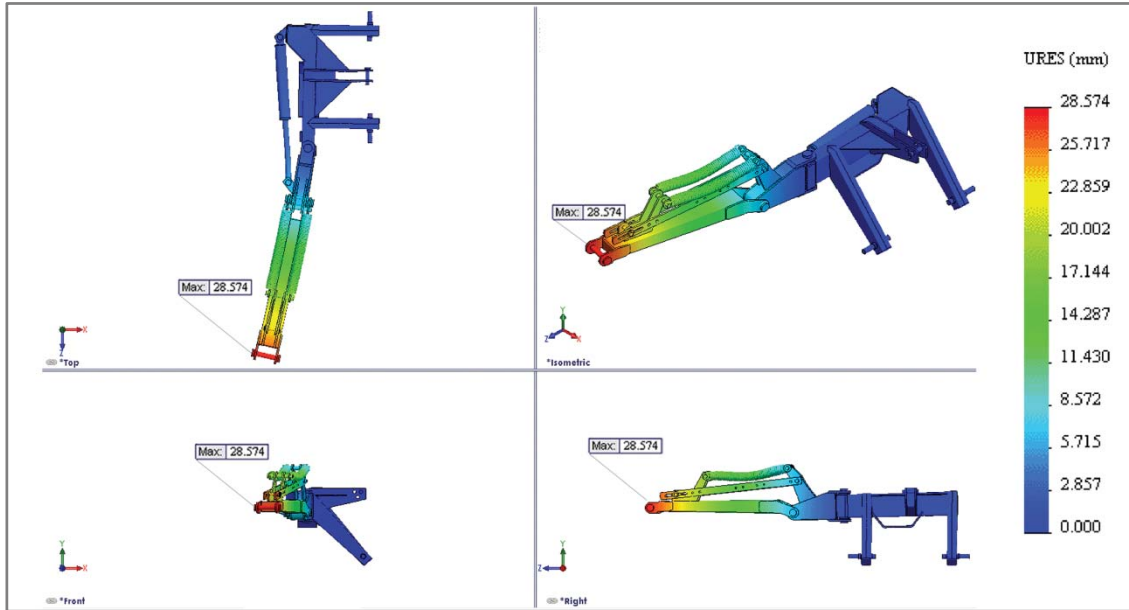
FEM analizlerinde bir elemanın tanımlanan yüklenme koşulları altındaki deformasyon davranışının incelenmesi ile; gerçekleştirilen FEA'nın mantıklı bir şekilde kurulup kurulmadığı, eleman deformasyon davranışının ve miktarının makul ve/veya kabul edilebilir sınırlar içerisinde olup olmadığı, makinenin farklı ve benzer yüklemeler altında gösterebileceği deformasyon davranışının tahmin edilmesi vb. gibi konular hakkında önemli bilgiler elde edilebilmektedir. Bu nedenle deformasyon davranışının görsel ve sayısal değerlendirilmesi önemlidir. TÇBM için hazırlanan senaryolarda yüklenme altında makinenin deformasyon / yer değiştirme davranışını gösteren FEA simülasyon çıktıları Şekil 4.27, Şekil 4.28 ve Şekil 4.29'da verilmiştir.



Şekil 4.27. TÇBM iş pozisyonu askı konumu deformasyon davranışı  
(Simülasyon görsel skalası: 10x)



Şekil 4.28. TÇBM yol pozisyonu askı konumu deformasyon davranışı (Simülasyon görsel skalası: 10x)



Şekil 4.29. TÇBM iş pozisyonu hasat konumu deformasyon davranışı (Simülasyon görsel skalası: 10x)

TÇBM için kurulan FEA'lar sonucu maksimum deformasyon / yer değiştirme miktarı; iş pozisyonu askı konumu için 7.011 [mm], yol pozisyonu askı konumu için 7.383 [mm] ve iş pozisyonu hasat konumu için 28.574 [mm] olarak hesaplanmıştır. Tüm

senaryolardaki yükleme koşulları için maksimum deformasyon değerinin ortaya çıktığı bölge tambur grubu bağlantı mili civarındadır. FEA simülasyon çıktılarına göre TÇBM için tanımlanan senaryolardaki yükler altında ortaya çıkan deformasyon davranışı eğiliminde her hangi bir anormallik görülmemektedir. Bununla beraber elde edilen deformasyon değerleri oldukça küçük değerlerdir. Lineer bir yaklaşımla düşünüldüğü takdirde, bu değerlerin makinenin yol pozisyonu konumunda engebeli yollarda taşınması sırasında artacağı muhtemeldir. Ancak statik konumdaki değerlerin çok küçük olması nedeni ile makinenin taşıma sırasında ortaya çıkan deformasyonların her hangi bir yapısal probleme sebep olmayacak miktarda değişeceği FEA simülasyon çıktıları referans alınarak söylenebilir.

#### **4.4.3.5.2 TÇBM güvenli çalışma katsayıları dağılımının değerlendirilmesi**

TÇBM için hasar durumunun değerlendirilmesinde, maksimum şekil değiştirme enerjisi (Von Mises) teorisi referans alınmıştır. Hasar kriteri olarak TÇBM elemanlarına ait malzeme akma dayanımları kabul edilmiştir. Optimize edilebilirlik değerlendirmesinde kolaylık sağlamak amacı ile, gerilme değerleri yerine güvenli çalışma katsayıları (GÇK) dağılımına ait FEA çıktıları referans alınmıştır. Buna göre hasar durumu değerlendirilmesinde TÇBM FEA'larında elde edilen eşdeğer Von Mises gerilmelerinin, TÇBM modelinde kullanılan malzemelerin akma dayanımları ile karşılaştırılması neticesinde hesaplanan GÇK'larına ait dağılımlar hazırlanmıştır.

Özellikle makinenin yol pozisyonu konumunda iken engebeli yollarda taşınması sırasında, yol engebelerinden kaynaklı makinenin ivmelenmesi neticesinde, yer çekimi etkisinde kendi ağırlığı ile yüklenen makinenin statik durumdaki yüklenme miktarından daha yüksek bir yüklenme miktarı ile yükleneceği muhtemeldir. Bu nedenle önceden tahmin edilmesi zor olan yüklenme miktarlarını da değerlendirmelerde dikkate almak için GÇK dağılım çıktıları 1, 2, 10 ve 15 katsayıları ile hesaplanmıştır. Böylece makinenin yüksek değişken yükleme koşullarındaki durumu değerlendirmeler içerisine dâhil edilebilmiştir. TÇBM yüklenme senaryoları için hazırlanmış 1, 2, 10 ve 15 kat GÇK dağılımlarını gösteren FEA çıktıları Şekil 4.30, Şekil 4.31 ve Şekil 4.32'de verilmiştir.

Çalışma Başlığı : İş pozisyonu askı konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 1

■ GÇK < 1  
■ GÇK > 1



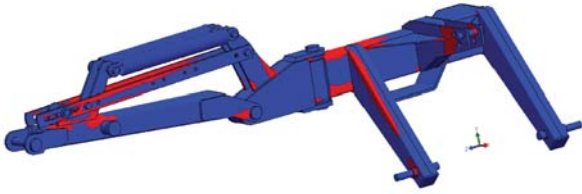
Çalışma Başlığı : İş pozisyonu askı konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 2

■ GÇK < 2  
■ GÇK > 2



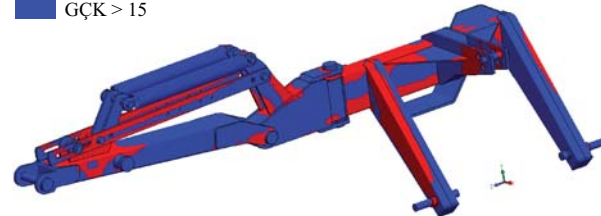
Çalışma Başlığı : İş pozisyonu askı konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 10

■ GÇK < 10  
■ GÇK > 10



Çalışma Başlığı : İş pozisyonu askı konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 15

■ GÇK < 15  
■ GÇK > 15



Şekil 4.30. İş pozisyonu askı konumu farklı GÇK dağılımlarını gösteren FEA çıktıları

Çalışma Başlığı : Yol pozisyonu askı konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 1

■ GÇK < 1  
■ GÇK > 1



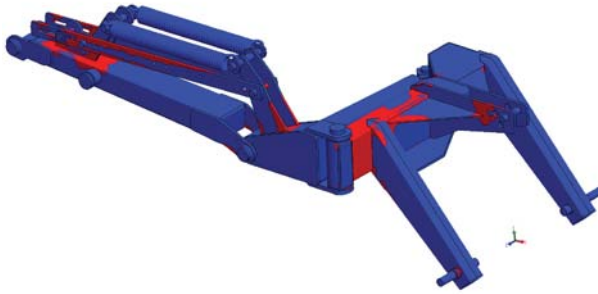
Çalışma Başlığı : Yol pozisyonu askı konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 2

■ GÇK < 2  
■ GÇK > 2



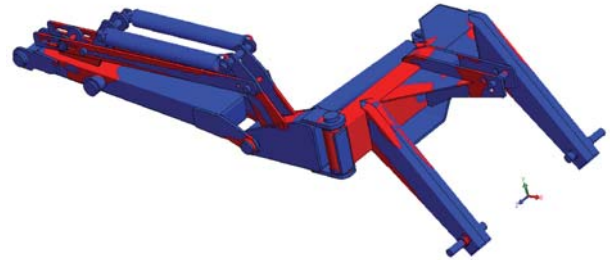
Çalışma Başlığı : Yol pozisyonu askı konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 10

■ GÇK < 10  
■ GÇK > 10



Çalışma Başlığı : Yol pozisyonu askı konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 15

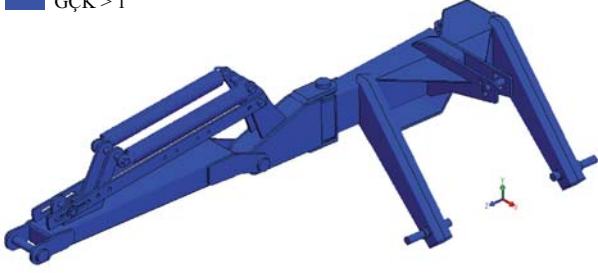
■ GÇK < 15  
■ GÇK > 15



Şekil 4.31. Yol pozisyonu askı konumu farklı GÇK dağılımlarını gösteren FEA çıktıları

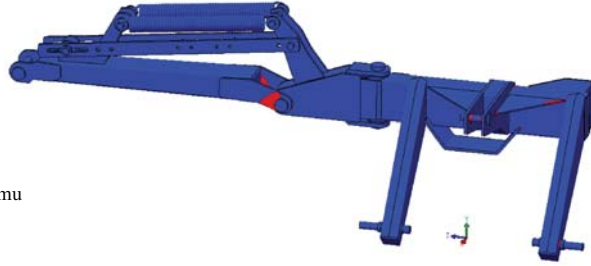
Çalışma Başlığı : İş pozisyonu hasat konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 1

■ GÇK < 1  
■ GÇK > 1



Çalışma Başlığı : İş pozisyonu hasat konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 2

■ GÇK < 2  
■ GÇK > 2



Çalışma Başlığı : İş pozisyonu hasat konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 10

■ GÇK < 10  
■ GÇK > 10



Çalışma Başlığı : İş pozisyonu hasat konumu  
Hasar Kriteri : Von Mises  
Güvenli Çalışma Katsayısı (GÇK) : 15

■ GÇK < 15  
■ GÇK > 15



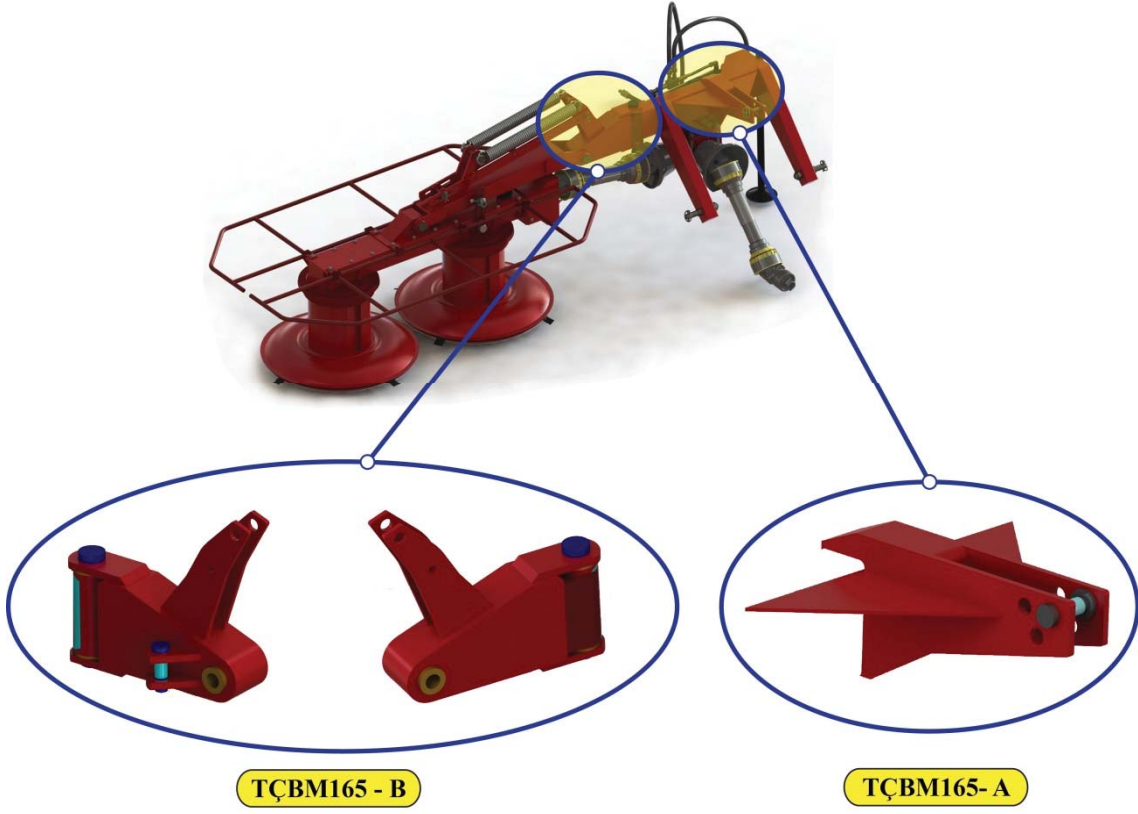
Şekil 4.32. İş pozisyonu hasat konumu farklı GÇK dağılımlarını gösteren FEA çıktıları

TÇBM'nin toplam çalışma çevrimi senaryosunda, makinenin yüklenme koşullarındaki GÇK dağılımlarını gösteren FEA çıktıları, makineye ait yapısal elemanların hasar risk bölgeleri hakkında önemli bilgiler vermektedir. Buna göre, makinenin iş ve yol pozisyonu askı konumlarındaki GÇK'nın 1 ve 2 olduğu durumlarda, makine üzerinde hiçbir noktada hasar göstergesi bulunmamaktadır. Ancak, makinenin taşınması sırasında oluşabilecek değişken yüklenme koşullarını da değerlendirmek için, çok yüksek GÇK değerleri (10 ve 15) ile de hesaplamalar yapılmıştır. Buna göre yapılan hesaplamalar sonucunda makine elemanları üzerindeki bazı noktalarda, hasar kriterinin aşıldığı bölgeler oluşmuştur (Bkz. Şekil 4.30, Şekil 4.31). Benzer şekilde TÇBM iş pozisyonu hasat konumu senaryosunda makine, gerçekte zorlanabilmesi çok zor olan maksimum yüklenme koşulu ile yüklenmiştir. Bu durumda dahi normal çalışma koşulları için makineye ait yapısal elemanlarda, hasar riski görülmemiştir. Ancak GÇK'nın 10 ve 15 olduğu değerler gibi daha yüksek değerler olarak atandığı hesaplamalarda, makine üzerinde hasar risk bölgeleri ortaya çıkmıştır (Bkz. Şekil 4.32). Çok yüksek GÇK ile gerçekleştirilen yüklemelerde hasarın oluşması olağan ve beklenen bir durumdur.

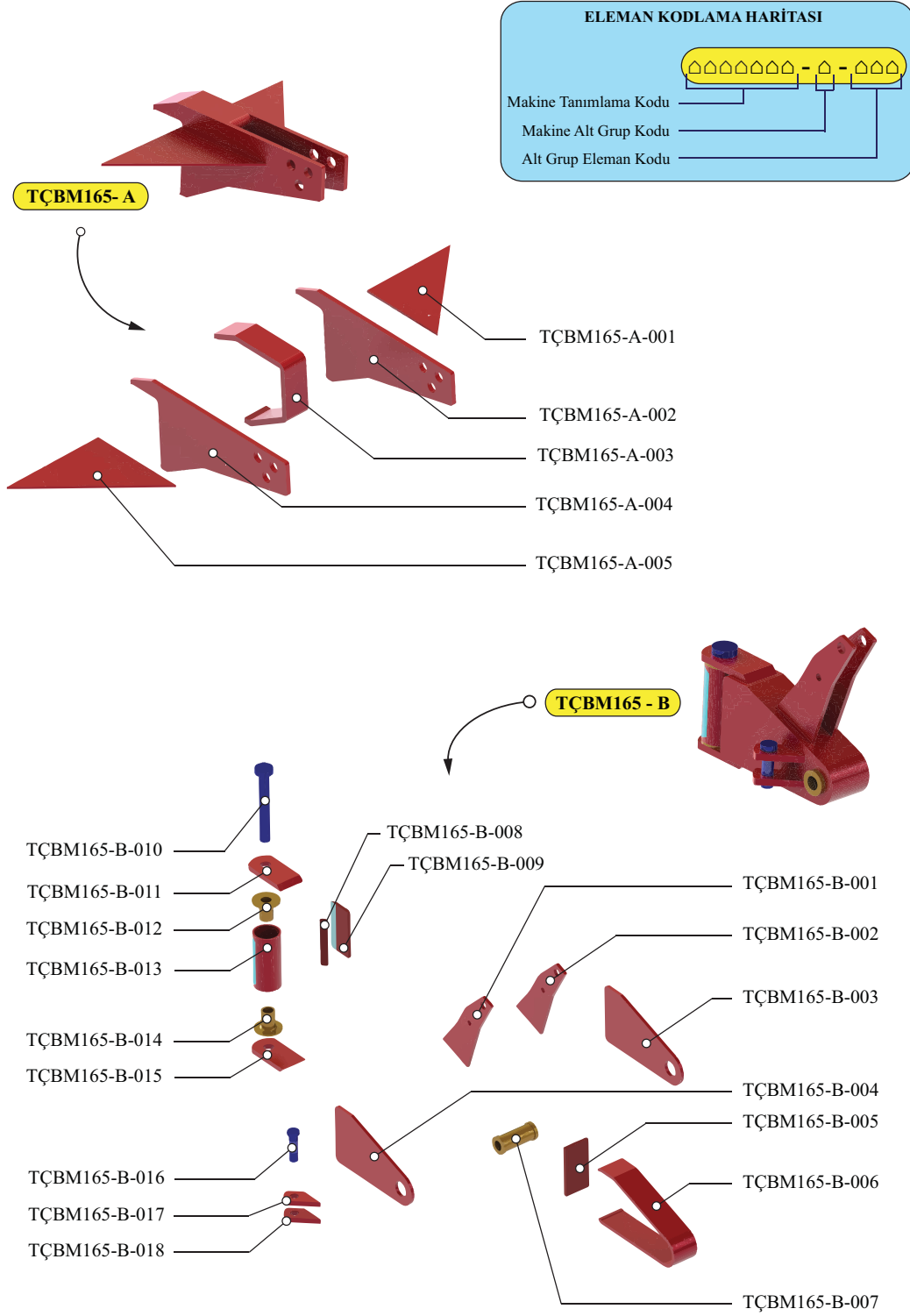
Gerçekleştirilen tüm taslak FEA'larda, normal çalışma koşullarında makine elemanları üzerinde her hangi bir hasar riski görülmemiştir. Ancak, makinenin hasar riski eğilimini belirlemek amacıyla makinenin uzun süreli ve çoğunlukla yüklenmeyeceği koşullar için, yüksek GÇK sayıları ile hasar riski altında olan elemanlar değerlendirilmiştir. Tüm taslak FEA simülasyon çıktılarına göre; özellikle makine için kritik öneme sahip hareketli bağlantı grubu elemanları ve makinenin traktöre asıldığı TÇBM traktör bağlantı destek elemanları için, çok yüksek GÇK'ları ile yüklendiği durumlarda dahi, bu elemanlar üzerinde hasarsız bölgeler ve homojen olmayan gerilme yığılmaları görülmektedir. Bu durum makinenin yapısal anlamda optimize edilebilirliği konusunu ortaya çıkarmaktadır. Bu değerlendirmeler TÇBM'ye ait çeşitli elemanlar için homojen gerilme dağılımlarının elde edilebileceği, optimum geometrik parametrelerin arandığı, malzeme azaltılmasını hedefleyen bir yapısal optimizasyon çalışmasının öngörülebileceğini göstermektedir.

FEA sonuçlarına göre, TÇBM için optimize edilebilirlik kararı alınmış ve makineye ait bazı örnek eleman grupları, yapısal optimizasyon tekniklerinin örneklendirilmesinde kullanılmak üzere seçilmiştir. Elemanların seçiminde, kritik yüklenme bölgeleri ve yapısal optimizasyon tekniklerinin uygulanabilirliği dikkate alınmıştır. Seçilen eleman grupları Şekil 4.33'de verilmiştir. Bu eleman grupları; üç nokta bağlantı elemanı için TÇBM165-A, tambur grubu bağlantı elemanı grubu için ise TÇBM165-B olarak kodlanmıştır. Daha sonra, her bir yapısal gruba ait elemanlar ayrı ayrı kodlanarak isimlendirilmiştir. Seçilen TÇBM165-A ve TÇBM165-B gruplarına ait elemanlar ve kodlar Şekil 4.34'de gösterilmiştir.





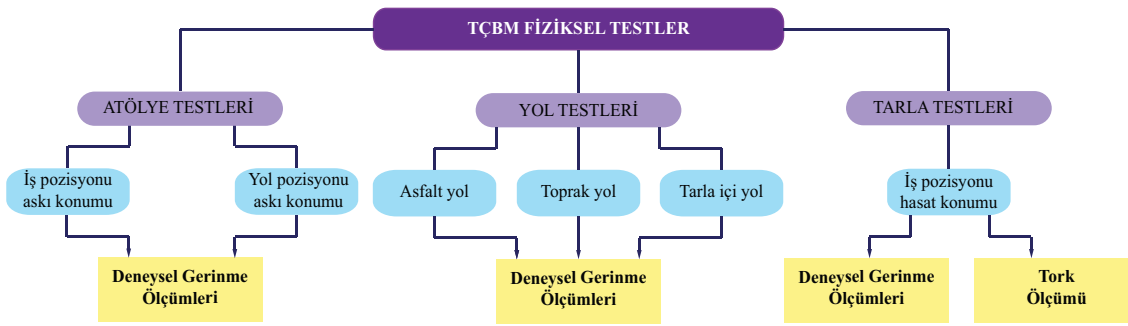
Şekil 4.33. Optimizasyon çalışması için seçilen eleman grupları



Şekil 4.34. Yapısal eleman kodları

## 4.5 TÇBM Fiziksel Test ve Gerilme Analizleri

TÇBM'nin gerçek çalışma koşullarındaki deformasyon davranışlarını değerlendirmek ve makine eleman gruplarının detaylı FE gerilme analizlerini doğrulamak için makine değişik fiziksel testlere tabi tutulmuştur (Şekil 4.35). Fiziksel testlerin kurulmasında TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosu referans alınmıştır. Bu senaryoda yer alan her bir çalışma konumu için deneysel gerinme ölçümleri yapılmıştır. Ayrıca, tarla testleri/iş pozisyonu/hasat konumu testlerinde eş zamanlı olarak traktör kuyruk mili tork ölçümleri yapılmıştır. Elde edilen tüm ölçüm sonuçlarına göre daha önce belirlenen eleman grupları ve bazı hareket iletim elemanları için gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir. TÇBM için kurulan fiziksel testler şematik olarak Şekil 4.35'de verilmiştir.



Şekil 4.35. TÇBM fiziksel testler

### 4.5.1 TÇBM fiziksel testlerinde kullanılan bilgisayar destekli ölçme sistemleri

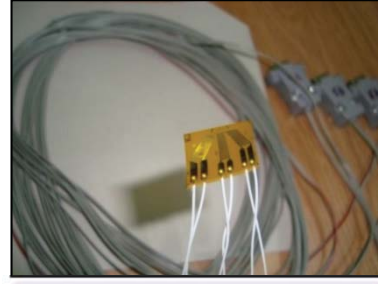
TÇBM fiziksel testlerinde, deneysel gerinme ölçümleri ve kuyruk mili tork ölçümleri için bilgisayar destekli ölçme sistemleri kullanılmıştır. Deneysel gerinme ölçümleri Strain-Gauge (SG) yöntemi ölçüm setiyle, kuyruk mili tork ölçümleri ise torkmetre kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

#### 4.5.1.1 SG ölçüm seti

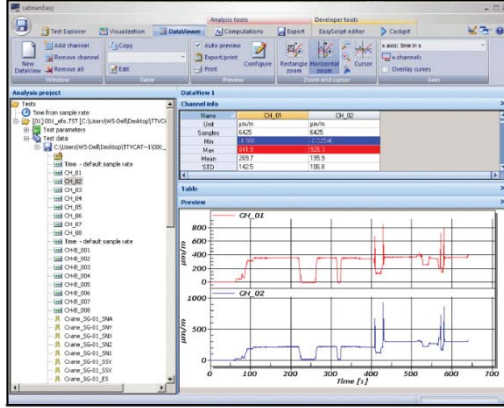
TÇBM deneysel gerilme analizleri, SG yöntemi ile ölçülen deneysel gerinme verilerinden yararlanılarak gerçekleştirilmiştir. Gerinme ölçümlerinde HBM marka, QuantumX MX840A modeli, 8 kanal, 24 bit çözünürlük kapasitesi olan universal bir veri toplama modülü, HBM K-RY81-6 serisi 0°/45°/90° üç elemanlı, 120 [ohm] dikdörtgen rozet Strain-Gauge'ler kullanılmıştır (HBM 2011 a, b). Tüm fiziksel testlerde ölçüm hassasiyetinin yüksek olmasına dikkat edilmiş ve 50 [Hz] ( $[s^{-1}]$ ) örnekleme oranı ile veriler kayıt edilmiştir. Ölçülen gerinme değerlerinin, gerilme değerlerine dönüştürülmesi ve veri kayıt işlemleri CATMAN bilgisayar yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Bu programda ölçümler ve veri dönüşümleri eş zamanlı olarak gerçekleştirilmiştir. TÇBM fiziksel testler sırasında kullanılan veri toplama modülü, örnek bir SG rozet ve CATMAN yazılımına ait arayüz örneği Şekil 4.36'da gösterilmiştir.



SG Ölçüm seti



0/45/90° Rozet SG



CATMAN yazılımı arayüzü

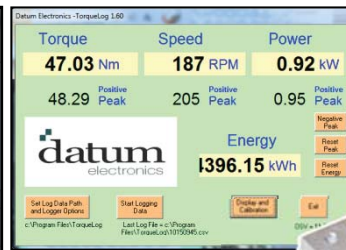


Quantum X MX-840A veri toplama modülü

Şekil 4.36. SG ölçüm seti ve bileşenleri

#### 4.5.1.2 Tork ölçüm seti

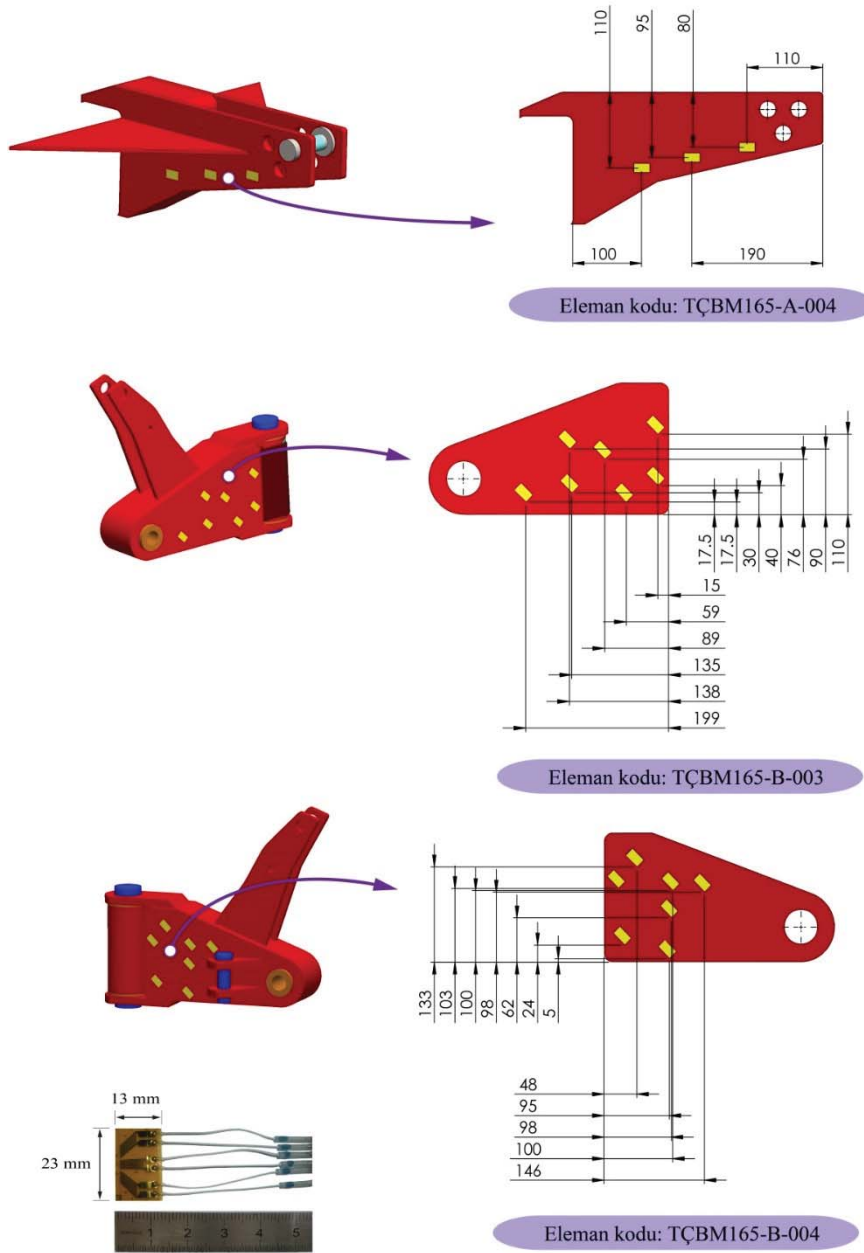
TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosunda yer alan tarla hasat testlerinde makinenin hasat işlemi sırasında bazı hareket iletim elemanları üzerinde meydana gelen gerilme dağılımlarını değerlendirebilmek için kuyruk mili tork değerlerinden yararlanılmıştır. Kuyruk mili tork ölçümleri DATUM-Electronics marka, 420 Serisi, 0-1800 [N m] ölçüm kapasiteli bir torkmetre ve DATUM-Electronics tarafından geliştirilmiş Torque Log veri toplama ve veri kayıt yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tüm veriler cihaz kapasitesine göre 10 [Hz] ( $[s^{-1}]$ ) örnekleme oranı ile kayıt edilmiştir. Kullanılan tork ölçüm sistemi, torkmetre ve veri kayıt yazılımı arayüz örneği Şekil 4.37’de gösterilmiştir (DATUM 2007).



Şekil 4.37. Tork ölçüm seti

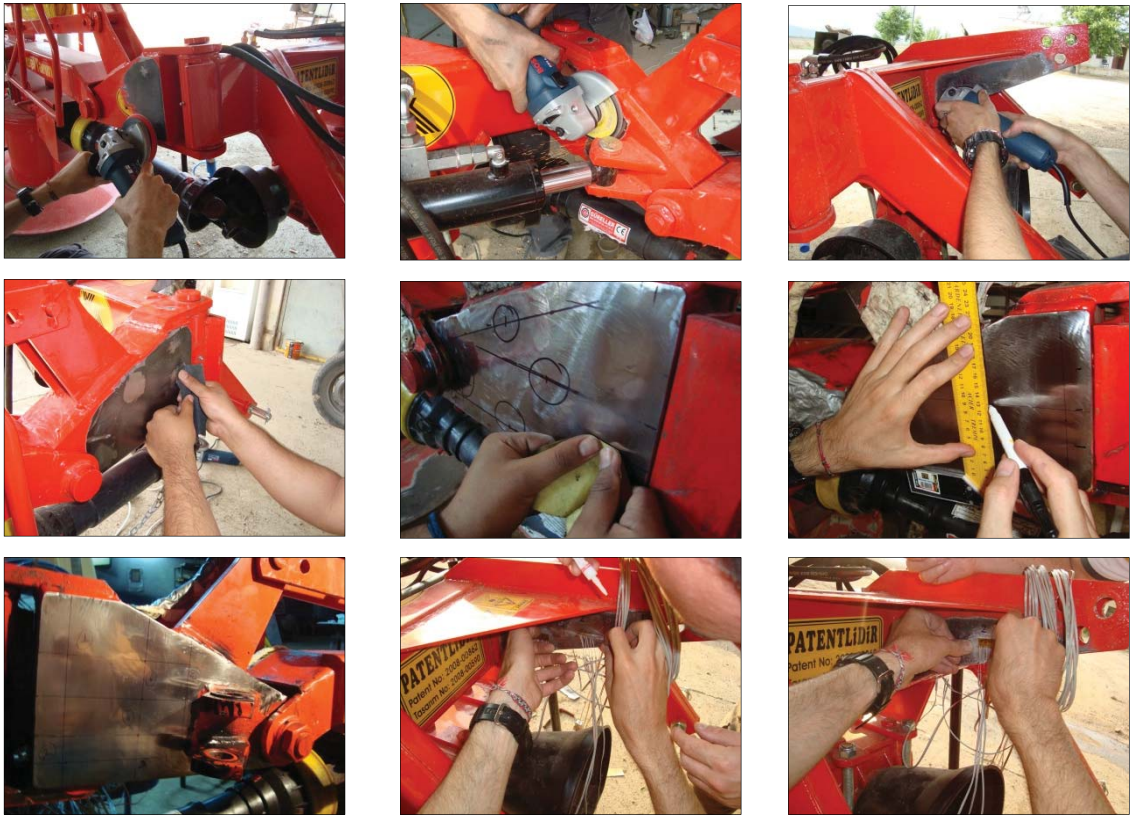
#### 4.5.2 TÇBM eleman grupları SG yerleştirme işlemi

TÇBM için kurulan fiziksel testlerde gerilme ölçümleri, daha önce seçilen TÇBM'e ait grup elemanları üzerinde çeşitli noktalara yerleştirilen SG rozetler aracılığı ile gerçekleştirilmiştir. SG rozetlerin yerleşim noktalarının seçilmesinde, daha önce gerçekleştirilen taslak FEA simülasyon çıktıları göz önünde bulundurulmuş ve bu noktaların TÇBM'nin fiziksel yüklenme koşulları altında elemanlar üzerinde ortaya çıkabilecek yüksek ve düşük gerilme dağılımlarının sağlıklı bir şekilde temsil edebilirliği dikkate alınmıştır. Seçilen eleman grupları üzerindeki SG yerleşim planı Şekil 4.38'de ayrıntılı bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 4.38. SG rozetleri için yerleşim planı

SG yerleşim planına göre TÇBM165-B-003 ve TÇBM165-B-004 için yedi adet, TÇBM165-A-004 için üç adet SG rozet kullanılmıştır. SG rozetler, özel bir adhezif yapıştırıcı kullanılarak çelik esaslı elemanlar üzerine ilgili literatürlerde verilen uygulama adımları takip edilerek yapıştırılmıştır (Hoffmann 1989). SG yapıştırma işlemi, ölçümlerin sağlıklı alınabilmesi açısından kritik bir öneme sahiptir. Bu nedenle her bir SG yapıştırma işlemi için SG yapıştırma yüzeyleri özenle taşlanmış, ince zımparalanmış, özel kimyasal çözücü (M-Bond 200 Catalyst) ile temizlenerek hazırlanmış ve uygulama adımları dikkatle takip edilmiştir. SG yapıştırma işlemlerinde adhezif yapıştırıcı olarak Wishay marka M Bond 200 özel SG yapıştırıcısı kullanılmıştır (Wishay 2007). SG yüzeyleri, soğuk silikon ve özel bir kaplama bandı ile dış ortamın olumsuz etkilerinden yalıtılmıştır. SG yapıştırma işleminde uygulanan adımlar Şekil 4.39'da örneklendirilmiştir.



Şekil 4.39. SG yapıştırma işlemleri



Şekil 4.39'un devamı

### 4.5.3 TÇBM atölye testleri

TÇBM'nin farklı askı pozisyonlarındaki deformasyon davranışını değerlendirmek amacıyla atölye testleri kurulmuştur. Atölye testleri TÇBM iş ve yol pozisyonu askı konumları için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda TÇBM iş ve yol pozisyonu askı konumu gerilme analizlerinden elde edilen sonuçlar, detaylı FE gerilme analizleri ile elde edilen sonuçların doğrulanması çalışmalarında referans alınacaktır.

Tüm atölye testleri Akdeniz Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Tarım Makinaları Bölümü Araştırma ve Uygulama Atölyesinde gerçekleştirilmiştir. Makinenin atölye testlerinde MF 285 S traktörü güç kaynağı olarak kullanılmıştır.

#### 4.5.3.1 TÇBM iş pozisyonu askı konumu

TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosuna göre makine atölyede muhafaza edilmekte ve hasat zamanı traktöre bağlanarak tarlaya taşınmaktadır. Makine, iş pozisyonu konumunda destek ayağı, açık şekilde atölye zemininde park halinde bulunmaktadır. TÇBM'nin traktöre bağlanmasının ardından ilk olarak traktör hidrolik sistemi vasıtasıyla makine askı konumuna alınmaktadır. Bu durumda makine yer çekimi etkisinde, iş pozisyonu askı konumunda, yalnızca kendi ağırlığı altında yüklenmektedir. Bu yüklenme koşulunun değerlendirilmesi, daha önce seçilen eleman grupları üzerinden alınan deneysel gerilme ölçümleri ve bu gerilme ölçümü verilerinin Von Mises eşdeğer gerilme değerlerine dönüştürülmesi ile gerçekleştirilmiştir. TÇBM iş pozisyonu askı

konumu testlerinde makine askı konumuna alındıktan sonra durağan hale gelmesi beklenmiş ve 30 saniye süre ile gerinme ölçümleri bilgisayar ortamında kayıt edilmiştir. Testler üç tekerrürlü olarak gerçekleştirilmiştir. TÇBM iş pozisyonu askı konumu testleri sırasında çekilmiş resimler ve şematik gösterimi Şekil 4.40’da verilmiştir.

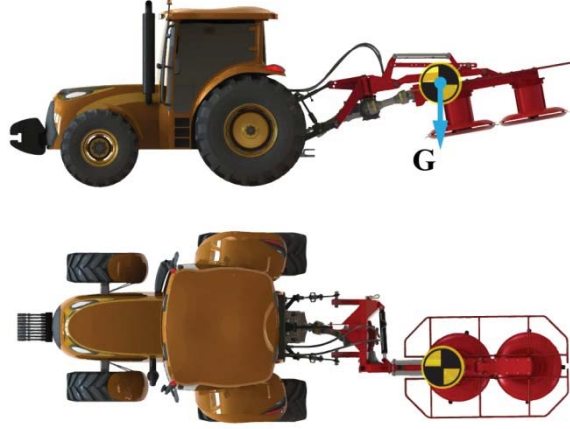


Şekil 4.40. TÇBM iş pozisyonu askı konumu testleri

#### 4.5.3.2 TÇBM yol pozisyonu askı konumu

TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosuna göre, makinenin tarlaya taşınma işlemleri makinenin yol konumuna alınarak gerçekleştirilmektedir. TÇBM traktöre bağlanıp iş pozisyonu askı konumuna alındıktan sonra makine, üzerinde bulunan hidrolik piston yardımıyla yol pozisyonu konumuna alınmaktadır. Bu durumda makine yer çekimi etkisinde, yol pozisyonu askı konumunda, yalnızca kendi ağırlığı ile yüklenmektedir. Benzer şekilde makinenin yüklenme koşulunun değerlendirilmesi daha önce seçilen eleman grupları üzerinden alınan deneysel gerinme ölçümleri ve bu gerinme ölçümü verilerinin Von Mises eşdeğer gerilme değerlerine dönüştürülmesi ile gerçekleştirilmiştir. TÇBM yol pozisyonu askı konumu testlerinde makine iş pozisyonu askı konumundan sonra yol pozisyonuna alınmıştır. Makinenin durağan hale gelmesi beklenmiş ve 30 saniye süre ile gerinme ölçümleri bilgisayar ortamında kayıt edilmiştir. Testler üç tekerrürlü olarak gerçekleştirilmiştir. TÇBM yol pozisyonu askı konumu testleri sırasında çekilmiş resimler ve şematik gösterimi Şekil 4.41’de verilmiştir.





Şekil 4.41. TÇBM yol pozisyonu askı konumu testleri

#### 4.5.4 TÇBM yol testleri

Makinenin tarlaya taşınma işlemi yol pozisyonu konumunda traktör ile gerçekleştirilmektedir. Makinenin taşınması sırasında kullanılan yolların yüzeyindeki engebeler nedeniyle makine yer çekimi doğrultusunda değişken yüklenmeler altında kalmaktadır. Bu fiziksel yüklenme durumları, makinenin farklı yüzey engebelerine sahip asfalt, toprak ve tarla içi yollar olmak üzere üç farklı yol üzerinde test edilmiştir. Makinenin tarlaya taşınması sırasındaki fiziksel testler daha önce seçilen eleman grupları üzerinden alınan deneysel gerinme ölçümleri ve bu gerinme ölçümü verilerinin Von Mises eşdeğer gerilme değerlerine dönüştürülmesi ile değerlendirilmiştir.

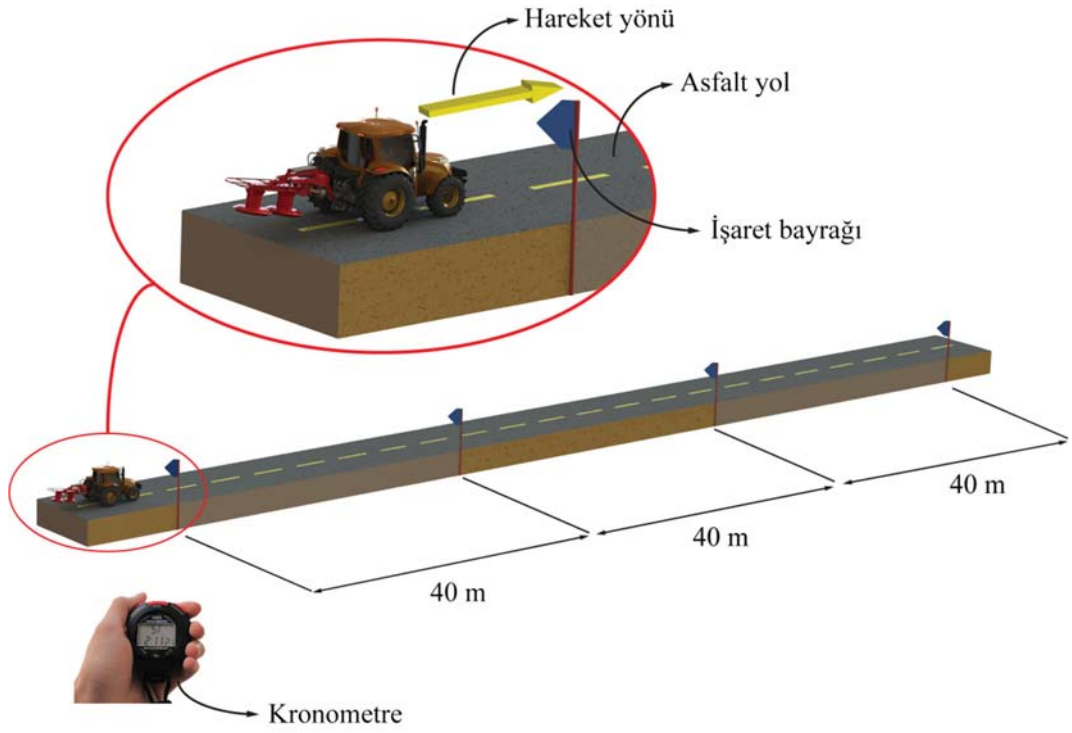
Tüm yol testleri, yukarıda tanımlanan üç farklı yol üzerinde, üç farklı traktör hızında ve üç tekerrürlü olarak gerçekleştirilmiştir. Traktörün ilerlediği yollar üzerinde 40 [m] ara ile işaret bayrakları konuşlandırılmış ve testler sırasında traktörün iki işaret bayrağı arası mesafeyi aldığı süre dijital bir kronometre ile ölçülerek traktör ilerleme hızı her bir tekerrür için Eşitlik 4.2 kullanılarak ayrı ayrı hesaplanmıştır.

$$V_t = \frac{x}{t} \quad (4.2)$$

Burada;  $V_t$ : Traktör ilerleme hızı [ $m \cdot s^{-1}$ ],  $x$ : İki işaret bayrağı arası mesafe [m],  $t$ : Mesafenin kat edildiği süre [s]' dir.

#### 4.5.4.1 TÇBM asfalt yol testleri

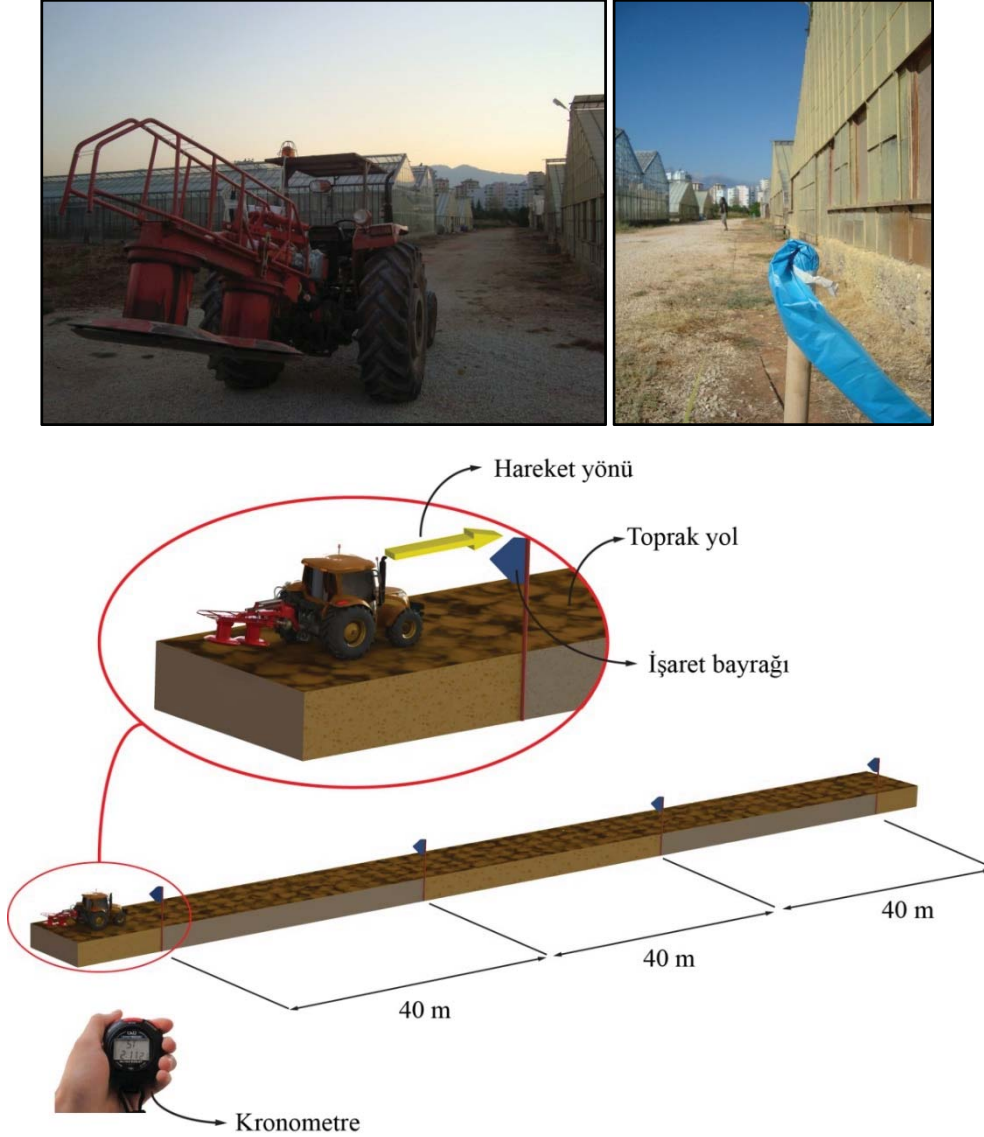
TÇBM asfalt yol testleri Akdeniz Üniversitesi Ziraat Fakültesi Uygulama Alanı sınırları içerisinde bulunan asfalt yol üzerinde gerçekleştirilmiştir. Asfalt yol testlerinde MF 285 S traktörü kullanılmıştır. Asfalt yol testine ilişkin resimler ve şematik anlatım Şekil 4.42’de gösterilmiştir.



Şekil 4.42. TÇBM asfalt yol testleri

#### 4.5.4.2 TÇBM toprak yol testleri

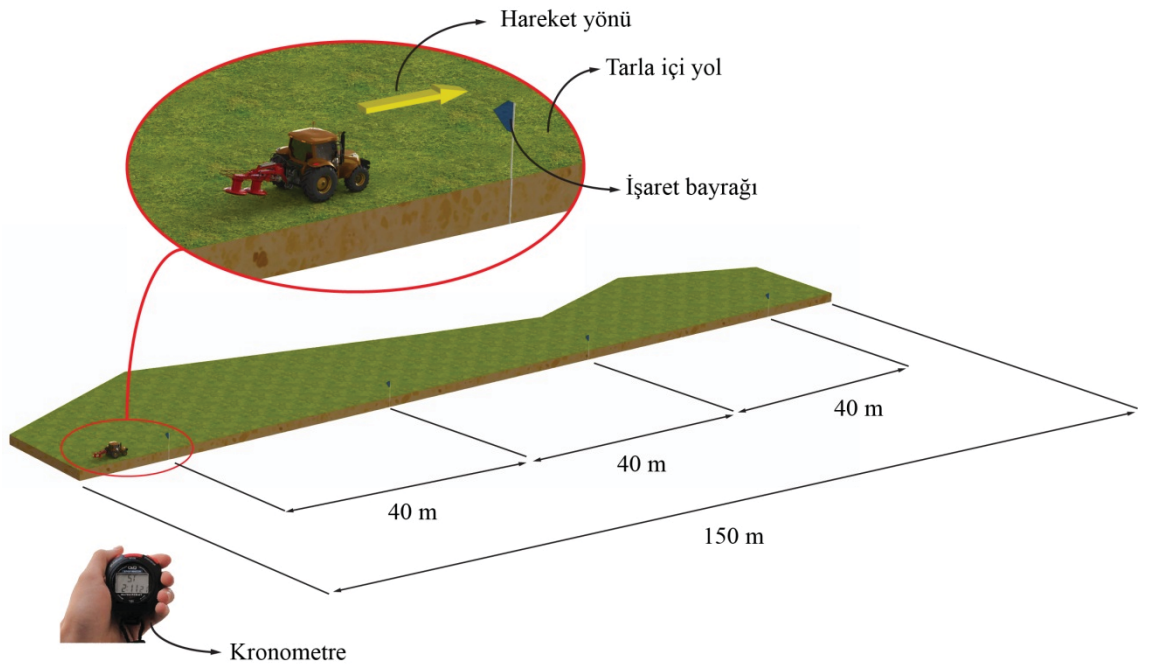
TÇBM toprak yol testleri Akdeniz Üniversitesi Ziraat Fakültesi Araştırma Seraları arasında bulunan engebeli toprak yol zemini üzerinde gerçekleştirilmiştir. Toprak yol testlerinde MF 285 S traktörü kullanılmıştır. Toprak yol testlerine ilişkin resimler ve şematik anlatım Şekil 4.43’de gösterilmiştir.



Şekil 4.43. TÇBM toprak yol testleri

#### 4.5.4.3 TÇBM tarla içi yol testleri

TÇBM tarla içi yol testleri Antalya ili, Serik ilçesi, Kadriye beldesinde, TÇBM iş pozisyonu tarla hasat konumu testlerinin yapıldığı yerel bir tarımsal işletmeye ait hasadı yapılmış yonca tarlası üzerinde gerçekleştirilmiştir. Tarla içi yol testlerinde New Holland TD 75D traktörü kullanılmıştır. Tarla içi yol testlerine ilişkin resimler ve şematik anlatım Şekil 4.44’da gösterilmiştir.



Şekil 4.44. TÇBM tarla içi yol testleri

#### 4.5.5 TÇBM tarla testleri

##### 4.5.5.1 TÇBM iş pozisyonu hasat konumu test alanı

TÇBM tarla testleri, yonca ekili bir alanda hasat işlemi yapılarak gerçekleştirilmiştir. Yonca dünyada en çok yetiştirilen yem bitkisidir (Ünal vd. 2005). Ülkemizde ise TUIK 2011 verilerine göre yaklaşık  $5.6 \cdot 10^6$  [da] ekilen alan ile yonca bitkisi ülkemizde yeşil yem bitkileri içerisinde en çok yetiştiriciliği yapılan yeşil yem bitkisidir. Yonca'dan sonra en çok ekili alana sahip yeşil yem bitkisi yaklaşık  $4.75 \cdot 10^6$  [da] ile fiğ,  $3.12 \cdot 10^6$  [da] ile mısır ve  $1.53 \cdot 10^6$  [da] ile korunga bitkisidir (TUIK 2012b). Yonca, diğer yem bitkilerine göre daha yüksek bir yem değerine sahiptir (Ünal vd. 2005, MEB 2008). Yonca bitkisinin yılda birkaç defa biçilmesi ve veriminin yüksek olması nedeniyle ekonomik yönden de ülkemizde önemli bir yere sahiptir. Ancak, yonca hasadında kullanılan biçme makineleri konusunda ülkemizde yapılmış olan araştırma sayısı yeterli düzeyde değildir (Bastaban ve Erkmen 1990, Türker 1992).

TÇBM fiziksel testleri; makinenin askı konumları, yol taşınma konumu ve hasat konumu / biçme işlemi sırasında en çok zorlandığı çalışma koşulları dikkate alınarak kurulmuştur. Hasat işlemi sırasında, hasadı yapılacak bitkilerin kesilme dirençlerinin hesaba katılması biçme parametrelerinin sağlıklı bir şekilde ortaya konması bakımından önemlidir. Yonca, korunga, fiğ vb. gibi yem bitkileri arasında kesilme direnci değerlerinde farklılıklar olması muhtemeldir (Türker 1992). Ancak gerçekleştirilen literatür taramalarında, bu farklılıkların TÇBM' nin hasat işlemi sırasında maruz kaldığı yüklenme koşulları üzerinde kayda değer bir etkisinin olduğunu gösteren hiç bir veriye rastlanılmamıştır. Bu nedenle yonca bitkisinin dünyada ve ülkemizde diğer yem bitkilerine kıyasla daha önemli bir yere sahip olması ve yonca hasadında kullanılan makinelerle ilişkin araştırmaların yeterli düzeyde olmaması gibi değerlendirmeler dikkate alınarak, TÇBM iş pozisyonu-hasat konumu-tarla testleri yonca bitkisi hasadı yapılarak gerçekleştirilmiştir.

TÇBM tarla testleri Antalya ili, Serik ilçesi, Kadriye beldesinde, yerel bir tarımsal işletmeye ait 150 x 350 [m] (52.5 [da]) boyutlarında yonca ekili bir tarlada yonca hasadı yapılarak gerçekleştirilmiştir. Yonca hasadının bitkilerin 1/10' nun çiçeklenmeye başladığı zaman ile çiçeklenmenin bitkilerin 1/3 üne ulaştığı zaman aralığında yapılması önerilmektedir (MEB 2008). Tüm testler yonca bitkisinin verilen çiçeklenme oranları dikkate alınarak uygun hasat zamanında gerçekleştirilmiştir.

Tarla testlerinde hasat öncesi ve hasat sonrası yonca bitkisine ait bazı tarımsal verilerin ölçümleri yapılmıştır. İlgili tarımsal verilerin ölçümleri T.C. Gıda Tarım ve Hayvancılık Bakanlığı, Tohumluk Tescil ve Sertifikasyon Merkezi Müdürlüğü, Yonca Türleri, Tarımsal Değerleri Ölçme Denemeleri Teknik Talimatı referans alınarak gerçekleştirilmiştir. Buna göre tarla testlerinin yapıldığı hasat alanı içerisinde rastgele seçilen beş ayrı noktada ve bu noktalardan alınan bitki örnekleri üzerinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Hasat alanı üzerinde belirlenen ölçüm noktalarında 500x500 [mm] boyutunda bir çerçeve kullanılarak, bu çerçeve içerisinde kalan bitkilerden yararlanılmış ve bitkilere ait bazı fiziksel boyutlar her bir ölçüm noktası içerisinde rastgele seçilen 25'er bitki üzerinden şerit metre ve dijital kumpas kullanılarak alınmıştır. Hasat sonrası alınan örnekler, nem oranının muhafaza edilmesi amacıyla boyut ölçümlerinden sonra vakit kaybedilmeden çift katlı hava geçirmez plastik torbalarda Akdeniz Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Tarım Makinaları Bölümü, Tasarım ve Ölçme laboratuvarına taşınmıştır. Alınan örnekler laboratuvarda NUVE marka, FN 120 Modeli, +5-250 [°C] çalışma aralığı ve 120 [L] hacim kapasiteli bir kurutma fırını (ETÜV) içerisinde 70 [°C]'de 48 saat bekletilmiş ve yaş baza göre nem miktarları belirlenmiştir. Bitkilerin yaş ve kuru ağırlıklarının ölçülmesinde A&D Marka, GF-600 Modeli 0.001 [g] hassasiyete sahip bir hassas terazi kullanılmıştır. Buna göre tarla testlerinde hasadı yapılan yonca bitkisine ait ölçümlerde elde edilen bazı tarımsal verilerin ortalama değerleri Çizelge 4.7'de ve ölçümler sırasında çekilen bazı örnek resimler Şekil 4.45'de verilmiştir.

Çizelge 4.7. Hasadı yapılan yonca bitkisine ait bazı tarımsal verilerin ortalama değerleri

Tarımsal Veri	Birim	Ortalama Değer
Bitki doğal boyu	[mm]	673 ± 34.89
Ana sap uzunluğu	[mm]	718 ± 44.77
Ana sap kalınlığı	[mm]	2.63 ± 0.09
Ana sap sayısı	[Adet]	3.50 ± 0.86
Yatma durumu	[1 - 5 Skalası]	1 (Dik)
Yeşil ot verimi	[kg da <sup>-1</sup> ]	1284.1 ± 197.82
Kuru ot verimi	[kg da <sup>-1</sup> ]	454.33 ± 58.01
Nem oranı (Yaş baz)	[ % ]	64.32 ± 2.61



Şekil 4.45. Yonca bitkisine ait tarımsal verilerin ölçülmesi

#### 4.5.5.2 TÇBM iş pozisyonu hasat konumu gerinme ölçümleri

TÇBM, tarla testlerinin yapılması için deneme alanına yol pozisyonu konumunda taşındıktan sonra iş pozisyonu konumuna alınmış ve hasat işlemi için hazırlanmıştır. Hasat işlemi sırasında makine üzerinde bulunan yol konumu kilit mekanizması serbest bırakılmaktadır. Makinenin işlevsel eleman grubuna bağlı yay sistemi yardımıyla, işlevsel eleman grubunun toprak yüzeyi üzerinde yer çekimi doğrultusunda yüzey engebelerine karşı serbest hareket etmesine izin verilmektedir. Hasat işlemi sırasında, makine yer çekimi etkisinden daha çok traktör ilerleme yönüne aksi yönde bir çeki

kuvveti ile yüklenmektedir. Bu durumda TÇBM' nin fiziksel deformasyon değerlendirmesi daha önce seçilen elemanlar üzerinden alınan gerilme ölçümleri verilerinden yararlanılarak elde edilen Von Misses eşdeğer gerilme değerlerinin değerlendirilmesi ile gerçekleştirilmiştir. Tarla testlerinde New Holland Marka, TD75D Modeli, 75 BG bir traktör kullanılmıştır. Tüm tarla hasat konumu testleri 540 [min<sup>-1</sup>] traktör kuyruk mili devrinde, üç farklı traktör hızında üç tekerrürlü olarak TÇBM ile yonca hasadı yapılarak gerçekleştirilmiştir. TÇBM hasat işlemi sırasında traktör ilerleme doğrultusunda 40 [m] ara ile işaret bayrakları konuşlandırılmış ve testler sırasında traktörün iki işaret bayrağı arası mesafeyi aldığı süre dijital bir kronometre ile ölçülerek traktör ilerleme hızı her bir tekerrür için Eşitlik 4.2 kullanılarak ayrı ayrı hesaplanmıştır. TÇBM iş pozisyonu hasat konumu testlerine ilişkin resimler ve şematik anlatım Şekil 4.46'da gösterilmiştir.



Şekil 4.46. TÇBM iş pozisyonu hasat konumu testleri

#### 4.5.6 TÇBM iş pozisyonu hasat konumu traktör kuyruk mili tork ölçümleri

Tarla hasat testlerinde traktör kuyruk mili tork ölçüm değerleri, kuyruk mili ve TÇBM'ne ilk hareket aktarımına aracılık eden üniversal şaft arasına bir torkmetre yerleştirilerek üç farklı traktör hızında, her bir tekerrür için bilgisayar destekli ölçüm sistemi yardımıyla ayrı ayrı kayıt edilmiştir. Buna ek olarak ilgili değerlendirmelerde kullanılmak üzere makinenin sadece tambur grubunu döndürmesi için ihtiyaç duyduğu tork değerinin ölçümü atölye ortamında makine iş pozisyonu hasat konumunda çalıştırılarak gerçekleştirilmiştir. TÇBM atölye ve tüm tarla testlerinde makine 540 [min<sup>-1</sup>] kuyruk mili devri ile çalıştırılmıştır. Torkmetrenin traktör kuyruk mili-makine şaftı bağlantısı Şekil 4.47'de gösterilmiştir.



Şekil 4.47. Torkmetre bağlantısı

#### 4.5.7 TÇBM fiziksel test sonuçları ve değerlendirilmesi

Gerçekleştirilen tüm fiziksel testler neticesinde daha önce belirlenen elemanlara ait eşdeğer gerilme değerleri, fiziksel testlerde elde edilen gerilme değerlerinin Von Mises hasar kriterine göre ilgili eşitlikler kullanılarak, CATMAN yazılımı içerisinde otomatik olarak hesaplanmış ve kayıt edilmiştir. Gerilme değerlerine ek olarak yol ve tarla hasat testleri ile traktör ilerleme hızı değerleri, tarla hasat konumu testleri ile traktör kuyruk mili tork değerleri elde edilmiş ve bilgisayar ortamında kayıt edilmiştir. Tüm verilerin elde edilmesinden sonra TÇBM'nin gerçek fiziksel çalışma koşulları altındaki deformasyon davranışı ile ilgili değerlendirmelerin yapılabilmesi amacıyla kayıt edilen tüm veriler bilgisayar ortamında uygun şekilde düzenlenmiştir. Buna göre yol ve tarla testleri sonucu elde edilen ortalama traktör ilerleme hızları Çizelge 4.8, tarla testleri sonucu elde edilen ortalama traktör kuyruk mili tork değerleri Çizelge 4.9'da, daha önce belirlenen elemanlar üzerinde meydana gelen gerilme değerleri Çizelge 4.10, Çizelge 4.11 ve Çizelge 4.12'de verilmiştir.



Çizelge 4.8.Yol ve tarla testleri sonucu elde edilen ortalama traktör ilerleme hızları

Traktör İlerleme Hızı [km h <sup>-1</sup> ]	YOL TESTLERİ			TARLA TESTLERİ
	Asfalt Yol Testleri	Toprak Yol Testleri	Tarla İçi Yol Testleri	Hasat İşlemi Testleri
<b>Hız-1</b>	8.50 ± 0.48	8.81 ± 0.03	8.55 ± 0.60	8.56 ± 0.23
<b>Hız-2</b>	13.44 ± 1.20	14.01 ± 0.37	12.67 ± 0.53	12.86 ± 0.32
<b>Hız-3</b>	23.40 ± 2.53	24.96 ± 0.10	17.55 ± 2.18	16.23 ± 0.66

Çizelge 4.9.Tarla testleri sonucu elde edilen ortalama traktör kuyruk mili tork değerleri

TÇBM HASAT KONUMU TRAKTÖR İLERLEME HIZI	TORK ÖLÇÜMÜ TEKERRÜR ORTALAMALARI	TORK DEĞERİ [Nm]
HIZ-1	Maksimum Tork	231.07 ± 24.18
	Minimum Tork	0.50 ± 2.25
	Ortalama Tork	79.36 ± 6.69
HIZ-2	Maksimum Tork	264.44 ± 43.86
	Minimum Tork	11.62 ± 22.17
	Ortalama Tork	116.39 ± 50.82
HIZ-3	Maksimum Tork	269.39 ± 23.49
	Minimum Tork	15.04 ± 11.59
	Ortalama Tork	115.63 ± 32.46
ATÖLYE (Yüksüz Tork Ölçümü)	Maksimum Tork	78.38 ± 4.20
	Minimum Tork	20.44 ± 1.89
	Ortalama Tork	48.02 ± 1.82

Çizelge 4.10. TÇBM165-A-004 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Von Mises eşdeğer gerilme değerleri

Strain-Gauge No	Tekerlür Ortalamaları	YOL TESTLERİ												İŞ KONUMU (HASAT) TESTLERİ												
		ATÖLYE TESTLERİ						TOPRAK YOL						İŞ KONUMU (HASAT)												
		ATÖLYE-ASKI KONUMLARI			ASFALT YOL			HIZ-1		HIZ-2		HIZ-3		HIZ-1		HIZ-2		HIZ-3								
İŞ POZİSYONU ASKI KONUMU	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	İŞ POZİSYONU ASKI KONUMU	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	HIZ-1	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	HIZ-2	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	HIZ-3	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	HIZ-1	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	HIZ-2	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	HIZ-3	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]			
SG-01	Maks	22.499	0.104	16.150	0.365	31.980	1.738	34.287	1.242	36.538	4.645	34.993	1.018	37.614	3.884	46.442	3.196	48.808	1.631	45.194	3.999	8.749	0.690	1.987	6.316	
	Min	21.889	0.124	14.620	0.156	14.203	2.573	18.193	0.561	10.741	2.493	17.035	2.938	15.386	1.674	18.708	3.199	13.980	1.013	14.374	0.328	0.085	0.021	0.264	0.120	
	Ort.	22.178	0.114	15.335	0.282	23.124	1.678	25.405	0.376	23.124	1.678	25.405	0.993	25.784	0.352	25.743	2.369	27.854	2.549	27.291	1.467	3.446	0.402	4.199	0.299	2.148
SG-02	Maks	13.493	0.097	9.723	0.080	19.358	1.351	18.651	1.106	21.535	2.223	19.687	1.078	21.203	0.710	22.675	4.331	25.441	1.146	20.529	2.114	2.127	0.139	3.020	0.577	2.142
	Min	13.099	0.141	8.798	0.171	14.720	1.462	10.074	0.248	6.964	1.246	10.216	1.400	9.962	0.583	7.154	1.411	10.559	0.914	10.884	0.615	0.866	0.139	0.412	0.165	
	Ort.	13.338	0.067	9.320	0.091	14.299	0.254	14.878	0.056	14.612	0.219	14.878	0.109	15.342	0.014	15.534	0.443	15.888	0.648	14.210	0.119	1.181	0.129	1.405	0.922	0.057
SG-03	Maks	6.005	0.163	10.215	0.032	27.093	1.825	25.929	1.382	31.183	2.787	28.018	1.825	30.763	0.926	37.144	9.819	45.765	5.904	40.261	2.453	8.566	0.380	9.452	2.659	3.379
	Min	5.347	0.033	8.851	0.360	14.714	1.756	14.992	0.283	11.877	1.551	15.460	1.852	15.159	0.794	12.048	3.177	20.529	3.114	21.594	1.047	2.053	0.492	3.463	1.159	
	Ort.	5.624	0.081	9.708	0.124	21.031	0.337	20.256	0.078	21.380	0.193	21.538	0.299	22.155	0.073	22.478	0.218	28.449	0.176	27.683	0.074	5.423	0.616	5.812	1.294	1.493

Fiziksel testler neticesinde ilgili SG'den elde edilen en yüksek gerilme değerini simgelemektedir



Çizelge 4.12. TÇBM165-B-004 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Von Mises eşdeğer gerilme değerleri

TÇBM165-B-004		ATÖLYE TESTLERİ												YOL TESTLERİ												İŞ KONUMU (HASAD) TESTLERİ											
		ATÖLYE ASKI KONUMLARI						ASFALT YOL						TOPRAK YOL						TARLA İÇİ YOL						İŞ KONUMU (HASAD)											
		YOL POZİSYONU ASKI KONUMU		HIZ-1		HIZ-2		HIZ-3		HIZ-1		HIZ-2		HIZ-3		HIZ-1		HIZ-2		HIZ-3		HIZ-1		HIZ-2		HIZ-3											
Standart Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Standart Sapma (±)												
SG-01	Maks	15.280	2.304	17.781	5.100	19.123	0.590	20.475	0.162	18.725	0.265	19.721	1.074	19.917	1.809	19.917	1.809	19.917	1.809	19.917	1.809	19.917	1.809	19.917	1.809	19.917	1.809										
	Min	7.317	0.196	1.406	2.975	10.510	0.073	5.294	0.096	3.089	0.329	13.472	0.760	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700	2.700										
	Ort.	8.783	0.571	10.944	4.901	15.220	0.226	16.600	0.088	15.611	0.167	15.851	0.127	15.988	0.092	31.446	0.398	30.425	0.170	29.411	0.171	31.442	0.577	2.780	0.235	5.368	0.787										
SG-02	Maks	12.611	0.067	16.797	4.817	31.238	4.277	37.267	2.960	47.406	4.398	48.949	1.799	47.377	9.651	54.250	3.581	54.520	6.258	56.979	3.565	9.882	2.456	11.431	5.013	12.567	6.199										
	Min	11.760	0.175	5.956	4.054	13.758	7.059	2.827	10.967	17.600	1.761	8.250	9.390	3.493	24.661	14.010	3.058	15.707	3.286	22.964	4.893	1.032	0.164	0.431	0.388	0.129	0.040										
	Ort.	12.289	0.017	10.915	4.199	27.108	2.654	24.914	0.207	35.111	0.119	34.315	0.615	30.444	3.267	31.346	0.913	37.907	0.776	38.421	0.279	4.006	0.101	3.442	0.867	3.351	0.855										
SG-03	Maks	11.864	0.840	11.734	1.222	32.305	2.940	36.693	1.246	38.573	2.651	37.924	5.778	35.142	20.678	37.045	1.416	38.750	1.065	37.657	0.509	14.367	4.365	18.615	4.458	18.115	1.382										
	Min	9.601	0.557	7.686	0.908	9.361	3.733	21.224	3.769	15.084	5.256	16.616	4.882	12.666	4.505	35.016	2.588	22.997	4.644	25.010	3.091	1.007	0.450	0.993	0.199	0.602	0.158										
	Ort.	10.554	0.662	9.131	0.817	20.798	1.204	29.325	0.279	27.935	1.015	31.201	0.281	26.767	0.174	25.936	0.292	31.370	0.101	31.385	0.606	4.783	0.299	4.924	0.521	5.282	0.626										
SG-04	Maks	9.755	0.768	15.136	2.789	37.679	1.824	37.785	3.156	35.087	2.060	34.709	2.468	36.244	2.633	45.814	1.664	47.566	1.114	45.875	0.835	15.139	2.592	18.298	5.079	21.601	4.786										
	Min	7.743	0.611	8.575	2.367	32.228	1.675	30.501	0.700	38.529	0.969	35.856	1.984	23.607	3.880	39.885	1.957	38.504	1.356	38.471	1.544	1.952	0.819	1.874	0.611	1.377	0.655										
	Ort.	8.692	0.726	11.137	2.472	34.982	0.287	33.451	0.687	31.782	0.171	31.377	0.214	30.227	0.096	43.746	1.391	44.016	1.134	42.697	0.109	6.211	0.392	6.382	0.314	7.191	0.942										
SG-05	Maks	12.563	0.554	17.483	0.313	18.664	2.156	19.480	1.251	26.061	3.471	26.218	2.682	26.717	4.374	46.213	2.192	46.525	0.579	48.999	1.214	24.645	6.956	27.692	6.791	31.248	7.483										
	Min	10.997	0.684	15.463	0.419	10.412	0.953	9.461	1.329	8.768	1.191	7.465	0.372	5.819	0.802	4.394	0.789	37.157	0.692	33.933	1.644	1.027	0.507	2.095	0.782	1.346	1.172										
	Ort.	11.812	0.546	16.499	0.283	14.007	0.198	13.555	0.519	16.143	1.258	12.989	0.862	13.071	0.325	13.320	0.445	43.562	0.122	44.476	0.035	8.452	0.686	7.705	0.577	9.762	1.160										
SG-06	Maks	10.431	0.032	16.285	0.310	15.005	0.849	14.961	0.164	15.087	1.573	17.306	3.470	17.306	3.470	44.636	3.480	45.619	1.783	46.972	2.761	19.773	3.556	15.992	1.312	25.732	6.209										
	Min	10.035	0.033	14.067	0.328	10.945	0.445	10.034	0.975	10.360	0.711	8.803	0.213	7.833	0.683	6.630	0.241	30.191	0.324	27.845	1.276	1.271	1.055	2.041	0.889	0.611	0.193										
	Ort.	10.242	0.031	15.140	0.256	12.623	0.073	11.991	0.484	13.330	0.610	10.866	0.774	10.546	0.299	9.911	0.383	38.072	0.997	39.809	0.183	7.849	0.445	7.028	0.724	8.325	1.658										
SG-07	Maks	9.037	0.721	14.855	4.000	24.237	2.195	28.002	3.260	22.261	1.832	21.143	1.062	21.111	1.537	40.480	1.538	41.425	1.210	39.978	0.845	21.589	3.583	21.560	1.932	27.323	6.701										
	Min	6.384	0.849	6.463	3.780	15.382	1.526	13.573	1.402	15.415	0.516	11.416	0.242	11.259	0.732	9.719	2.063	34.920	2.442	34.863	1.126	0.558	0.045	0.782	0.321	0.680	0.327										
	Ort.	7.838	0.795	11.259	3.961	19.653	0.767	17.905	0.535	16.028	0.285	16.596	0.144	15.856	0.228	37.861	1.015	37.881	0.972	37.259	0.045	8.951	0.625	9.509	0.190	10.233	1.190										

Fiziksel testler neticesinde ilgili SG den elde edilen en yüksek gerilme değerini simgelemektedir

TÇBM için hazırlanan toplam çalışma çevrimi senaryosunda, makinenin normal çalışma koşullarının yanı sıra makine sınırlarını zorlayacak en zorlu koşullar da dikkate alınmıştır. Bu amaçla makine, fiziksel testlerde özellikle üç farklı hızda test edilmiştir. Fiziksel testler neticesinde en yüksek hız değeri (Hız-3) makine yol testlerinde elde edilmiştir (Bkz. Çizelge 4.8). TÇBM özellikle toprak yol ve tarla içi yol fiziksel testlerinde aşırı derecede zorlanmıştır. Gerçekte TÇBM için yol pozisyonu taşıma işlemi sırasında özellikle Hız-3 değerinde toprak yol ve tarla içi yol koşullarında hareket edilmesinin oldukça zor olduğu, makinenin tasarım amacı dışında aşırı ani yüklenmelere maruz kaldığı, traktör hareketinin kontrolünün zorlaştığı, can ve mal kaybı açısından tehlikeli sonuçlar doğurabileceği görülmüştür.

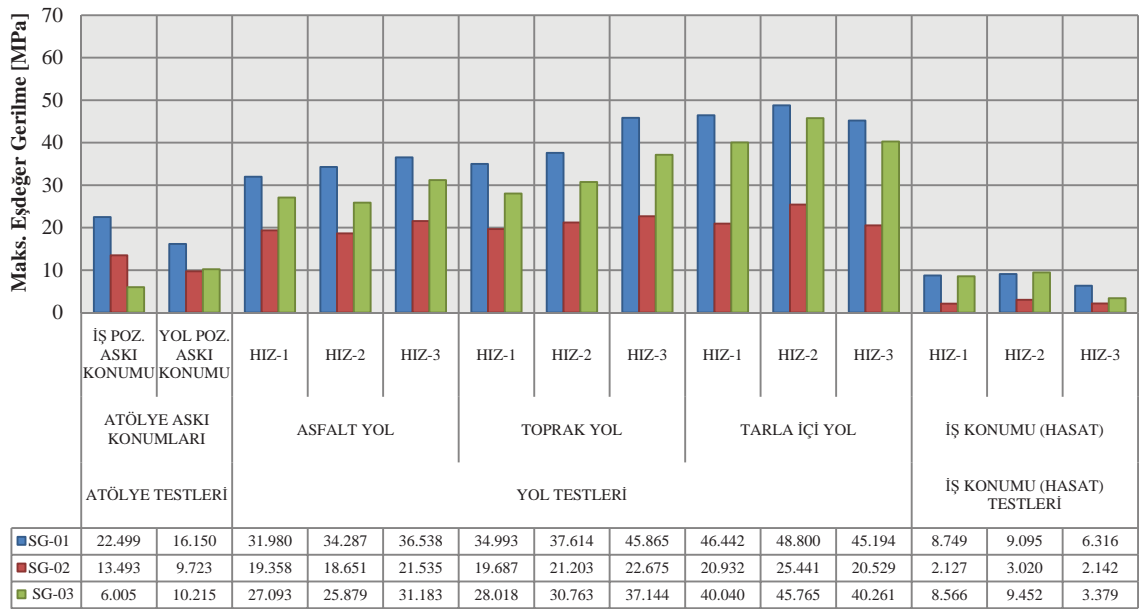
İlgili literatürlerde yer alan benzer tamburlu çayır biçme makineleri ile yonca bitkisi hasadı üzerine yapılan çalışmalarda 8.5 [km h<sup>-1</sup>] traktör ilerleme hızıyla hasat işleminin gerçekleştirildiği görülmüştür. Bununla beraber bu tip makinelerde ilerleme hızının, çalışma koşullarına göre 10-12 [km h<sup>-1</sup>] olabileceği bilgisine rastlanılmıştır (Araç 2001). Araştırma kapsamında fiziksel testlerde kullanılan TÇBM için katalog değerlerinde ise ilerleme hızının çalışma koşullarının uygunluğuna göre 15 [km h<sup>-1</sup>] olabileceği bilgisi verilmektedir (engebesiz düz arazi çayır hasadı vb. gibi işlemlerde). Bu bilgiler doğrultusunda TÇBM için gerçekleştirilen fiziksel testlerde hasat işlemi için elde edilen traktör ilerleme hızları Hız-1 ve Hız-2 literatür bilgileri ile uyumlu Hız-3 değeri makine zorlanmasını artıracak şekilde literatür ve makine katalog değerlerinden daha yüksektir.

TÇBM iş pozisyonu hasat konumunda üç farklı hızda gerçekleştirilen traktör kuyruk mili tork ölçümleri, makinenin biçme işlemi sırasında farklı hızlarda, farklı tork değerleri ile yüklendiğini göstermiştir (Bkz. Çizelge 4.9). TÇBM hareket iletim elemanlarını en çok zorlayan değerler olarak, fiziksel testler neticesinde elde edilen maksimum tork değerleri referans alındığında, makine, yüksüz konuma göre Hız-1 değerinde yaklaşık 2.95, Hız-2 değerinde yaklaşık 3.37, Hız-3 değerinde yaklaşık 3.44 kat tork artışı ile yüklenmektedir. Benzer hesaplama ile fiziksel testler de elde edilen ortalama tork değerleri referans alındığında Hız-1 değerinde yaklaşık 1.65, Hız-2 değerinde yaklaşık 2.42, Hız-3 değerinde yaklaşık 2.41 kat tork artışı hesaplanmaktadır. Maksimum değerler referans alındığında en yüksek hasat işlemi ilerleme hızı olan Hız-3 değerinde elde edilen tork değerinin TÇBM hareket iletim elemanları için en zorlayıcı durum olduğu görülmüştür. Bununla beraber ortalama tork değerleri referans alındığında en zorlayıcı tork değerleri Hız-2 ve Hız-3 değerinde elde edilmiştir ancak bu değerlerin birbirleriyle çok yakın değerler olduğu görülmüştür.

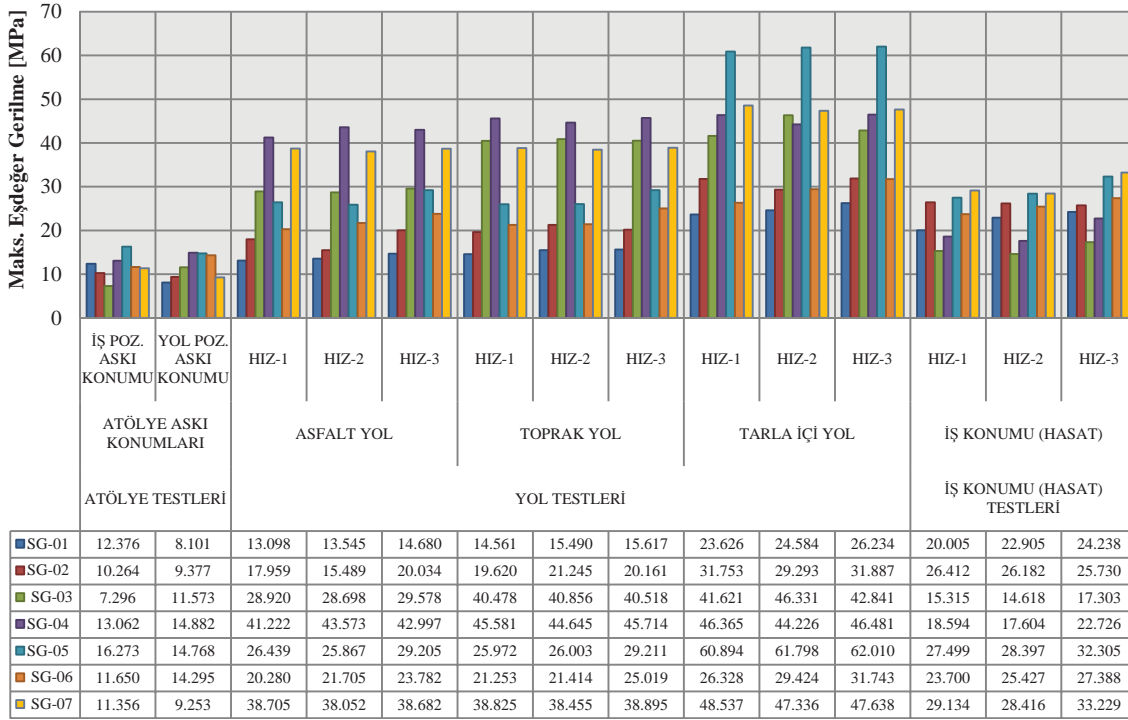
Hız değerleri ile ilgili bir sonuç olarak TÇBM fiziksel testlerinde ölçülen hız değerlerinin araştırma amacına uygun olarak makineyi normal çalışma koşullarında ve normal çalışma koşullarının üzerinde zorlayacak nitelikte olduğu ve bu değerlerin başarılı şekilde seçildiği görülmüştür. Bu nedenle özellikle bu normal dışı çalışma koşullarında elde edilen ilgili değerlerin, makinenin yol konumu ve hasat işlemi için makine yapısal dayanım ve hareket iletim elemanları tasarım sınırlarını yönlendiren maksimum yüklenme koşulları olduğu söylenebilir.

TÇBM fiziksel testleri ile daha önce belirlenen yapısal elemanlar üzerinde gerçekleştirilen deneysel gerilme analizleri neticesinde elde edilen gerilme değerleri incelendiğinde, malzeme hasar kriteri olan akma dayanımının (280 [MPa]) aşıldığı herhangi bir değer görülmemiştir. Bununla beraber elde edilen değerlerin afaki yüklenme koşullarında dahi malzeme akma dayanımından oldukça düşük değerler olduğu ortaya çıkmıştır. Bu durum gerçekleştirilen fiziksel testlerde elde edilen sonuçlarda açıkça görülmektedir. Deneysel gerilme analizleri neticesinde makinenin en çok yol konumu tarla içi yol testleri koşulunda zorlandığı, en yüksek gerilme değerlerinin bu çalışma koşulunda ortaya çıktığı tespit edilmiştir (Bkz. Çizelge 4.10, Çizelge 4.11, Çizelge 4.12).

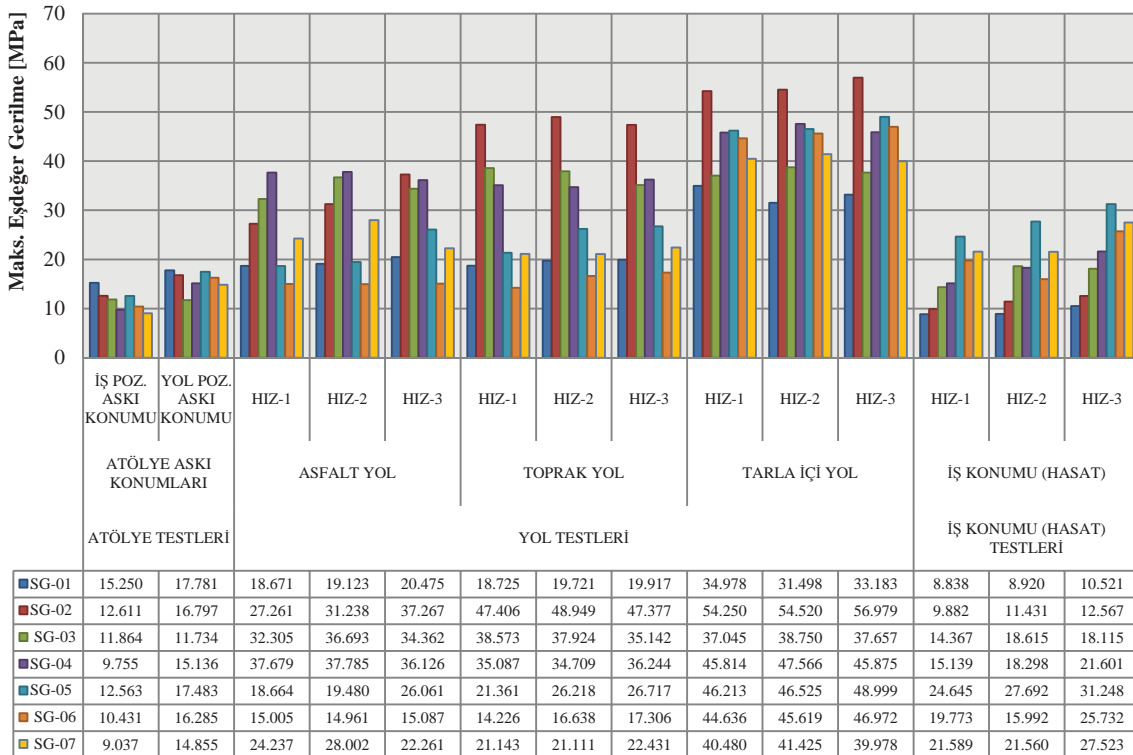
TÇBM için makineyi yapısal anlamda en çok zorlayan durumlar gerilme değerlerinin en yüksek değerlere ulaştığı durumlardır. Makine tasarımı ve yapısal optimizasyon çalışmaları, ilgili yapının en yüksek yük altında kaldığı durumlar dikkate alınarak gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle TÇBM fiziksel testler neticesinde elde edilen maksimum gerilme değerleri TÇBM optimizasyon çalışmalarında referans olarak alınacaktır. Buna göre tüm fiziksel testler neticesinde elde edilen maksimum gerilme değerleri Şekil 4.48, Şekil 4.49 ve Şekil 4.50’de verildiği şekilde grafik destekli olarak yeniden düzenlenmiştir.



Şekil 4.48. TÇBM165-A-004 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Maksimum Von Mises Eşdeğer Gerilme değerleri



Şekil 4.49. TCBM165-B-003 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Maksimum Von Mises Eşdeğer Gerilme değerleri



Şekil 4.50. TCBM165-B-004 Elemanı için fiziksel testler neticesinde elde edilen Maksimum Von Mises Eşdeğer Gerilme değerleri

Şekil 4.48, Şekil 4.49 ve Şekil 4.50’de verilen tüm fiziksel testlerde elde edilen maksimum gerilme değerleri incelendiği zaman gerilme değerlerinin yol konumu tarla içi yol testlerinde açık bir artış gösterdiği görülmektedir. En yüksek değerler tüm elemanlar için ağırlıklı olarak Hız-2 ve Hız-3 tarla içi yol konumu traktör ilerleme hızlarında yoğunlaşmaktadır. Bunun nedeni olarak tarla içi yol yüzeyi engebesinin yüksek olmasından dolayı makinenin yüksek hızlarda daha yüksek ani yüklenmelere maruz kalması durumu söylenebilir. Tarla hasat testlerinde ise ağırlıklı olarak yol testlerinden daha düşük değerlerde gerilme değerleri ile karşılaşılmıştır. Bunun nedeni makinenin hasat işlemi süresince iş konumunda bir miktar tarla yüzeyine temas etmesi ve yer çekimi etkisinden uzaklaşması olarak söylenebilmektedir.

TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosuna göre hazırlanan atölye askı konumları testlerinde makine statik yüklenmeye, yol konumları ve iş konumu hasat testlerinde ise değişken yüklenmeye maruz kalmaktadır. Daha önce bahsedildiği üzere birçok makine tasarımı dayanım hesaplarında gerçek çalışma koşullarının tarif edilmesi belirli kabuller ile gerçekleştirilmektedir. Özellikle değişken yüklenmelerin var olduğu durumlarda gerçek çalışma koşullarında ortaya çıkabilecek değişken ve önceden tahmin edilemeyen durumlar belirli güvenli yüklenme katsayıları kullanılarak karşılanmaktadır ve hesaplamalar bu şekilde yapılmaktadır. Bu nedenle TÇBM yol konumu yüklenme değerlerinin statik yüklenme değerlerine kıyasla ne ölçüde artış gösterdiği elde edilen maksimum gerilme değerlerinin atölye testleri yol pozisyonu askı konumunda elde edilen statik yüklenme değerlerinin ortalamalarına bölünmesi ile hesaplanan katsayılar ile değerlendirilmiştir. Buna göre atölye ve yol testlerinde her bir eleman için ilgili SG yüzeylerinden elde edilen gerilme değerleri referans alınarak hesaplanan yol konumu maksimum yüklenme artış katsayıları Çizelge 4.13’de verilmiştir.

Çizelge 4.13. TÇBM yol konumu maksimum yüklenme artış katsayıları

TÇBM Yol Konumu Maksimum Yüklenme Artış Katsayıları				
Strain-Gauge No	TÇBM165-A-004	TÇBM165-B-003	TÇBM165-B-004	TÇBM (Eleman Bazında Ortalama)
SG-01	3.02	3.51	3.20	
SG-02	2.43	3.51	5.22	
SG-03	4.12	4.12	4.24	
SG-04	-	3.24	4.27	
SG-05	-	4.34	2.97	
SG-06	-	2.33	3.10	
SG-07	-	6.59	3.58	
<b>Ortalama</b>	3.19 ± 0.86	3.95 ± 1.33	3.80 ± 0.82	3.65 ± 0.40

Çizelge 4.13’de verilen değerlere göre farklı üç eleman üzerindeki SG yüzeylerinden elde edilen yüklenme artış oranları 2.33 kat ile 6.59 kat arasında değişmektedir. Eleman bazında ortalama artış değerleri ise TÇBM165-A-004 kodlu eleman için 3.19, TÇBM165-B-003 kodlu eleman için 3.95, TÇBM165-B-004 kodlu eleman için 3.80 olmaktadır. TÇBM yol konumu testlerinde makinenin statik konuma göre ne oranda yüklendiği eleman bazında elde edilen ortalama artış katsayılarının ortalaması alınarak hesaplanmış ve 3.65 artış katsayısı elde edilmiştir.



#### **4.5.8 TÇBM tambur grubu hareket iletim elemanları teorik (analitik) gerilme analizleri**

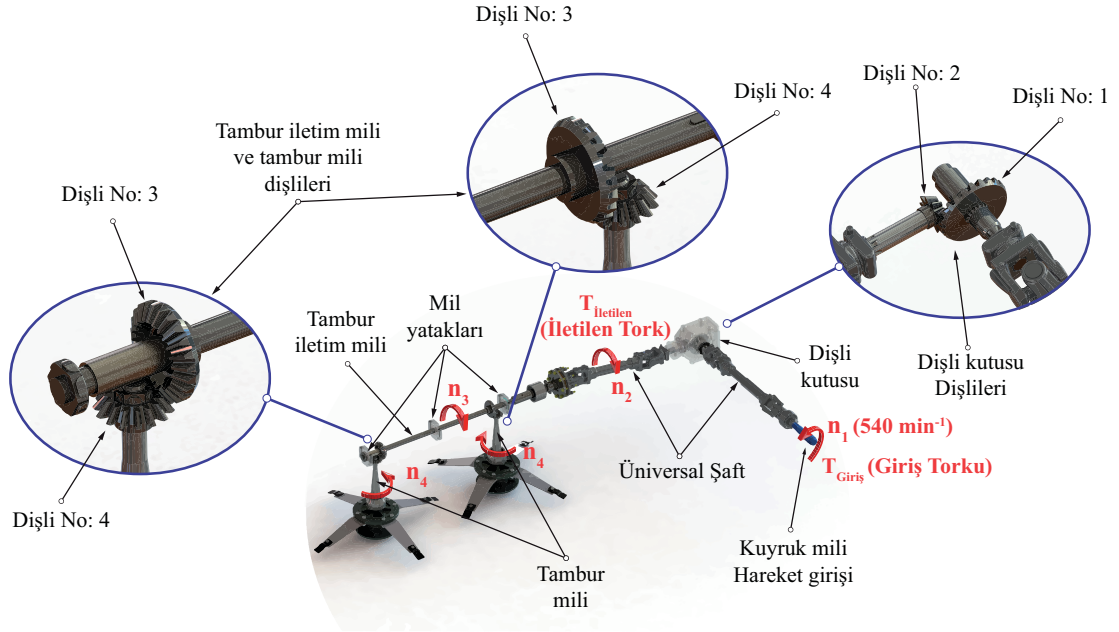
TÇBM işlevsel eleman grubu, biçme işlemi sırasında ihtiyaç duyduğu hareketini traktör kuyruk milinden almaktadır. Kuyruk milinden alınan hareket ilk olarak üniversal bir şaft aracılığıyla makine üzerinde bulunan standart bir dişli kutusuna iletilmektedir. Dişli kutusundan alınan hareket ise ikinci bir üniversal şaft aracılığıyla tambur grubu milleri ve dişlerine iletilmekte ve tamburun biçme işlemi için dönme hareketi yapması sağlanmaktadır. Bu durumda özellikle TÇBM'nin tambur grubuna ait hareket ve güç ileten tambur grubu milleri ve dişlileri gibi hareket iletim elemanları biçme işlemi süresince belirli bir tork kuvveti altında çalışmaktadır. Bu tork kuvveti nedeni ile hareket iletim organlarının gösterdiği deformasyon davranışının değerlendirilmesi toplam makine tasarımı sürecinde önemli bir yere sahiptir. Bu değerlendirmelerin yapılabilmesi amacıyla analitik ve FE gerilme analizleri kurulmuştur. Bu analizlerde tarla testlerinde deneysel gerilme ölçümleri ile eş zamanlı olarak ölçülen deneysel tork değerleri kullanılmıştır. Analitik yöntem gerilme analizlerinden elde edilen değerler aynı zamanda gerçekleştirilen detaylı FEM temelli analizlerin doğrulanmasında referans olarak kullanılacaktır.

##### **4.5.8.1 TÇBM hareket iletim devir sayıları ve tork değerlerinin hesaplanması**

TÇBM hareket iletiminde, standart üniversal şaftlar, dişli kutusu, makineye ait tambur grubu milleri ve dişlileri görev almaktadır. Kullanılan standart elemanların yanında tambur hareketinden sorumlu olan tambur grubu milleri ve dişlileri makinenin sağlıklı bir şekilde biçme işlemini yapmasını sağlayan ve toplam makine tasarımında etkili olan en kritik hareket iletim elemanlarından biridir. Bu nedenle gerilme analizlerinde tambur grubu milleri ve dişlileri üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilme değerleri araştırılmıştır. TÇBM'nin çalışması sırasında tambur hareket iletimi ve elemanları Şekil 4.51'de gösterilmiştir.



TÇBM Hareket İletimi



Dişli No	Diş Sayısı ( Z )	Modül ( m ) [mm]	Bölüm Dairesi Çapı ( D ) [mm]
1	23	6	138
2	10	6	60
3	23	4	92
4	15	4	60

Şekil 4.51. TÇBM tambur hareket iletimi elemanları ve dişli çark temel parametreleri

Tambur grubu milleri ve dişlileri üzerinde gerçekleştirilen analitik ve FE gerilme analizleri, hareket iletim elemanlarının en çok zorlandığı durum olan kuyruk mili hareket giriş torkunun maksimum olduğu durum göz önüne alınarak kurulmuştur. Gerçekleştirilen tarla testleri neticesinde maksimum tork değeri, traktör ilerleme hızı-3 ( $16.23 \text{ [m s}^{-1}\text{]})$ 'de ortalama  $269.39 \pm 23.49 \text{ [N m]}$  olarak ölçülmüştür (Bkz. Çizelge 4.9). Gerçekleştirilen tüm gerilme analizlerinde bu değer; sapma oranı ve bir miktar daha güvenlik faktörü göz önüne alınarak  $300 \text{ [N m]}$  olarak kabul edilmiştir. Şekil 4.51'de gösterildiği üzere  $540 \text{ [min}^{-1}\text{]}$  traktör kuyruk mili devir sayısı ile verilen dönme hareketi ve tork ilk olarak dişli kutusuna ait 1 no'lu dişli ile 2 no'lu dişliye iletilmektedir. Buradan ise tambur iletim mili ve üzerinde bulunan 3 ve 4 no'lu dişliler vasıtasıyla tambur miline iletilmekte ve biçme işlemi gerçekleştirilmektedir. Tambur grubu milleri ve dişlilerinin gerilme analizlerinde kullanılan tork değerleri, traktör kuyruk mili devir sayısı ve dişli boyutlarına göre iletim oranı eşitlikleri ile hesaplanarak elde edilmiştir.

Tambur iletim grubu milleri devir sayıları:

Tambur iletim mili devir sayısı;

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad \Rightarrow \quad \frac{23}{10} = \frac{n_2}{540} \quad \Rightarrow \quad n_2 = 1242 \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$\Rightarrow \quad n_2 = n_3$$

Tambur mili devir sayısı;

$$\frac{Z_3}{Z_4} = \frac{n_4}{n_3} \quad \Rightarrow \quad \frac{23}{15} = \frac{n_4}{1242} \quad \Rightarrow \quad n_4 \cong 1905 \quad [\text{min}^{-1}]$$

Tambur iletim mili ve tambur mili tork değeri:

$$\frac{T_{\text{iletlen}}}{T_{\text{Giriş}}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{(D_2 / 2)}{(D_1 / 2)} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_{\text{iletlen}}}{300} = \frac{0.03}{0.069}$$

$$\Rightarrow \quad T_{\text{iletlen}} \cong 131 \quad [\text{N m}]$$

$$\frac{T_{\text{Tambur mili}}}{T_{\text{Giriş}}} = \frac{r_4}{r_3} = \frac{(D_4 / 2)}{(D_3 / 2)} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_{\text{Tambur mili}}}{131} = \frac{0.03}{0.046}$$

$$\Rightarrow \quad T_{\text{Tambur mili}} \cong 85.44 \quad [\text{N m}]$$

( $T$  : Tork [N m],  $F$  : Etkili kuvvet [ $F$ ],  $r$  : Dişli bölüm dairesi yarı çapı [m])

olarak hesaplanmaktadır.

#### 4.5.8.2 TÇBM tambur grubu milleri gerilme analizi

Bir veya birçok kısımdan belirli devir sayılarında belirli hareket ve güç alışverişi yapabilen makine elemanlarına mil adı verilmektedir (Cürgül 2005). Bu hareket ve güç alış verişi millere monte edilmiş dişli çarklar, sonsuz vida mekanizmaları, kayış-kasnak mekanizmaları vb. gibi elemanlar aracılığı ile olmaktadır. Çalışma koşullarının niteliğine göre miller hareket ve güç iletiminin yanında yük taşıma görevi de üstlenmektedir. Millerin toplam tasarım hesapları, makine elemanlarının tasarımı ile ilgili literatürlerde detaylı bir şekilde açıklanmıştır (Spotts 1978, Akkurt ve Kent 1979, Akkurt 1994, Cürgül 2005).

Miller güç iletimi ve yük taşıma durumlarında çoğunlukla burulmaya ve eğilmeye yani bileşik gerilmeye maruz kalmaktadırlar. Bu nedenle TÇBM tambur grubu milleri gibi düz silindirik millerin mukavemet hesapları, çalışma koşullarına göre, maruz kaldıkları burulma ve eğilme yüklenmelerinde yani bileşik zorlanma durumlarında milin kritik kesitinde hesaplanan eşdeğer gerilme değerlerinin malzeme kritik değerleri ile karşılaştırılmaları ile yapılmaktadır. Buna göre düz silindirik bir milin burulma ve eğilme zorlanması altında maruz kaldığı gerilmelerin hesaplarında kullanılan eşitlikler sırasıyla Eşitlik 4.3'de ve Eşitlik 4.4'de verilmiştir (Akkurt ve Kent 1979, Cürgül 2005).

Burulma Gerilmesi;

$$\tau_b = \frac{T_{burulma}}{W_{burulma}} \Rightarrow \tau_b = \frac{T_b}{\frac{\pi d^3}{16}} \Rightarrow \tau_b = \frac{16 T_b}{\pi d^3} \quad (4.3)$$

Eğilme Gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{M_{eğilme}}{W_{eğilme}} \Rightarrow \sigma_e = \frac{M_e}{\frac{\pi d^3}{32}} \Rightarrow \sigma_e = \frac{32 M_e}{\pi d^3} \quad (4.4)$$

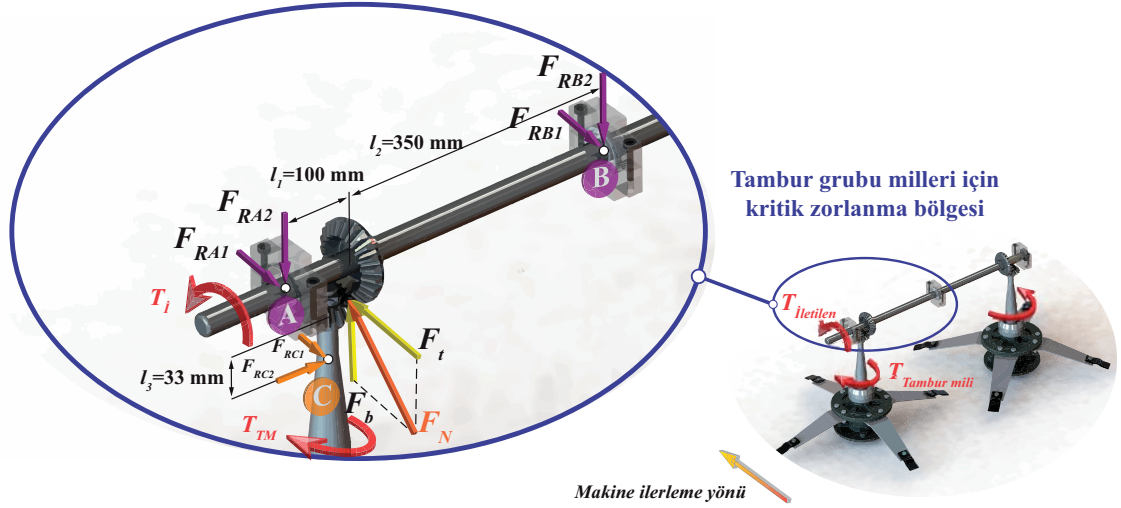
Burada,  $T$  ve  $M$ : milin maruz kaldığı tork ve eğilme momenti değerleri [N m],  $W$ : milin mukavemet modülü [mm<sup>3</sup>],  $d$ : mil çapı [mm],  $\tau_b$ : Burulma gerilmesi [MPa],  $\sigma_e$ : Eğilme gerilmesi [MPa] olarak tanımlanmaktadır.

Pratikte en çok rastlanılan yüklenme durumu, eğilme yüklenmelerinin tam değişken ve burulma yüklenmelerinin statik olduğu durumdur. Bu yüklenme durumu göz önüne alınarak millerdeki bileşik gerilme hesapları için hasar teorilerinden yararlanılmaktadır. Buna göre maksimum şekil değiştirme enerjisi (Von Mises) hasar teorisine göre eşdeğer gerilmelerin hesabı Eşitlik 4.5’de verilmiştir (Cürgül 2005).

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 2\tau_b^2} \quad (4.5)$$

TÇBM tambur hareket grubu milleri için 31 NiCr 14 malzemesi tanımlanmıştır. Tambur iletim mili çapı 30 [mm], toplam boyu 1070 [mm]’dir. Mil üzerinde, tambur millerine iletilecek tork ve hareket için iki adet düz konik dişli (Dişli no:3, ve dişli no:4) bulunmaktadır. Tambur iletim miline iletilen tork değeri 131 [N m]’dir. Bu tork değeri ile yüklenme durumunda TÇBM tambur iletim mili burulmaya zorlanmaktadır. Bununla birlikte tambur iletim mili üzerinde 20° kuvvet açılı evolvent profile sahip iki adet konik dişli bulunmaktadır. Bu dişliler tambur miline hareket iletimi sırasında  $F_N$  toplam dişli kuvvetinin bileşenleri olan  $F_t$  teğetsel ve  $F_b$  dişli bası kuvvetleri ile milleri eğilmeye zorlamaktadırlar. Mil üzerinde bulunan konik dişliler nedeniyle etkiyen eksenel kuvvet ise göreceli olarak çok küçük değerde olması ve mil üzerindeki iki dişlinin eksenel yönde karşılıklı birbirlerine aksi yönde yüklenerek birbirlerinin etkisini azaltmalarından dolayı hesaplara dahil edilmemiştir.

Tambur grubu milleri içerisinde diğer bir mil tamburun bağlandığı ve biçme işleminde dönel hareketin yapıldığı tambur milleridir. TÇBM üzerinde iki adet tambur ve her bir tambura hareket veren bir mil bulunmaktadır. Her iki tambur mili üzerinde 20° kuvvet açılı evolvent profile sahip bir adet konik dişli (Dişli no: 4) bulunmaktadır. Tambur miline iletilen tork değeri 85.44 [N m]’dir. Benzer şekilde tambur mili hesaplarında tambur mili dişlisine etkiyen  $F_N$  toplam dişli kuvveti referans alınmıştır.  $F_N$  toplam dişli kuvveti bileşenlerinden eksenel kuvvet ise hesaplara dahil edilmemiştir. Tambur mili kademeli olarak artan bir çapa sahiptir. Toplam tambur mili boyu 490 [mm]’dir. Mil mukavemet hesaplarında kullanılan kritik yüklenme çapı ise en yüksek yükün taşındığı çap olan 25 [mm]’dir. TÇBM hareket iletim tambur grubu millerinin kritik yüklenme durumu Şekil 4.52’de gösterilmiştir.



Şekil 4.52. Tambur iletim mili kritik yüklenme durumu

Şekil 4.52’de gösterildiği üzere  $D =$  dişli no:3’ün bölüm dairesi çapı olmak üzere;

$$T_{iletile} = T_{burulma} = F_t \left( \frac{D}{2} \right) \Rightarrow 131 = F_t \left( \frac{0.092}{2} \right) \Rightarrow F_t \cong 2847.83 \text{ [N]}$$

$$F_t = F_N \cos 20 \Rightarrow F_N = \frac{F_t}{\cos 20} \Rightarrow F_N \cong 3031 \text{ [N]}$$

$$F_b = F_N \sin 20 \Rightarrow F_b \cong 1036.67 \text{ [N]}$$

hesaplanmaktadır.

$F_t$  kuvveti etkisinde tambur iletim mili için B noktasında toplam moment;  $\sum M_B = 0$

$$F_{RA1} (l_1 + l_2) - F_t l_2 = 0$$

$$F_{RA1} (0.450) - 2847.83 (0.350) = 0 \Rightarrow F_{RA1} \cong 2215 \text{ [N]}$$

$$F_{RA1} + F_{RB1} = F_t \Rightarrow F_{RB1} = 632.83 \text{ [N]}$$

$F_b$  kuvveti etkisinde tambur iletim mili için B noktasında toplam moment;  $\sum M_B = 0$

$$F_{RA2} (l_1 + l_2) - F_b l_2 = 0$$

$$F_{RA2} (0.450) - 1036.67 (0.350) = 0 \Rightarrow F_{RA2} \cong 806.30 \quad [\text{N}]$$

$$F_{RA2} + F_{RB2} = F_b \Rightarrow F_{RB2} = 230.37 \quad [\text{N}]$$

Tambur iletim mili için toplam reaksiyon kuvvetleri;

$$F_{RA} = \sqrt{(F_{RA1})^2 + (F_{RA2})^2} = \sqrt{(2215)^2 + (806.3)^2} \Rightarrow F_{RA} \cong 2357.20 \quad [\text{N}]$$

$$F_{RB} = \sqrt{(F_{RB1})^2 + (F_{RB2})^2} = \sqrt{(632.83)^2 + (230.37)^2} \Rightarrow F_{RB} \cong 673.46 \quad [\text{N}]$$

Tambur iletim milini eğilmeye zorlayan maksimum moment  $M_e$ ;

$$M_e = F_{RA} l_1 = F_{RB} l_2 \Rightarrow M_e = (2357.2) (0.35) \cong 235.72 \quad [\text{N m}]$$

$d=30$  [mm] Çaplı TÇBM tambur iletim milinin maruz kaldığı burulma gerilmesi  $\tau_b$ ;

$$\tau_b = \frac{16 T_b}{\pi d^3} \Rightarrow \tau_b = \frac{(16) (131000)}{(3.14)(30)^3} \Rightarrow \tau_b \cong 24.73 \quad [\text{MPa}]$$

TÇBM tambur iletim milinin maruz kaldığı eğilme gerilmesi  $\sigma_e$ ;

$$\sigma_e = \frac{32 M_e}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma_e = \frac{(32) (235720)}{(3.14)(30)^3} \Rightarrow \sigma_e \cong 88.97 \quad [\text{MPa}]$$

hesaplanmaktadır.

Buradan tambur iletim milinin maruz kaldığı eşdeğer gerilme  $\sigma_{eş}$  ;

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 2\tau_b^2} \Rightarrow \sigma_{eş} = \sqrt{(88.97)^2 + 2 (24.73)^2} \Rightarrow \sigma_{eş} \cong 95.60 \text{ [MPa]}$$

hesaplanmaktadır.

Benzer şekilde tambur milini eğilmeye zorlayan maksimum moment  $M_e$  ;

$$M_e = F_N l_3 \quad M_e = (3031) (0.033) \cong 100 \text{ [Nm]}$$

Buradan kritik mil çapı  $d=25$  [mm] olan TÇBM tambur milinin maruz kaldığı burulma gerilmesi  $\tau_b$  ;

$$\tau_b = \frac{16 T_b}{\pi d^3} \Rightarrow \tau_b = \frac{(16) (85440)}{(3.14)(25)^3} \Rightarrow \tau_b \cong 27.86 \text{ [MPa]}$$

TÇBM tambur milinin maruz kaldığı eğilme gerilmesi  $\sigma_e$  ;

$$\sigma_e = \frac{32 M_e}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma_e = \frac{(32) (100000)}{(3.14)(25)^3} \Rightarrow \sigma_e \cong 65.23 \text{ [MPa]}$$

Tambur milinin maruz kaldığı eşdeğer gerilme  $\sigma_{eş}$  ;

$$\begin{aligned} \sigma_{eş} &= \sqrt{\sigma_e^2 + 2\tau_b^2} \Rightarrow \sigma_{eş} = \sqrt{(65.23)^2 + 2 (27.86)^2} \\ &\Rightarrow \sigma_{eş} \cong 76.21 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

hesaplanmaktadır.



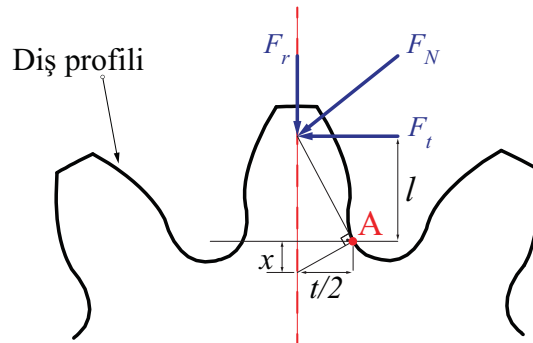
#### 4.5.8.3 TÇBM tambur iletim mili dişlerinin gerilme analizi

Dişli çark mekanizmaları, güç ve hareket ileten elemanlardan en çok kullanılan ve en az iki dişli çarktan meydana gelen mekanizmalardır (Akkurt 1982). Dişli çark mekanizmalarında, millerin birbirine göre konumları paralel, kesişen veya aykırı durumda olabilmektedir. Uzantıları birbirleriyle kesişen miller arasında tork iletimi konik dişli mekanizmaları ile sağlanmaktadır. Miller arası açı; konik dişli çark mekanizmalarında farklılıklar gösterse de genel de bu açı 90°'dir. Dişli çarkların temel büyüklükleri ve temel tanımları uluslararası standartlarla belirlenmiştir: ISO R 701-DIN3960 (Babalık 2002).

Dişli çark mekanizmalarında ağır, tekrarlı ve değişken yüklenme durumlarından dolayı, değişik şekillerde hasar oluşumu görülmektedir. Ancak bunlar içerisinde en temel hasar oluşumu, diş dibi kırılması ve diş temas yüzeyi aşınması (Pitting-oyuklaşma) şeklinde ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle dişli çarkların mukavemet hesapları bu iki temel hasar durumu dikkate alınarak yapılmaktadır (Wei 2004, Babalık 2002, Akkurt 1982, Rende 1997, Maitra 1994).

Diş dibi kırılması hasarı bir dişli çarkın dişlerine etkiyen eğilme yüklenmesinin aşırı olduğu durumlarda ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle dişlilerdeki hasar değerlendirmesi diş dibinde oluşan eğilme gerilmesinin dişli malzemesine ait hasar kriteri ile karşılaştırılması ile yapılmaktadır. Diş dibi için eğilme gerilmesi ilk olarak Lewis yaklaşımı ile formüle edilmiştir (Wei 2004, Hamrock ve Jacobson 2004). Buna göre şekil 4.53'de gösterilen dişli profilinde diş dibi kalınlığı:  $t$ , diş genişliği:  $b$ , diş dibi kesit alanı:  $S_{diş\ dibi}=b t$ , diş yüksekliği:  $l$ , eğilmeye zorlayan teğetsel kuvvet:  $F_t$ , ve diş dibi dikdörtgen kesit alanı için atalet momenti:  $I=(bt^3/12)$ , dişli çarka etkiyen tork:  $T=F_t l$ , ve tarafsız eksen  $c=t/2$  olmak üzere; eğilme gerilmesi Eşitlik 4.6'deki şekilde ifade edilmektedir.

$$\sigma = \frac{T}{I/c} = \frac{F_t l (t/2)}{bt^3/12} = \frac{6F_t l}{bt^2} \quad (4.6)$$



Şekil 4.53. Dişli çarklarda diş dibini eğilmeye zorlayan kuvvetler

Şekil 4.53’de gösterilen durumda maksimum diş dibi gerilmesi diş yan yüzey profilinin diş dibi eğrisine teğet olduğu A noktasında meydana gelmektedir. Bu durumda diş dibi kırılma hasarı A noktasından başlamaktadır. A noktasından geçen diş dibi kesit alanı ise maksimum gerilmenin meydana geldiği kesit alanı olarak tanımlanmaktadır (Wei 2004). Şekil 4.53’de üçgenlerin benzerliğinden yola çıkılarak;

$$\tan \alpha = \frac{t/2}{x} = \frac{l}{t/2} \quad \Rightarrow \quad l = \frac{t^2}{4x} \quad (4.7)$$

Buradan Eşitlik 4.6 ‘de  $l$  değeri yerine koyularak;

$$\sigma = \frac{6F_t l}{bt^2} = \frac{6F_t \frac{t^2}{4x}}{bt^2} = \frac{3F_t}{2bx} \quad \Rightarrow \quad \sigma = \frac{3F_t P_d}{2bx P_d} \quad \Rightarrow \quad \sigma = \frac{F_t P_d}{bY} \quad (4.8)$$

eşitliği elde edilmektedir.

Burada;  $P_d = \frac{Z}{D} = \frac{1}{m}$ : çapsal adım (Diametral pitch) [mm],  $m$ : modül [mm],

$Y = \frac{2}{3} x P_d$  Lewis form faktörü olarak tanımlanmaktadır.

Eşitlik 4.8 ile tanımlanan Lewis yaklaşımı kuvvet açısı  $20^\circ$  olan evolvent profile sahip dişlilerin, statik yüklenme durumu için geçerli olmaktadır. Ancak dişli çarklar dinamik yüklenme altında çalıştığı için bu eşitlik dinamik koşulları sağlayacak, deneysel çalışmalarla belirlenmiş katsayılar kullanılarak teorik analizlerde kullanılmak üzere geliştirilmiştir. Diş dibi gerilmelerinin hesabında kullanılmak üzere geliştirilen benzer eşitliklerde literatürlerde yer almaktadır (Avcıl 2006, Babalık 2002). Ancak Eşitlik 4.9’de sunulan Lewis yaklaşımının iyileştirilmiş hali diş dibi gerilmelerinin teorik hesabında ve FEA doğrulama çalışmalarında kullanılmaktadır (Wei 2004).

$$\sigma_{Diş\ dibi_{1,2}} = \frac{F_t P_{d_{1,2}} K_a K_s K_m}{b_{1,2} Y_j K_v} \quad (4.9)$$

$\sigma_{Diş\ dibi,2}$  = Diş dibi gerilmesi [MPa]

$F_t$  = Teğetsel kuvvet [N]

$P_{d,2} = \frac{1}{m} = \text{Çapsal adım [mm]}$

$K_a$  = İşletme faktörü

$K_s$  = Boyut faktörü

$K_m$  = Yük dağılım faktörü

$K_v$  = Dinamik faktör

$Y_j$  = Geometrik faktör ( $Y_j = Y/K_c$ )  $K_c$  = Gerilme yılması faktörü

Yukarıda verilen dişli çarkların çalışma koşulları için kullanılan katsayılar ve konuyla ilgili detaylı bilgiler AGMA (American Gear Manufacturer Association: Amerikan Dişli İmalatçıları Birliği) tarafından sunulan standartlarda ve benzer makine elemanları tasarımı konusundaki hazırlanmış literatürlerde verilmektedir. (Wei 2004, Babalık 2002, Akkurt 1982, Avcıl 2006, Rende 1997, Maitra 1994, Hamrock ve Jacobson 2004.).

Gerçekte diş dibindeki maksimum gerilme iki dişli çarkın çalışması esnasında sadece bir dişli çiftinin bölüm dairesi yakınlarında temasta olduğu anda ortaya çıkmaktadır. Tek bir dişli çiftinin temasta olduğu an, tüm yükün bu dişli çifti tarafından taşındığı en kötü zorlanma durumu olarak tanımlanmaktadır (Wei 2004, Babalık 2002, Akkurt 1982, Avcıl 2006). Bu nedenle yukarıda verilen Eşitlik 4.9'de sadece diş dibini eğilmeye zorlayan tek dişin temasta olduğu maksimum teğetsel kuvvet dikkate alınmıştır. Diş dibinde basıya zorlayan radyal kuvvet ( $F_r$ ) ise göreceli olarak küçük değerinden dolayı hesaba dahil edilmemiştir.

Dişli çarkların mukavemet açısından incelenmesi gereken ikinci hasar oluşumu diş yüzeylerinde oluşan temas basıncı dolayısıyla ortaya çıkan yüzey aşınması hasarıdır. Bu hasar tipinde, dişli yüzeyleri temas halindeyken diş kuvveti etkisinde yüzeylerde oluşan basınç dişli malzemesinin kritik değerini aştığı zaman pitting denilen yüzey oyuklaşma hasarı meydana gelmektedir. Dişli çarklarda yüzey aşınması hesabında Hertz teorisi temel alınır ve temasta olan iki dişliden küçük olanı için temas yüzeyindeki yüzey basıncı hesaplanır. (Babalık 2002, Akkurt 1982). Buna göre dinamik koşulları hesaba alan katsayılar ile dişli yan yüzeyleri mukavemet hesabında Eşitlik 4.10 kullanılmaktadır.

$$\sigma_H = K_E \cdot K_a \cdot K_i \sqrt{\frac{F_t}{b_e \cdot D_{Ort}} \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_m} \quad (4.10)$$

$\sigma_H$  = Diş yüzeyi temas basıncı [MPa]

$F_t$  = Teğetsel kuvvet [N]

$D_{Ort}$  = Ortalama bölüm dairesi çapı [mm]

$b_e$  = Efektif diş genişliği [mm]

$K_a$  = İşletme faktörü

$K_\alpha$  = Yuvarlanma noktası faktörü

$K_m$  = Yük dağılım faktörü

$K_v$  = Dinamik faktör

$K_E$  = Malzeme faktörü [ $\sqrt{MPa}$ ]

$K_i$  = Çevrim oranı faktörü

TÇBM tork ve hareket iletimi makine üzerinde bulunan içi dolu silindirik bir tambur iletim mili ve 20° kuvvet açılı evolvent profile sahip düz konik dişli çark mekanizmaları vasıtasıyla sağlanmaktadır. Bu tip düz konik dişlilerde mukavemet hesaplarını yapabilmek için mukavemet açısından eşdeğer olan düz dişliler tercih edilmektedir. Bu düz dişli Tregold yaklaşımı denilen bir yöntemle elde edilmektedir. Bu yaklaşımla konik dişli çarkın mukavemet hesabında modülü  $m_m$ , diş sayısı  $Z_v$  olan sanal düz dişlinin boyutları dikkate alınmaktadır. Sanal dişli çark dayanıklı ise, konik dişli çark da dayanıklıdır (Babalık 2002).

Buna göre tambur grubu dişlileri olan 3 ve 4 numaralı dişliler için kritik zorlanma durumundaki diş dibi gerilmeleri, AGMA Standartları ve literatürlerde verilen katsayılarla aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Wei 2004).

Burada  $F_t=2847.83$  [N],  $m_m=3.34$  [mm],  $b_e=14.40$  [mm],

$K_a=1.20$ ,  $K_s=1.20$ ,  $K_m=1.15$ ,  $K_v=1$  ve  $Y_j=0.37$  olmak üzere;

Dişli No: 3 için;

$$\sigma_{Diş\ dibi_{1,2}} = \frac{F_t P_{d_{1,2}} K_a K_s K_m}{b_{1,2} Y_j K_v} \Rightarrow \sigma_{Diş\ dibi} = \frac{(2847.83) (0.30) (1.20) (1.20) (1.15)}{(15.48) (0.37) (1)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{Diş\ dibi} \cong 247 \quad [MPa]$$

Dişli No: 4 için;

$$\sigma_{Diş\ dibi_{1,2}} = \frac{F_t P_{d_{1,2}} K_a K_s K_m}{b_{1,2} Y_j K_v} \Rightarrow \sigma_{Diş\ dibi} = \frac{(2847.83) (0.30) (1.20) (1.20) (1.15)}{(14.40) (0.37) (1)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{Diş\ dibi} \cong 265.54 \quad [MPa]$$

Benzer şekilde tambur grubu dişlileri için kritik zorlanma durumundaki diş yüzeyi aşınma basıncı, AGMA Standartları ve literatürlerde verilen katsayılar ile aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Burada  $F_t=2847.83$  [N],  $b_{\text{effektif}}=14.40$  [mm],  $D_{\text{Ort}}=50.75$  [mm],  $K_E=271$ ,  $K_\alpha=1.76$ ,  $K_i=1.35$ ,  $K_a=1.20$ ,  $K_v=1$ , ve  $K_m=1.15$  olmak üzere;

Dişli no: 3 için;

$$\sigma_H = K_E \cdot K_\alpha \cdot K_i \sqrt{\frac{F_t}{b_e \cdot D_{\text{Ort}}} \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_m}$$

$$\sigma_H = (271)(1.76)(1.35) \sqrt{\frac{2847.83}{(14.40)(50.75)} (1.20)(1)(1.15)}$$

$$\sigma_H \cong 1493.20 \text{ [MPa]}$$

## 4.6 TÇBM Detaylı FEA

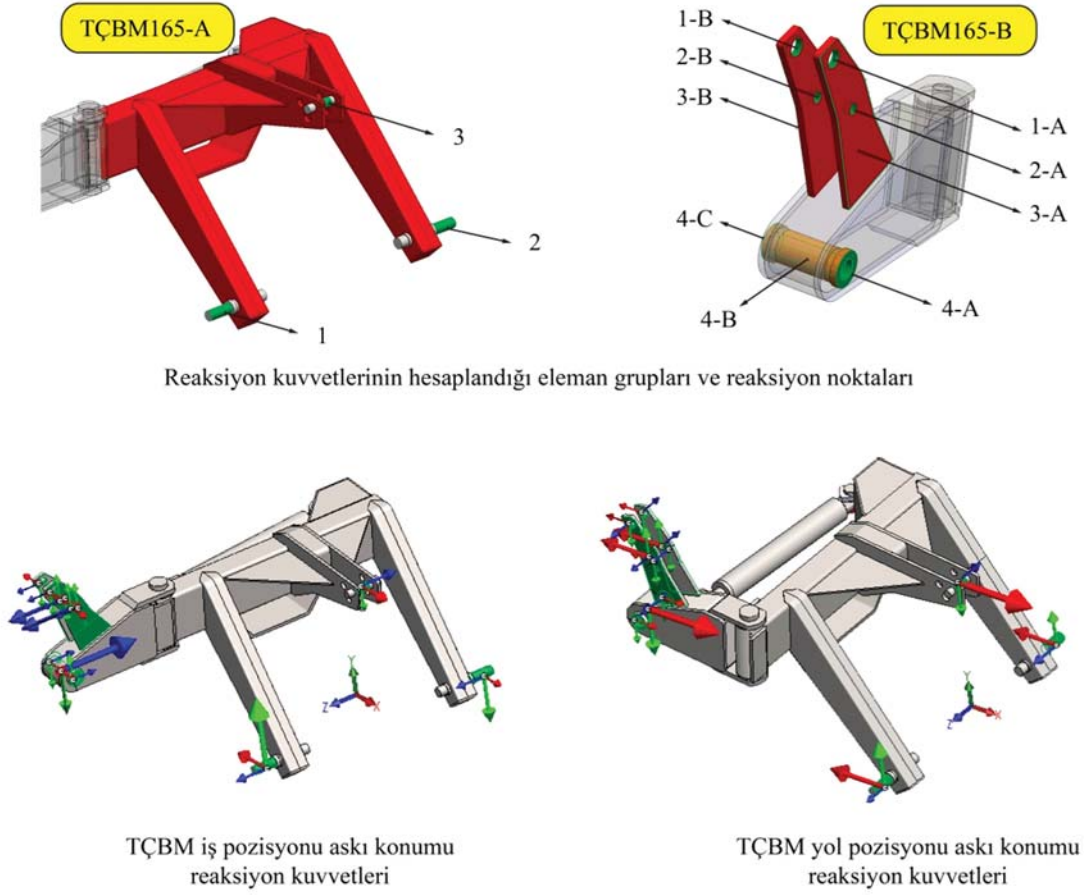
### 4.6.1 TÇBM yapısal elemanları

TÇBM için hazırlanan toplam çalışma çevrimi senaryosu ile makinenin bu senaryo içerisinde tarif edilen yüklenme koşulları daha önceki bölümlerde ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır. Bu senaryo içerisinde tanımlanan ilgili yüklenme koşullarına göre TÇBM'e ait bazı yapısal eleman grupları üzerinde detaylı FEA'lar kurulmuş ve elde edilen FEM temelli gerilme analizi sonuçları deneysel gerilme analizleri sonuçları ile karşılaştırılarak FEA doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Makine elemanlarına ait gerçek çalışma koşullarının simüle edilmesinde ortaya çıkan kısıtlar, bu kısıtların ortadan kaldırması amacı ile yapılan zorunlu varsayımlar/kabuller, ilgili literatürlerde yer alan örnek FEM temelli mühendislik yaklaşım modelleri, TÇBM toplam çalışma çevrimi yüklenme koşulları ve FEA çözüm platformu kapasitesi dikkate alınarak TÇBM'e ait bazı yapısal eleman grupları için hazırlanan detaylı FEA'lar lineer izotropik malzeme modeli ve statik yüklenme koşulu kabulleri yapılarak kurulmuştur. Bu durumda, FEA doğrulama çalışmalarının TÇBM gerçek çalışma koşulları içerisinde yüklenme ve sınır şartlarının tam olarak bilindiği, yalnızca statik yüklenmenin olduğu çalışma koşulları için yapılmasının en sağlıklı yaklaşım olduğu öngörülmüştür. TÇBM için yapılan atölye fiziksel testlerinde, makine iş ve yol pozisyonu askı konumunda, yer çekimi etkisinde yalnızca kendi ağırlığı altında statik olarak yüklenmektedir. Bu nedenle detaylı FEA'ların doğrulama çalışmaları, TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosunda tarif edildiği şekilde, TÇBM askı konumları atölye fiziksel testleri sonuçları referans alınarak gerçekleştirilmiştir.

Hazırlanan FEA'larda, makineye ait tüm elemanların yer aldığı katı model yerine, gerilme değerlerinin daha hassas elde edilmesi amacıyla daha önce belirlenen yapısal eleman gruplarına ait katı modeller kullanılmış ve detaylı FEA'lar gerçekleştirilmiştir. Doğrulama çalışmalarında kullanılacak gerilme değerleri, fiziksel testlerde kullanılan SG yapıştırma yüzeylerinden alınmıştır. Benzer şekilde detaylı FEA'larda fiziksel testlerde kullanılan SG boyutlarına ve yerleşim planına göre katı modeller üzerinde SG yapıştırma yüzeyleri tanımlanmış ve simülasyon karşılaştırma gerilme değerleri bu yüzeylerden alınmıştır. Yapısal elemanlara ait tüm detaylı FEA'lar SolidWorks-CAD modülü ile tam entegre çalışan ANSYS Workbench FEM temelli multi-fizik mühendislik analizi yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. FEM temelli analizlerde gerekli olan katı model geometrileri, gerilme dağılımlarına doğrudan etkili faktörlerden biridir. Bu nedenle detaylı FEA'larda kullanılan TÇBM165-A ve TÇBM165-B eleman gruplarına ait katı model geometrilerinde hiçbir düzenleme yapılmamış, orijinal imalat geometrileri kullanılmıştır. Detaylı FEA'larda, statik yüklenme ve lineer izotropik malzeme modeli kabulleri yapılmıştır. Tüm yapısal elemanlar için TÇBM imalatında kullanılan çelik esaslı malzeme (TÇBM imalat çeliği) (Bkz. Çizelge 4.6) tanımlanmıştır. Detaylı FEA'larda kullanılan eleman grupları için sınır şartları TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosunda tanımlanan atölye iş ve yol pozisyonu askı konumları referans alınarak kurulmuştur. TÇBM iş ve yol pozisyonu askı konumları için ayrı ayrı analizler gerçekleştirilmiştir. Seçilen eleman gruplarının her bir bağlantı noktalarında maruz kaldığı kuvvetler daha önce gerçekleştirilen TÇBM atölye askı konumları, taslak FEA çalışmalarından elemanların bağlantı noktalarındaki reaksiyon kuvvetleri hesaplanarak elde edilmiştir. Buna göre atölye iş ve yol pozisyonu askı konumları seçilen TÇBM165-A ve

TÇBM165-B eleman gruplarına etkiyen kuvvetler ve kuvvetlerin konumları Şekil 4.54’de, hesaplanan sayısal değerler ve tanımlanan yüke (Makine ağırlığı) karşı reaksiyon kuvvetlerinin doğrulanması Çizelge 4.14 ve Çizelge 4.15’de verilmiştir.



Şekil 4.54. TÇBM eleman grupları reaksiyon kuvvetleri

Çizelge 4.14. TÇBM165-A için reaksiyon kuvvetleri sayısal değerleri ve kuvvet doğrulama

TÇBM165-A						
TÇBM İŞ POZİSYONU ASKI KONUMU KOORDİNAT EKSENLERİ	TÇBM İŞ POZİSYONU ASKI KONUMU ÜNBD* REAKSIYON KUVVETLERİ [ N ]			SIMULASYON TOPLAM EKSENEL REAKSIYON KUVVETLERİ [N]	SIMULASYON TOPLAM EKSENEL REAKSIYON KUVVETLERİ [kgf]	DOĞRULAMA REFERANSI
	1	2	3			TÇBM CAD MODEL AĞIRLIK [kgf]
X	-3771.300	645.950	3125.300	-0.050	-0.005	424.147
Y	8151.750	-3819.300	-171.510	4160.940	424.153	
Z	1460.800	836.470	-2297.200	0.070	0.007	
$\left  \frac{(\text{CAD Ağırlık}) - (\text{Sim. Reaksiyon})}{(\text{CAD Ağırlık})} \cdot 100 \right $						
0.0014						
TÇBM YOL POZİSYONU ASKI KONUMU KOORDİNAT EKSENLERİ						
TÇBM YOL POZİSYONU ASKI KONUMU KOORDİNAT EKSENLERİ	TÇBM YOL POZİSYONU ASKI KONUMU ÜNBD* REAKSIYON KUVVETLERİ [ N ]			SIMULASYON TOPLAM EKSENEL REAKSIYON KUVVETLERİ [N]	SIMULASYON TOPLAM EKSENEL REAKSIYON KUVVETLERİ [kgf]	DOĞRULAMA REFERANSI
	1	2	3			TÇBM CAD MODEL AĞIRLIK [kgf]
X	-6649.400	-4373.200	11023.000	0.400	0.041	424.147
Y	4211.220	2119.700	-2170.000	4160.920	424.151	
Z	48.694	1371.200	-1419.900	-0.006	-0.001	
$\left  \frac{(\text{CAD Ağırlık}) - (\text{Sim. Reaksiyon})}{(\text{CAD Ağırlık})} \cdot 100 \right $						
0.0009						

\* ÜNBD: Üç nokta bağlantı düzeni

Çizelge 4.15. TÇBM165-B için reaksiyon kuvvetleri sayısal değerler

TÇBM165-B									
TÇBM İŞ POZİSYONU ASKI KONUMU KOORDİNAT EKSENLERİ	TÇBM İŞ POZİSYONU ASKI KONUMU ELEMAN BAZINDA BAĞLANTI NOKTALARINDA HESAPLANAN SİMULASYON REAKSIYON KUVVETLERİ [N]								
	1-A	1-B	2-A	2-B	3-A	3-B	4-A	4-B	4-C
X	61.311	-61.483	67.137	-18.974	-113.710	125.580	-583.240	79.970	444.330
Y	-51.991	-2.563	218.470	237.590	9.551	-21.229	188.260	-3187.900	-288.110
Z	6.556	18.154	5126.600	5439.400	3.699	6.206	-14.226	-10061.000	-523.910
TÇBM YOL POZİSYONU ASKI KONUMU KOORDİNAT EKSENLERİ	TÇBM YOL POZİSYONU ASKI KONUMU ELEMAN BAZINDA BAĞLANTI NOKTALARINDA HESAPLANAN SİMULASYON REAKSIYON KUVVETLERİ [N]								
	1-A	1-B	2-A	2-B	3-A	3-B	4-A	4-B	4-C
X	-2.673	-22.171	-5234.800	-5225.100	-4.233	-4.727	9.223	10265.000	219.640
Y	-21.829	-29.613	885.490	880.940	-3.968	-4.389	-19.920	-4552.100	-32.537
Z	62.347	-62.065	42.366	-50.518	-114.890	123.250	-410.740	-155.450	565.670

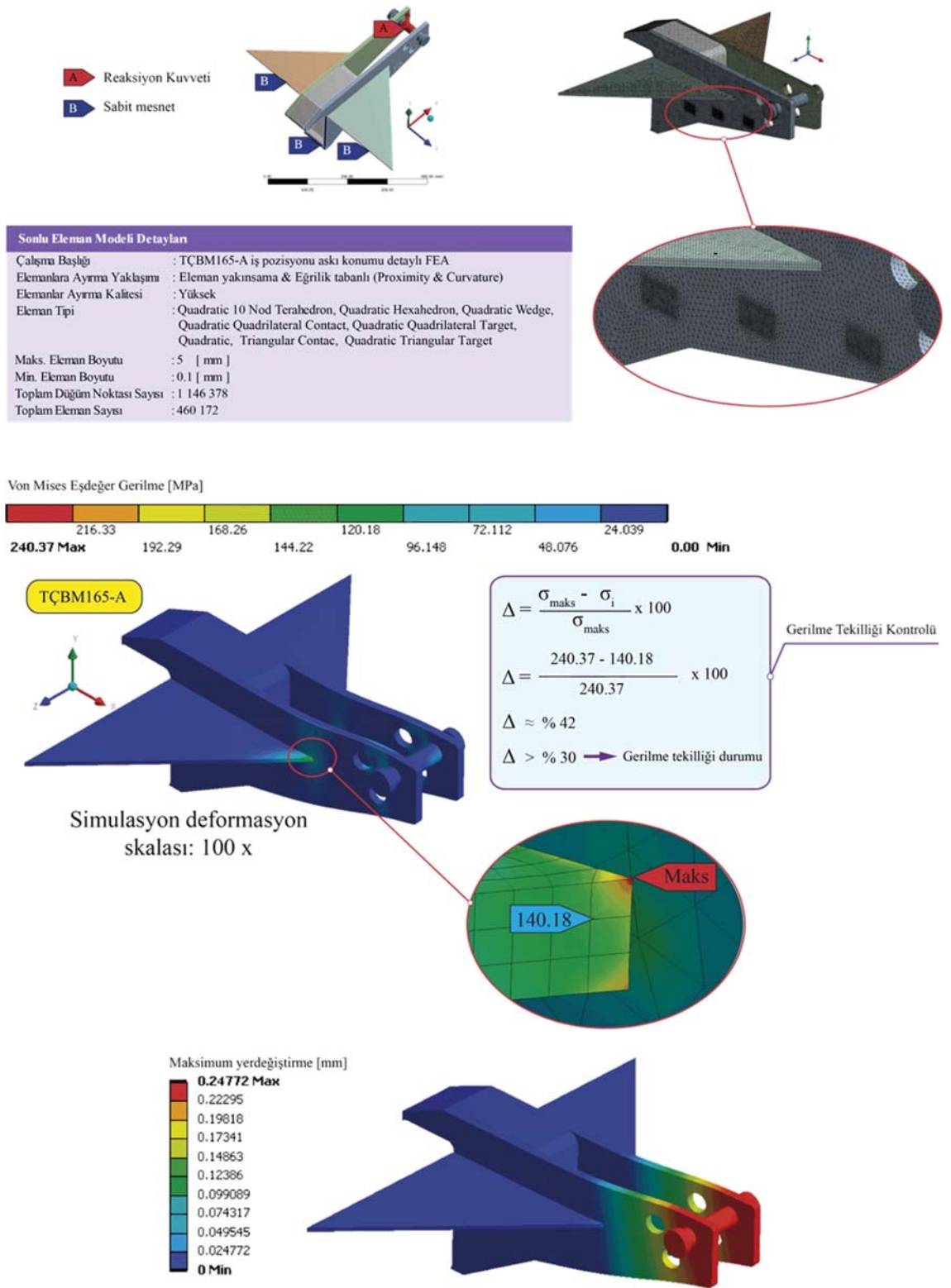
TÇBM165-A ve TÇBM165-B eleman gruplarına ait FE modelleri ANSYS Workbench elemanlara ayırma (Meshing) fonksiyonları kullanılarak otomatik olarak oluşturulmuştur. FE modellerinde kullanılacak uygun eleman boyutunu belirlemek için ön denemeler gerçekleştirilmiştir. FEA çözümünün yapılacağı bilgisayar platformu gücü, model büyüklükleri ve geometrisi göz önünde tutularak eleman geometrilerini en uygun şekilde temsil edebilecek eleman boyutları için elemanlara ayırma tanımlamaları yapılmıştır. Elemanlara ayırma tanımlamaları yapılırken, daha hassas sonuçların elde edilebilmesi için tüm elemanlara ayırma işlemlerinde eleman yakınlık ve eğrilik tabanlı



elemanlara ayırma (Proximity and curvature based meshing) yaklaşımı uygulanmış ve SG yapıştırma yüzeylerine daha küçük eleman boyutları atanmıştır (ANSYS 2012). FEM işlem öncesi adımların tamamlanmasının ardından FEA çözüm işlemi gerçekleştirilmiş ve sonuçlar kayıt edilmiştir.

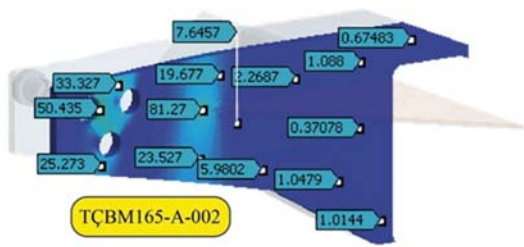
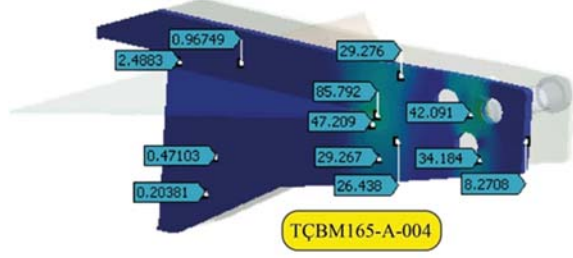
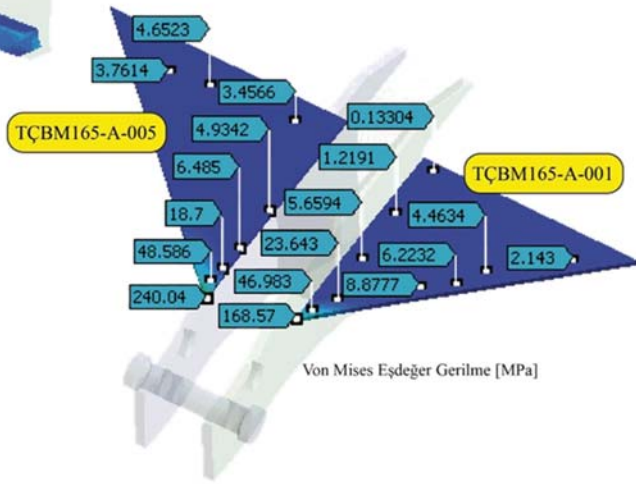
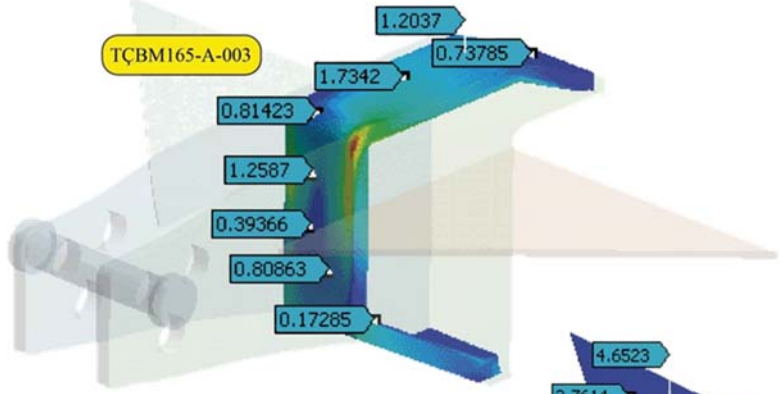
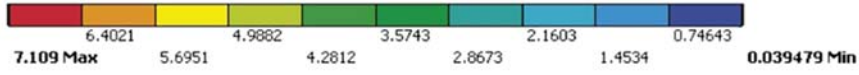
Elde edilen FEA simülasyon sonuçlarına göre TÇBM iş ve yol pozisyonu askı konumları yüklenme durumlarında, maksimum yer değiştirme değerleri TÇBM-A grubu için yaklaşık 0.25 [mm] ve TÇBM-B grubu için yaklaşık 0.35 [mm] olarak elde edilmiştir. Bununla birlikte her iki eleman grubu iş ve yol pozisyonu askı konumları için gerçekleştirilen analizler sonucunda, tanımlanan sınır şartlarına göre bazı model geometrilerine ait belirli köşe ve temas bölgelerinde anlamsız olduğu düşünülen yüksek gerilme değerleri elde edilmiştir. Bu nedenle bu bölgeler için tanımlanan analizler yeniden değerlendirme altında alınmıştır. Değerlendirmeler sonucunda, bu bölgelerde elde edilen gerilme değerlerinin, tanımlanan yüklenmeye göre çok yüksek olduğu ve yüklenmenin bazı elemanlara ait köşe bölgeleri üzerinde yoğunlaştığı noktalarda ortaya çıktığı tespit edilmiş ve ilgili literatürlerde verilen gerilme tekilliği durumu kontrolü yapılmıştır. Buna göre; TÇBM-A-005 (240.37 [MPa]), TÇBM-B-001 (284.39 [MPa]) kodlu ve eş elemanları üzerinde gerilme tekilliği durumunun ortaya çıktığı, elde edilen değerlerin gerçek değerleri yansıtmadığı yorumlanmış ve bu değerler göz ardı edilmiştir. Gerilme tekilliği durumu ile ilgili ayrıntılı açıklamalar Bölüm 2.3.2.2.2'de yapılmıştır. Bu değerlerin dışında TÇBM eleman gruplarının üzerinde ortaya çıkan gerilme dağılımlarının, hasar kriteri olan malzeme akma dayanımı değerinin (280 [MPa]) oldukça altında olduğu görülmektedir.

Detaylı FEA sonuçlarına göre TÇBM eleman gruplarına ait FEA sınır şartları, FE Modeli ve simülasyon Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları değerlerine ait çıktılar sırasıyla Şekil 4.55, Şekil 4.56, Şekil 4.57 ve Şekil 4.58'de ilgili elemanlar üzerine yapıştırılan her bir eleman için SG yüzeylerinden alınan maksimum Von Mises eşdeğer gerilme sayısal değerleri ise yüklenme konumuna göre Çizelge 4.16 ve Çizelge 4.17'de verilmiştir.

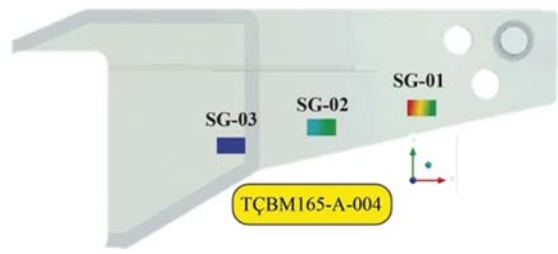


Şekil 4.55. TÇBM165-A iş pozisyonu askı konumu detaylı FEA sınır şartları, FE Modeli ve simülasyon Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları

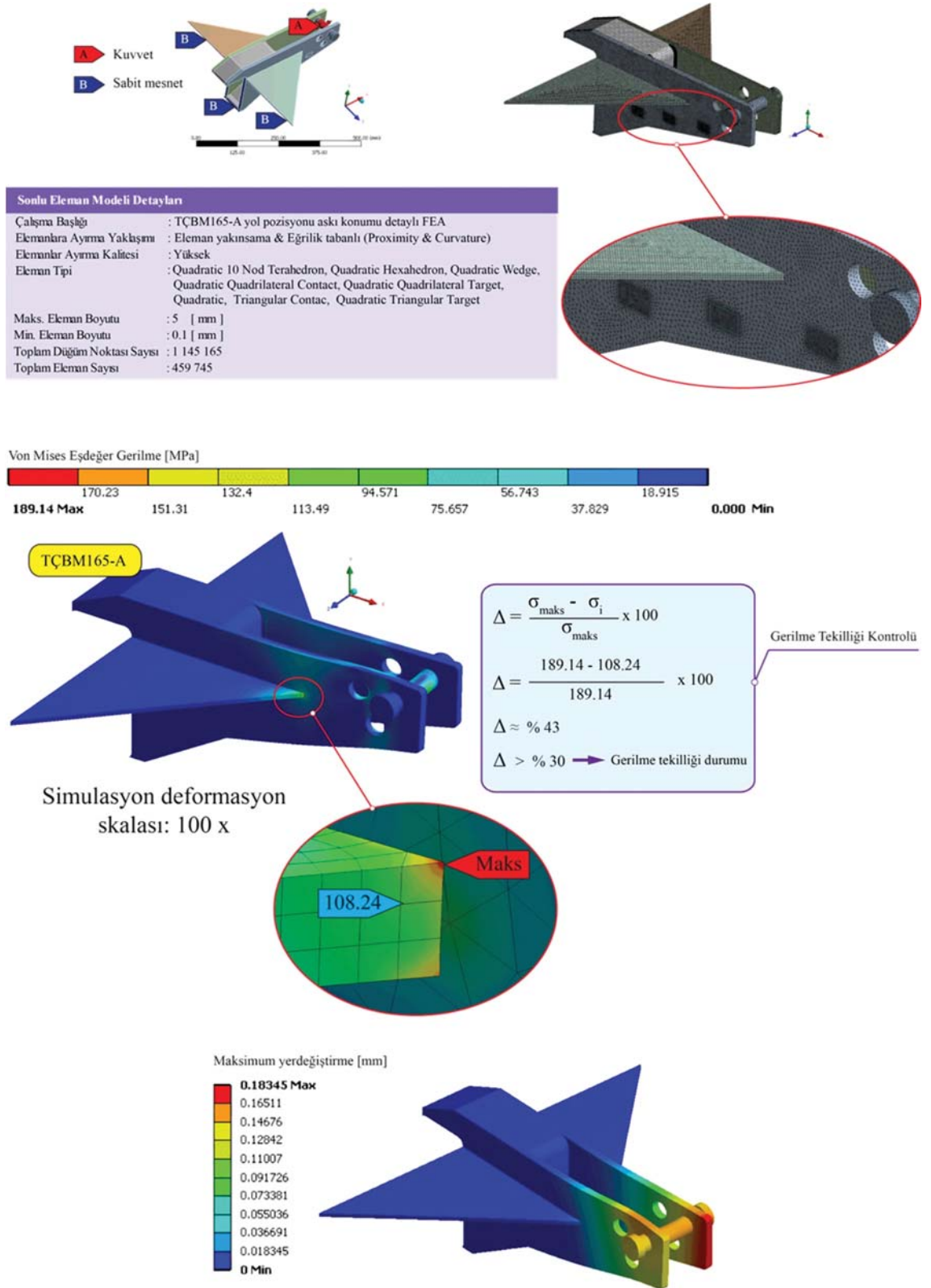
Von Mises Eşdeğer Gerilme [MPa]



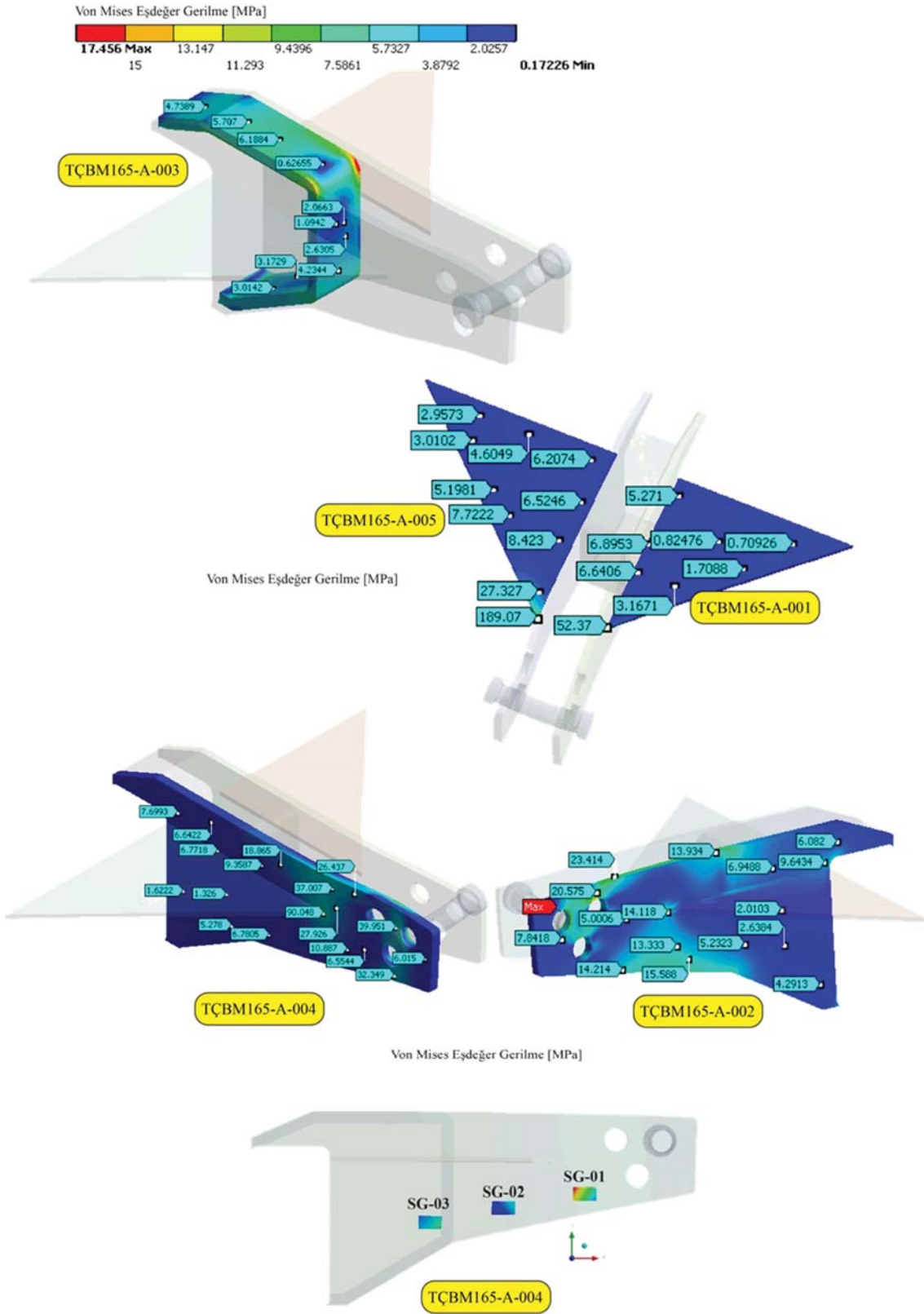
Von Mises Eşdeğer Gerilme [MPa]



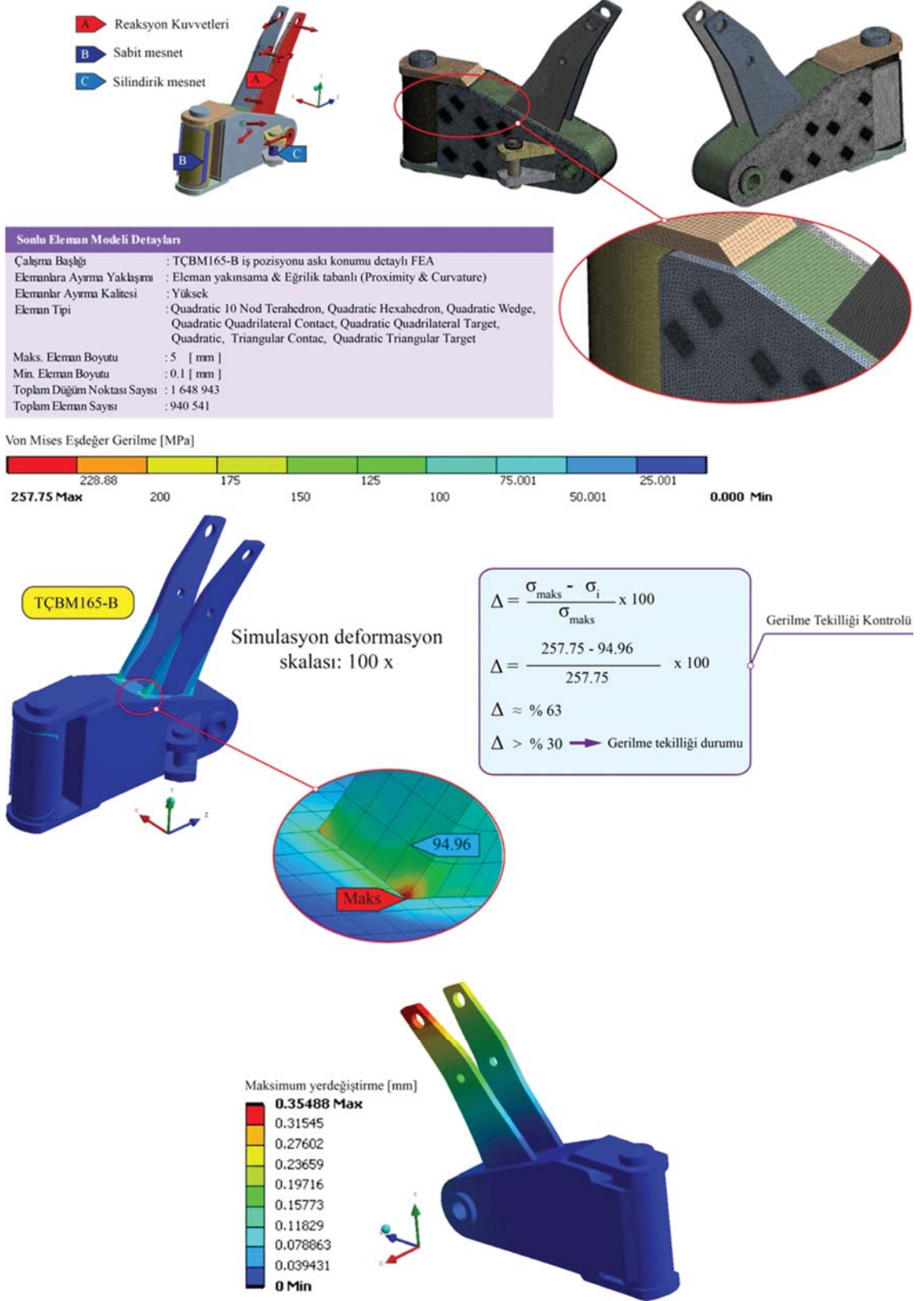
Şekil 4.55'in devamı



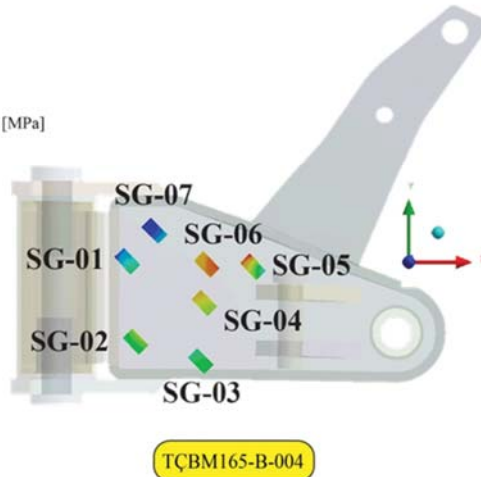
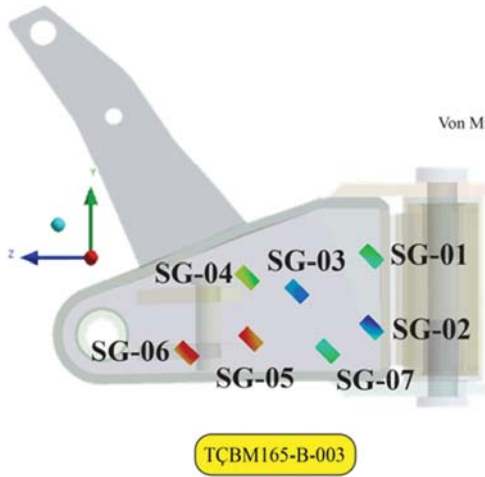
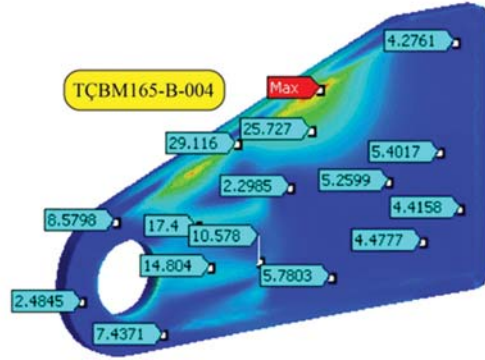
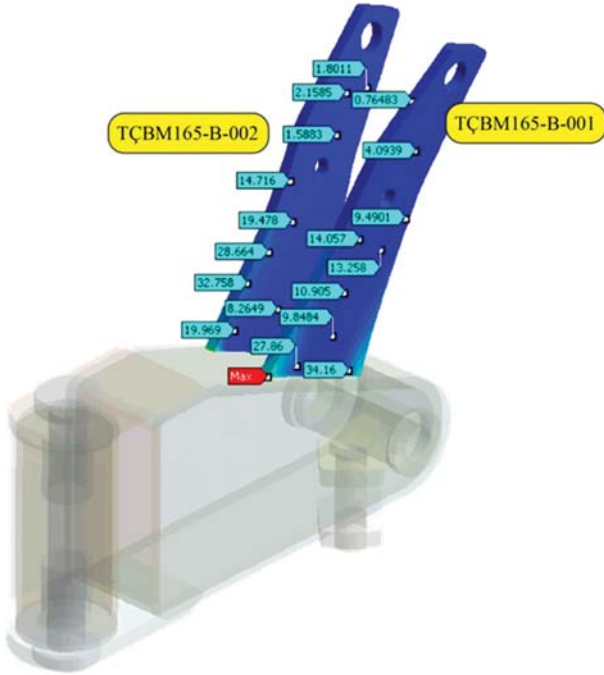
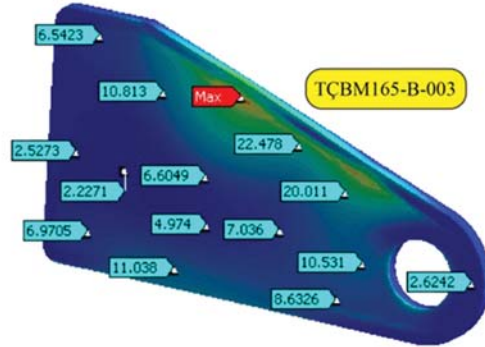
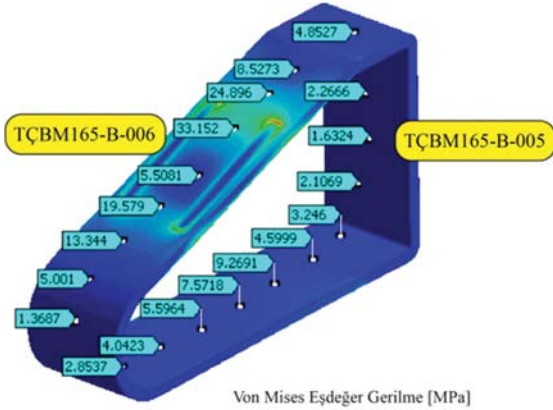
Şekil 4.56. TÇBM165-A yol pozisyonu askı konumu detaylı FEA sınır şartları, FE Modeli ve simulasyon Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları



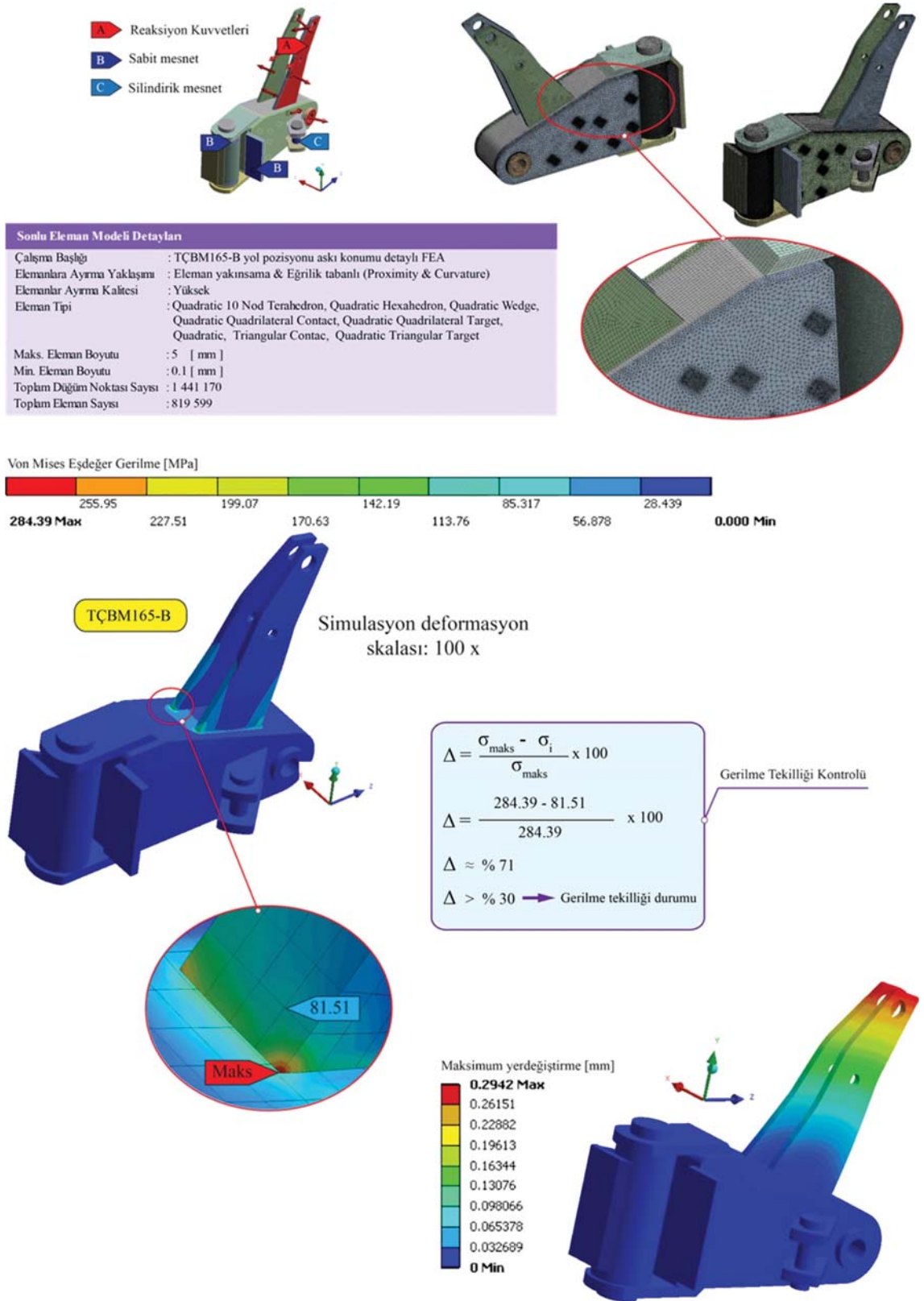
Şekil 4.56'nın devamı



Şekil 4.57. TÇBM165-B iş pozisyonu askı konumu detaylı FEA sınır şartları, FE Modeli ve simulasyon Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları

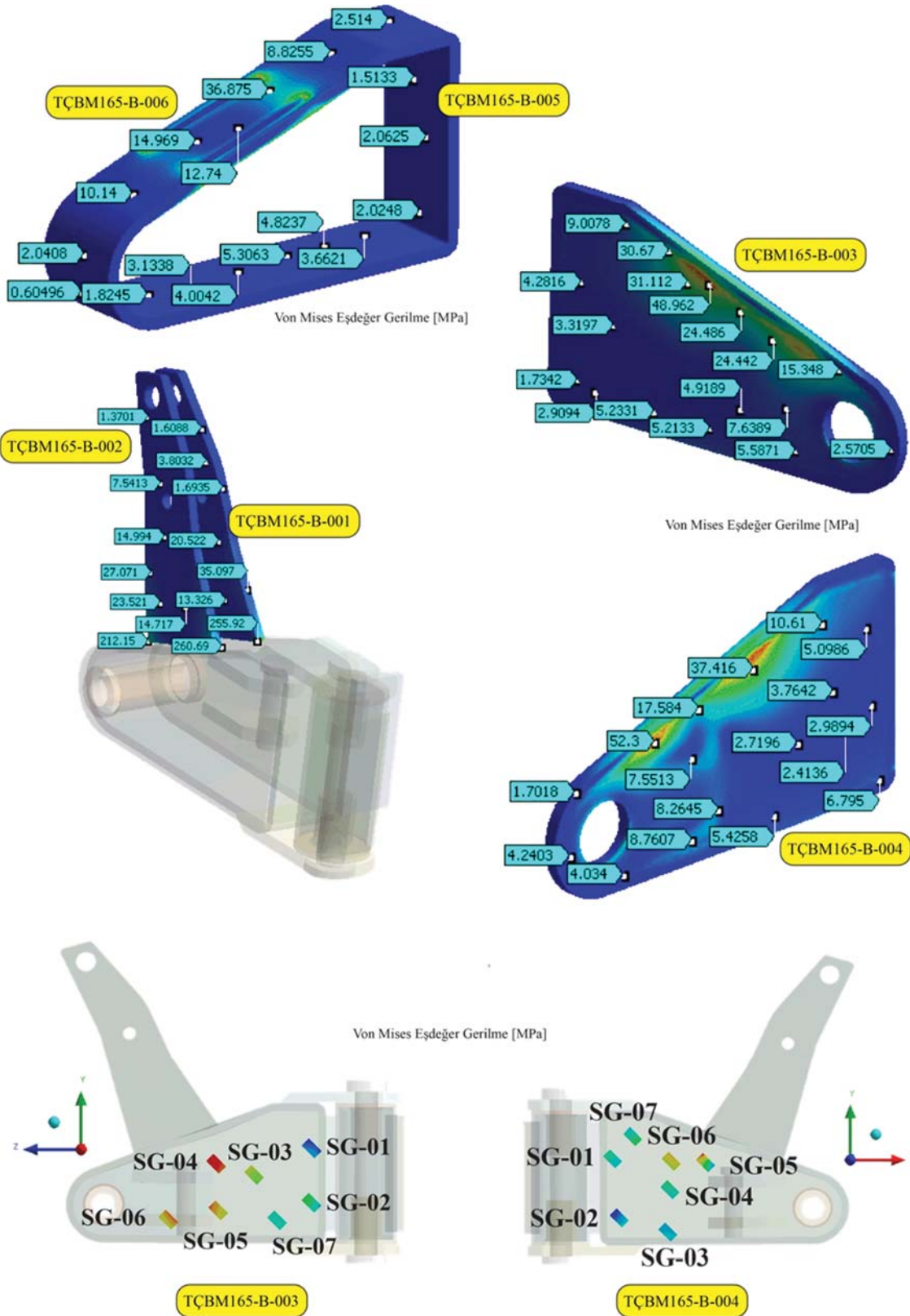


Şekil 4.57'nin devamı



Şekil 4.58. TÇBM165-B yol pozisyonu askı konumu detaylı FEA sınır şartları, FE Modeli ve simulasyon Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları





Şekil 4.58'in devamı

Çizelge 4.16. TÇBM İş pozisyonu askı konumu FEA Von Mises eşdeğer gerilme değerleri

Strain-Gauge No	FEA Eşdeğer Gerilme (Von Mises) [MPa]		
	Yapısal Eleman Kodu		
	TÇBM165-A-004	TÇBM165-B-003	TÇBM165-B-004
SG-01	26.219	8.110	7.482
SG-02	15.00	6.892	9.079
SG-03	1.27	5.379	8.193
SG-04	-	10.329	10.508
SG-05	-	13.247	12.468
SG-06	-	13.354	11.588
SG-07	-	8.112	5.502

Çizelge 4.17. TÇBM Yol pozisyonu askı konumu FEA Von Mises eşdeğer gerilme değerleri

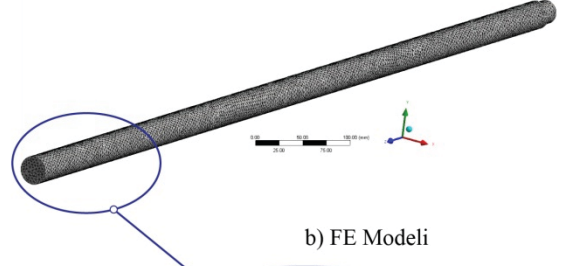
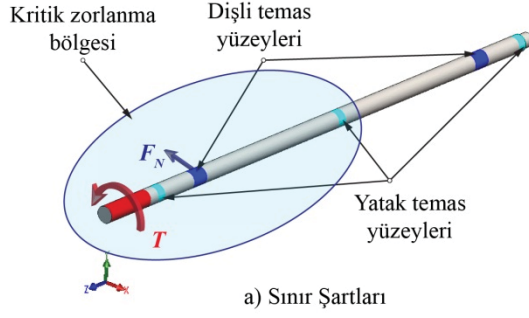
Strain-Gauge No	FEA Eşdeğer Gerilme (Von Mises) [MPa]		
	Yapısal Eleman Kodu		
	TÇBM165-A-004	TÇBM165-B-003	TÇBM165-B-004
SG-01	16.497	4.226	8.110
SG-02	6.72	6.678	6.892
SG-03	8.12	8.386	5.379
SG-04	-	11.506	10.329
SG-05	-	10.643	13.247
SG-06	-	10.507	13.354
SG-07	-	5.911	8.112

#### 4.6.2 TÇBM hareket iletim elemanları

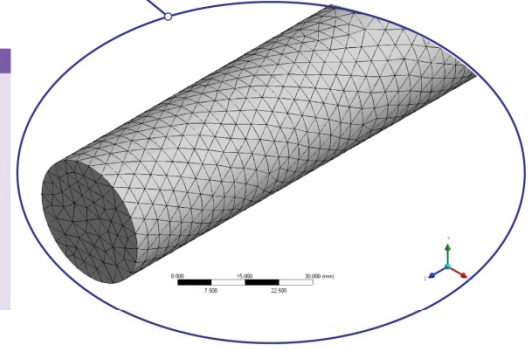
TÇBM hareket iletim elemanları ve çalışma koşulları TÇBM Fiziksel Test bölümünde ayrıntılı bir şekilde tarif edilmiştir. TÇBM hareket iletim elemanları için gerçekleştirilen tüm detaylı FEA'lar, tanımlanan bu çalışma koşulları referans alınarak kurulmuştur. Bu kapsamda tambur iletim mili, tambur mili ve tambur grubu dişlileri için ayrı ayrı detaylı FEA'lar gerçekleştirilmiş ve her bir eleman için tanımlanan çalışma koşulları altında, maruz kaldıkları maksimum Von Mises eşdeğer gerilme değerleri elde edilmiştir. TÇBM hareket iletim elemanları için kurulan detaylı FEA'lar, ANSYS Workbench FEM tabanlı multi-fizik mühendislik analizi yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

#### 4.6.2.1 TÇBM tambur grubu milleri

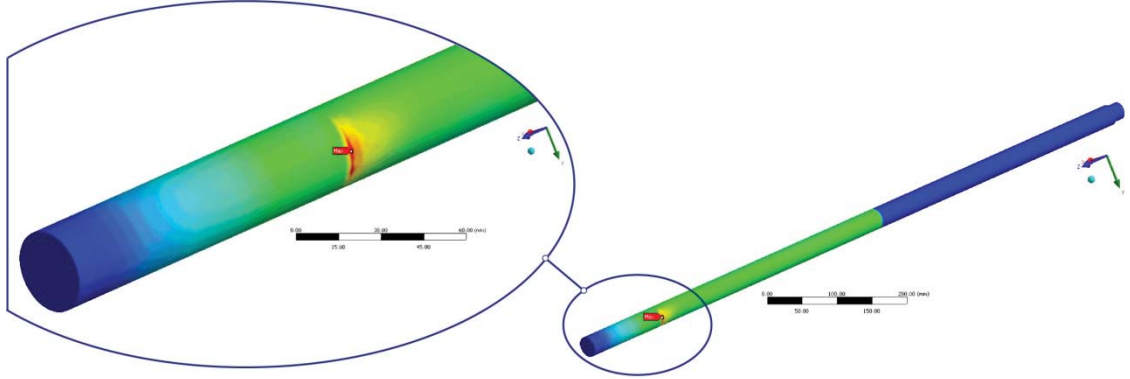
Tambur grubu milleri detaylı FEA'larında standart FEM uygulama adımları takip edilmiştir. FEA'larda kullanılan CAD modelleri, millerinin geometrik yapısını ve yük taşıma özelliğini bozmayacak şekilde yeniden düzenlenmiştir. FEA analizlerinde statik yüklenme ve lineer izotropik malzeme modeli kabulleri yapılmıştır. Her iki mil için 31 NiCr 14 malzemesi tanımlanmıştır (Çizelge 4.6). Tambur mili detayları ve çalışma koşulu Bölüm 4.5.8.2'de detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Buna göre tambur grubu millerinin en kritik zorlanmaya maruz kaldığı durum ve konum dikkate alınarak FEA sınır şartları tanımlanmıştır (Bkz. Şekil 4.52). Tambur grubu milleri FE modeli ANSYS Workbench elemanlara ayırma (Meshing) fonksiyonları kullanılarak otomatik olarak oluşturulmuştur. FE modellerinde kullanılacak uygun eleman boyutunu belirlemek için ön denemeler gerçekleştirilmiştir. FEA çözümünün yapılacağı bilgisayar platformu gücü, model büyüklükleri ve geometrisi göz önünde tutularak tambur grubu mil geometrileri en uygun şekilde temsil edebilecek eleman boyutları tanımlanmıştır. Her iki mil için elemanlara ayırma işlemlerinde eğrilik tabanlı elemanlara ayırma (Curvature based meshing) yaklaşımı uygulanmıştır. FEM işlem öncesi adımların tamamlanmasının ardından FEA çözüm işlemi gerçekleştirilmiş ve sonuçlar kayıt edilmiştir. Gerçekleştirilen FEM temelli analizler sonucunda tambur iletim mili için maksimum Von Mises eşdeğer gerilme değeri 97.158 [MPa], tambur mili için maksimum Von Mises eşdeğer gerilme değeri 77.099 [MPa] olarak elde edilmiştir. TÇBM tambur grubu milleri için FEA sınır şartları, FE modeli detayları ve Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 4.59 ve Şekil 4.60'de verilmiştir.



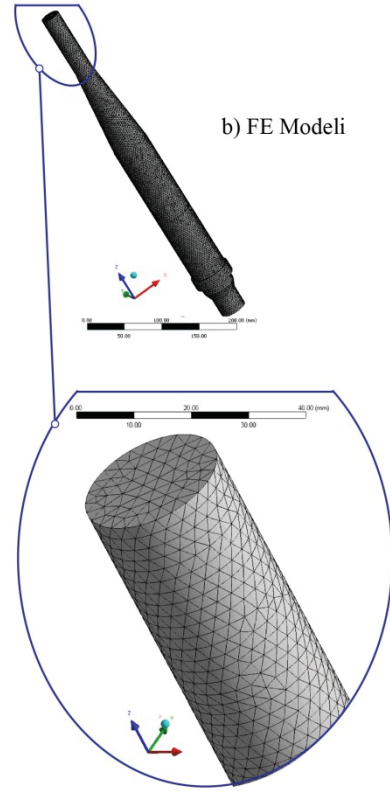
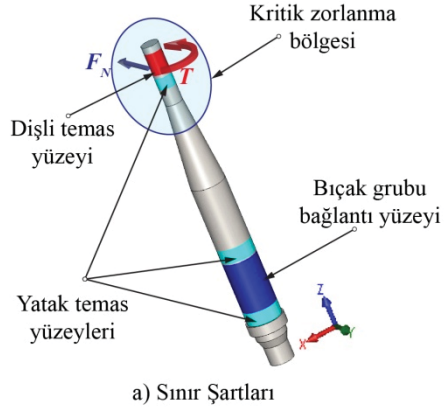
Sonlu Eleman Modeli Detayları	
Çalışma Başlığı	: TÇBM tambur iletim mili
Elemanlara Ayırma Yaklaşımı	: Eğrilik Tabanlı (Curvature Based)
Elemanlar Ayırma Kalitesi	: Yüksek
Eleman Tipi	: Quadratic 10 Nod Terahedron
Maks. Eleman Boyutu	: 10 mm
Min. Eleman Boyutu	: 4 mm
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	: 146 989
Toplam Eleman Sayısı	: 98 241
Toplam Serbestlik Derecesi	: -----



Eşdeğer Gerilme [MPa] (Von Mises)



Şekil 4.59. Tambur iletim mili detaylı FEA ( a) Sınır şartları, b) FE Modeli detayları, c) Eşdeğer gerilme dağılımları )

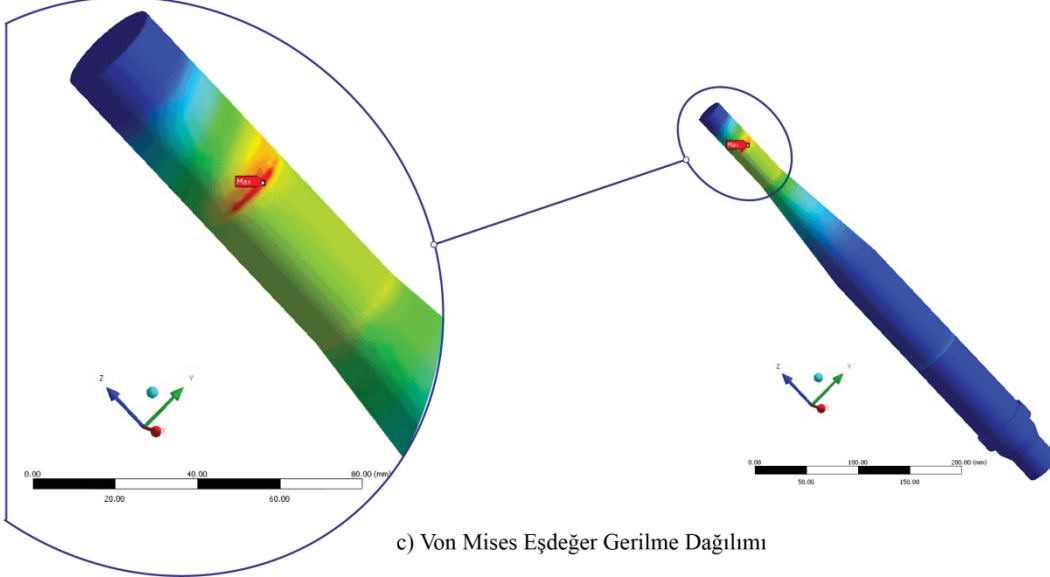


#### Sonlu Eleman Modeli Detayları

Çalışma Başlığı	: TÇBM tambur mili
Elemanlara Ayırma Yaklaşımı	: Eğrilik Tabanlı (Curvature Based)
Elemanlar Ayırma Kalitesi	: Yüksek
Eleman Tipi	: Quadratic 10 Nod Terahedron
Maks. Eleman Boyutu	: 25 mm
Min. Eleman Boyutu	: 3 mm
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	: 298 552
Toplam Eleman Sayısı	: 210 465
Toplam Serbestlik Derecesi	: -----



Eşdeğer Gerilme [MPa] (Von Mises)

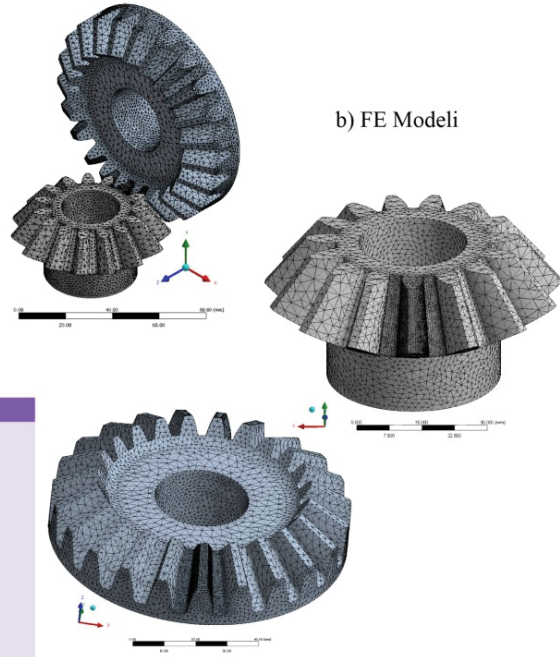
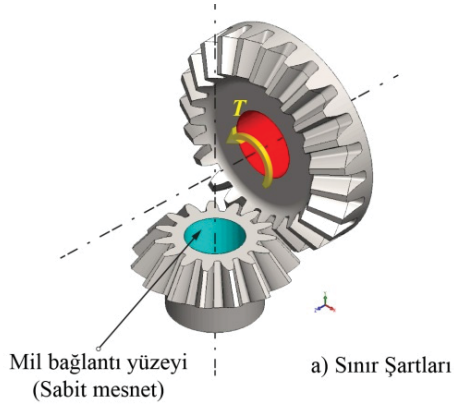


c) Von Mises Eşdeğer Gerilme Dağılımı

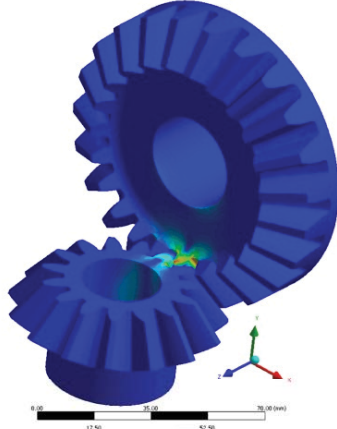
Şekil 4.60. Tambur mili detaylı FEA ( a) Sınır şartları, b) FE Modeli detayları, c) Eşdeğer gerilme dağılımları )

#### 4.6.2.2 TÇBM tambur grubu dişlileri

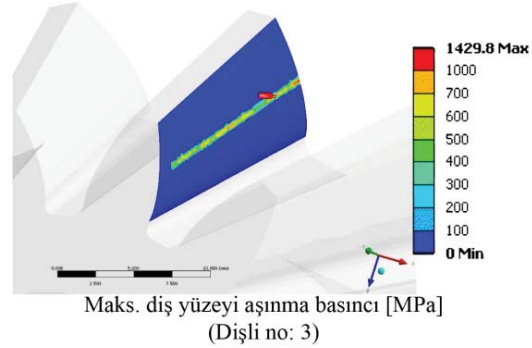
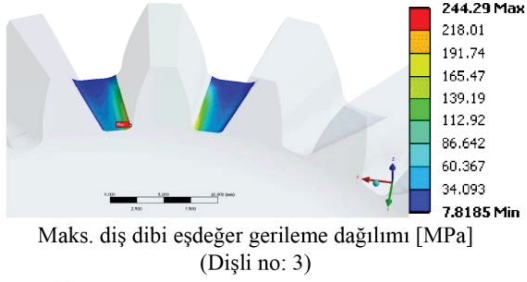
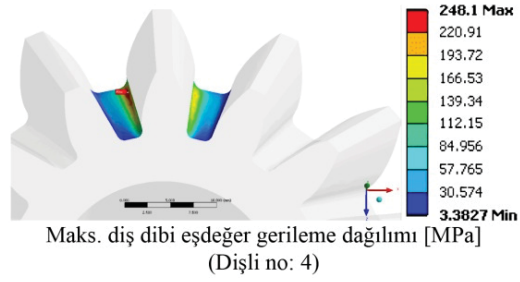
TÇBM tambur grubu hareket iletimi, tambur grubu milleri üzerine yerleştirilmiş iki adet düz konik dişli mekanizması aracılığı ile sağlanmaktadır. Tambur iletim milinin ilettiği tork nedeni ile zorlama altında dişli çarklarda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımları kurulan detaylı FEA ile değerlendirilmiştir. Dişli çarkların FEA uygulamasında standart FEM uygulama adımları takip edilmiştir. 3 ve 4 nolu dişli çarklar SW-CAD modülü içerisinde uygun şekilde yeniden düzenlenmiş ve gerçek çalışma koşullarına göre eşleştirilmiştir. FEA analizlerinde statik yüklenme ve lineer izotropik malzeme modeli kabulleri yapılmıştır. Her iki dişli çark için 16 MnCr 5 malzemesi tanımlanmıştır (Çizelge 4.6). Tambur grubu dişlileri boyutları ve çalışma koşulu Bölüm 4.5.8.3'de ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır. Buna göre FEA sınır şartlarının tanımlanmasında dişli çarkların en yüksek yüklenme koşulu olan tek bir dişli çiftinin bölüm dairesi yakınlarında temasta olduğu, tüm yükün dişlilere ait tek bir diş tarafından taşındığı an dikkate alınmıştır. Dişlilerin temasta olduğu diş yüzeyleri arasında 0.12 sürtünme katsayısı ile non-lineer sürtünmeli temas tanımlanmıştır. Tambur grubu dişlileri FE modeli ANSYS Workbench elemanlara ayırma (Meshing) fonksiyonları kullanılarak otomatik olarak oluşturulmuştur. FE modellerinde kullanılacak uygun eleman boyutunu belirlemek için ön denemeler gerçekleştirilmiştir. FE çözümünün yapılacağı bilgisayar platformu gücü, model büyüklükleri ve geometrisi göz önünde tutularak dişli çark geometrilerini en uygun şekilde temsil edebilecek eleman boyutları tanımlanmıştır. Buna ek olarak temasta olan dişlilerin gerilme değerlerinin daha hassas bir şekilde elde edilebilmesi amacıyla temasta olan dişli çifti için daha küçük eleman boyutları tanımlanmıştır. FEM işlem öncesi adımların tamamlanmasının ardından FEA çözüm işlemi gerçekleştirilmiş ve sonuçlar kayıt edilmiştir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda 3 no'lu dişli için diş dibi maksimum Von Mises eşdeğer gerilme değeri 248.100 [MPa], 4 no'lu dişli için diş dibi maksimum Von Mises eşdeğer gerilme değeri 244.290 [MPa], temasta olan dişlerin maruz kaldığı maksimum yüzey teması basıncı ise 1429.800 [MPa] olarak elde edilmiştir. TÇBM tambur grubu dişlileri için FEA sınır şartları, FE modeli detayları ve Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları Şekil 4.61'de verilmiştir.



Sonlu Eleman Modeli Detayları	
Çalışma Başlığı	: TÇBM tambur grubu dişlileri
Elemanlara Ayırma Yaklaşımı	: Standart / FE boyut kontrolü
Elemanlar Ayırma Kalitesi	: Yüksek
Eleman Tipi	: Quadratic 10 Nod Terahedron Quadratic Triangular Contac Quadratic Triangular Target
Maks. Eleman Boyutu	: 1.5 mm
Min. Eleman Boyutu	: 0.4 mm
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	: 205 382
Toplam Eleman Sayısı	: 119 657
Toplam Serbestlik Derecesi	: -----



c) Von Mises Eşdeğer Gerilme Dağılımı



Şekil 4.61 Tambur grubu dişlileri detaylı FEA ( a) Sınır şartları, b) FE Modeli detayları, c) Eşdeğer gerilme dağılımları )

### 4.6.3 TÇBM detaylı FEA sonuçlarının karşılaştırılması ve değerlendirilmesi

Bilgisayar ortamında simülasyonlar ile elde edilen FEM temelli gerilme değerlerinin, gerçek fiziksel çalışma koşulları için hazırlanan deneysel ve/veya teorik mühendislik analizleri ile ortaya çıkan gerilme değerlerini, gerçek anlamda yansıtabilirliğinin doğrulanmasının yapılması bilgisayar destekli tasarım, analiz ve yapısal optimizasyon süreçlerinin güvenilirliğinin değerlendirilmesi bakımından oldukça önemli bir yere sahiptir. Bu kapsamda kurulan detaylı FEA'lar sonucu elde edilen değerlerin, TÇBM fiziksel testler ve teorik analizler sonucu elde edilen değerler ile karşılaştırılması ile tanımlanan FEA yaklaşımının ve simülasyon sonuçlarının doğrulanması çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Karşılaştırma sonucu, tanımlanan çalışma koşulları için kurulan FEA simülasyonlarının, TÇBM fiziksel çalışma koşulları ile ne derecede uyumlu olduğu hesaplanan karşılaştırma hata oranları yardımıyla değerlendirilmiştir. Hata oranları deneysel ve teorik analiz değerlerine göre FEA değerlerinin gösterdiği oransal farklılıklar olarak tanımlanmış ve aşağıdaki eşitlik kullanılarak [%] değer olarak hesaplanmıştır (Kurowski ve Szabo 1997).

$$\text{Hata Oranı} = \frac{\sigma_{Deneyisel/Teorik} - \sigma_{FEA}}{\sigma_{Deneyisel/Teorik}} \times 100 \quad [\%] \quad (4.11)$$

Burada  $\sigma_{Deneyisel/Teorik}$  ve  $\sigma_{FEA}$  sırasıyla deneysel/teorik analizler ve FEM temelli analizler sonucu elde edilen Von Mises eşdeğer gerilme değeri olarak tanımlanmaktadır.

Buna göre; TÇBM yapısal eleman gruplarına ait TÇBM165-A-004, TÇBM165-B-003 ve TÇBM165-B-004 kodlu elemanlar için TÇBM iş ve yol pozisyonu askı konumu deneysel ve FEM temelli gerilme analizi sonuçlarının sayısal olarak karşılaştırmaları sırasıyla Şekil 4.62, Şekil 4.63, Şekil 4.64, Şekil 4.65, Şekil 4.66 ve Şekil 4.67'de çift eksenli grafik destekli olarak verilmiştir. Benzer şekilde TÇBM'e ait bazı hareket iletim elemanlarına ait teorik ve FEM temelli gerilme analizi sonuçlarının sayısal olarak karşılaştırmaları Şekil 4.68'de çift eksenli grafik destekli olarak verilmiştir.



Eleman Kodu: TÇBM165-A-004

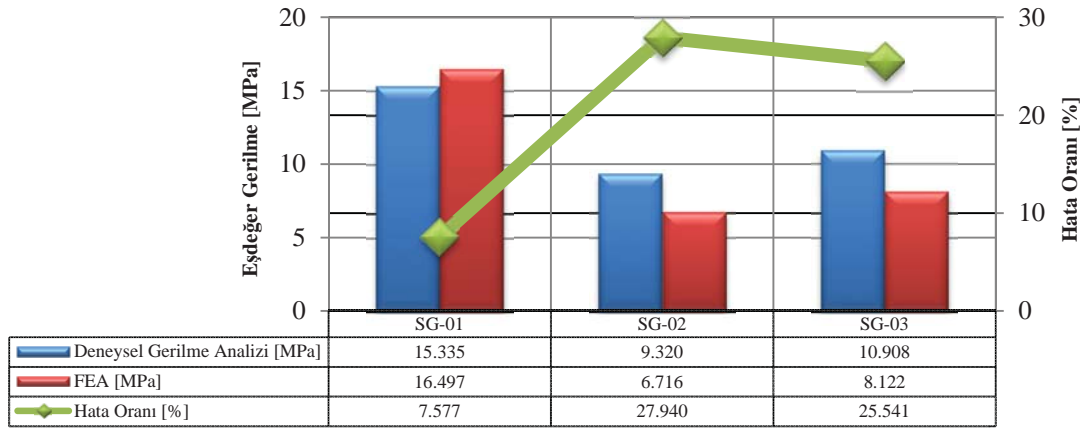
Çalışma Başlığı: TÇBM İş Pozisyonu Askı Konumu



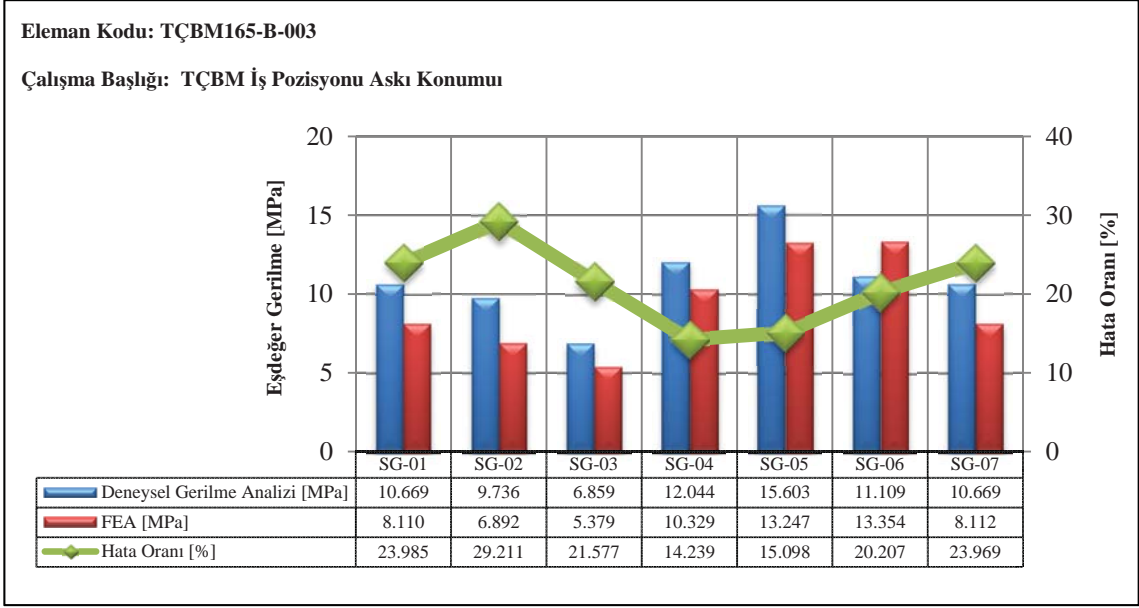
Şekil 4.62. TÇBM165-A-004 iş pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması

Eleman Kodu: TÇBM165-A-004

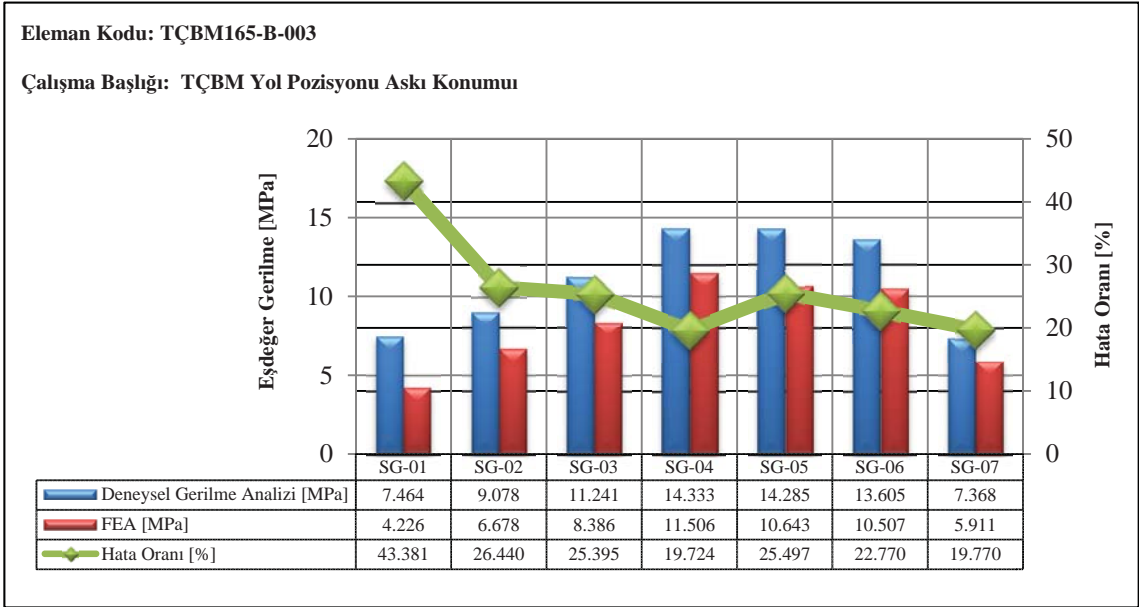
Çalışma Başlığı: TÇBM Yol Pozisyonu Askı Konumu



Şekil 4.63. TÇBM165-A-004 yol pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması



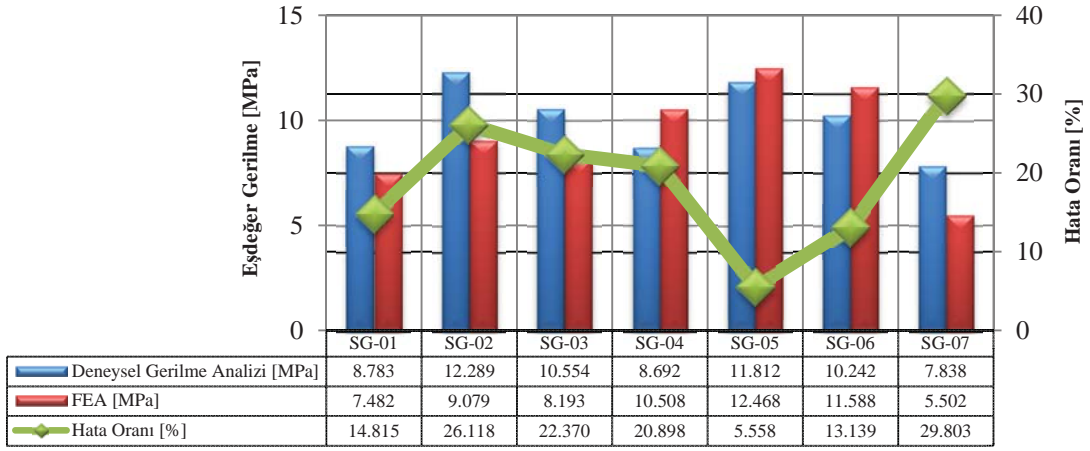
Şekil 4.64. TÇBM165-B-003 iş pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.65. TÇBM165-B-003 yol pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması

Eleman Kodu: TÇBM165-B-004

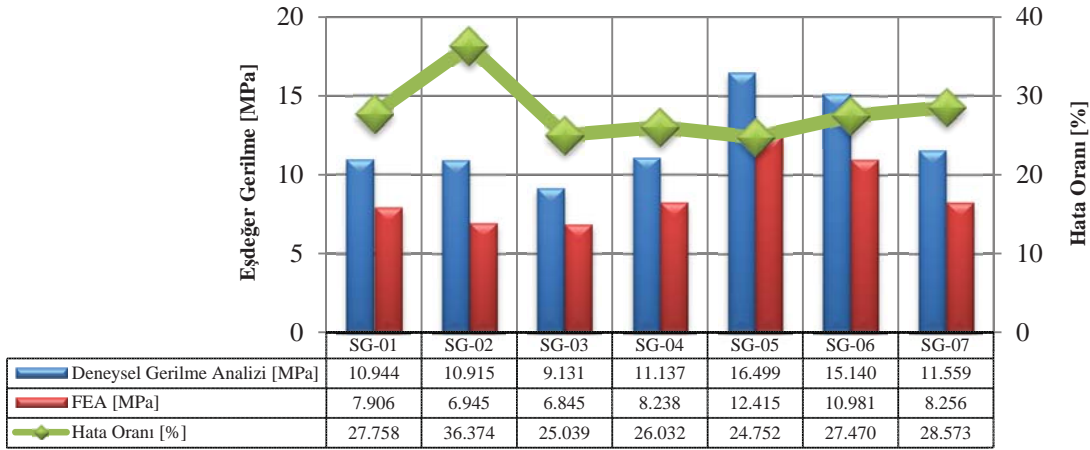
Çalışma Başlığı: TÇBM İş Pozisyonu Askı Konumu



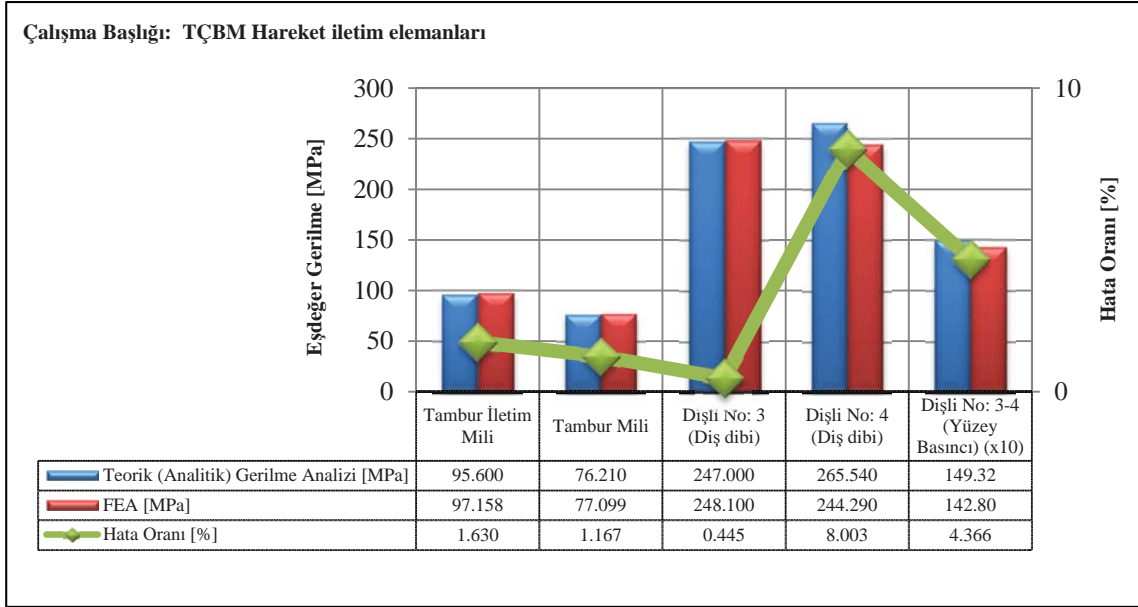
Şekil 4.66. TÇBM165-B-004 iş pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması

Eleman Kodu: TÇBM165-B-004

Çalışma Başlığı: TÇBM Yol Pozisyonu Askı Konumu



Şekil 4.67. TÇBM165-B-004 yol pozisyonu askı konumu Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.68. TÇBM hareket iletim elemanları Von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması

TÇBM yapısal eleman grupları için gerçekleştirilen analizlere ait eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırmalarında, hata oranlarının % 5.558 (TÇBM-B-004, iş poz. askı konumu) ile % 77.418 (TÇBM-A-004, iş poz. askı konumu) arasında değiştiği görülmektedir. Tüm değerleri dikkate alan ortalama hata oranı ise % 24.25 olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde TÇBM hareket iletim elemanları için gerçekleştirilen analizlere ait eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırmalarında hata oranları % 0.445 (Dişli No:3 diş dibi) ile % 8.003 (Dişli No:4 diş dibi) arasında değişmektedir. TÇBM hareket iletim elemanları için tüm değerleri dikkate alan ortalama hata oranı ise % 3.12 olarak hesaplanmıştır.

Konu ile ilgili bazı literatürlerde yer alan FEA doğrulama çalışmalarında, deneysel/teorik analizler ve FEA sonuçlarının karşılaştırılması sonucu elde edilen hata oranlarının yaklaşık % 10, % 15 ve % 30'lara varan değerler arasında değiştiği görülmüştür (Çelik vd 2012, Çalışkan 2011, Değirmencioğlu 2003, Akıncı ve Celik 2012). Bununla beraber sağlıklı kurulan bir FEA yaklaşımının hata oranının en fazla % 10 civarında olması gerektiği konusunda görüşler bulunmaktadır (Krutz et al 1984, Sakakibara 2008).

Buna göre; özellikle TÇBM yapısal eleman grupları için gerçekleştirilen karşılaştırmalarda hesaplanan ortalama % 24 hata oranı değeri genel görüşün bir miktar üzerindedir. Ancak karşılaştırılan mutlak sayısal değerler dikkatle incelendiği takdirde bu değerlerin oldukça küçük değerler olduğu, sayısal mutlak farklılığın en fazla yaklaşık 4 [MPa] civarında olduğu görülmektedir. Deneysel çalışmanın yapıldığı fiziksel koşullar ve FEM'e özgü çözüm yaklaşımı göz önüne alındığı takdirde gerçekte ortaya çıkan sayısal mutlak farklılık oldukça küçüktür. Mutlak farklılık küçük olmasına rağmen karşılaştırılan değerlerin de oldukça küçük değerler olmasından dolayı hesaplanan hatanın % oransal değeri genel görüşe göre göreceli olarak bir miktar yüksek görülmektedir.

TÇBM hareket iletim elemanları için gerçekleştirilen FEA sonuçlarında ortalama yaklaşık % 3 civarında bir hata oranı hesaplanmıştır. Burada mutlak sayısal değerler arasındaki fark en fazla yaklaşık 20 [MPa] civarında olmasına karşın karşılaştırılan mutlak değerlerin göreceli olarak yüksek olmasından dolayı TÇBM hareket iletim elemanlarına ait hata oranlarının TÇBM yapısal elemanlar için hesaplanan hata oranlarına göre daha küçük değerler aldığı görülmüştür. TÇBM hareket iletim elemanları için hesaplanan hata oranları değeri önerilen genel görüş ile uyum göstermektedir.

Deneysel/Analitik ve FEA gerilme değerlerinin birbirleri ile karşılaştırmalarına ek olarak analizler sonucu elde edilen değerler analize tabi tutulan elemanlar için tanımlanan malzeme hasar kriterleri referans alınarak hasar durumları değerlendirilmiştir. TÇBM yapısal eleman grupları için elde edilen FEA sonuçlarına göre maksimum eşdeğer gerilme değerleri TÇBM165-A grubu için iş pozisyonu askı konumunda 240.37 [MPa], TÇBM165-B grubu için yol pozisyonu askı konumunda 284.39 [MPa] olarak elde edilmiştir. Ancak bu değerlerin gerilme tekilliği durumunda ortaya çıktığı belirlenmiş ve değerlendirme dışı bırakılarak göz ardı edilmiştir. TÇBM yapısal eleman gruplarına ait elemanlar üzerinde gerilme tekilliği durumundan uzak meydana gelen gerilme dağılımları incelendiği zaman bu değerlerin malzeme hasar kriteri olan akma dayanımı değerinden (280 [MPa]) oldukça küçük değerler olduğu görülmektedir. Bu durumda TÇBM yapısal eleman grupları için tanımlanan yüklenme koşulunda her hangi bir hasar ihtimali görülmektedir. Benzer şekilde TÇBM yapısal eleman grupları için tanımlanan tüm yüklenme durumlarında elde edilen FEA deformasyon değerleri oldukça küçük değerlerdir (TÇBM165-A: 0.25 [mm] ve TÇBM165-B: 0.35 [mm]) ve tanımlanan yüklenme koşuluna göre ortaya çıkan bu deformasyon davranışlarında herhangi bir anormallik görülmemiştir.

TÇBM hareket iletim elemanları, makinenin çalışması sırasında değişken yüklenme durumu ile karşılaşmaktadır. Buna göre, hareket iletim elemanlarının maruz kaldıkları maksimum yüklenme koşulu dikkate alınarak gerilme analizleri kurulmuştur. Analizler sonucu elde edilen değerler, bu çalışma koşulları için tanımlanan hasar kriteri referans değerleri ile karşılaştırılmış ve hasar durumları, elemanlara ait güvenli çalışma katsayıları (GÇK) hesaplanarak değerlendirilmiştir (Çizelge 4.18). Buna göre elemanların maruz kaldığı gerilme değerleri, maksimum değişken yüklemeleri karşılayabilecek güvenli çalışma aralığında yer almaktadır. Bu durumda TÇBM hareket iletim elemanları için her hangi bir muhtemel hasar durumu görülmektedir.

Çizelge 4.18. TÇBM hareket iletim elemanları GÇK

Hareket İletim Elemanı	Hasar Kriteri [MPa]	Analitik Gerilme Analizi [MPa]	GÇK (Analitik) [-]	FEA [MPa]	GÇK (FEA) [-]
Tambur İletim Mili	550	95.600	5.753	97.158	5.661
Tambur Mili	550	76.210	7.217	77.099	7.134
Dışli No: 3 (Dış dibi)	635	247.000	2.571	248.100	2.559
Dışli No: 4 (Dış dibi)	635	265.540	2.391	244.290	2.599
Dışli No: 3-4 (Yüzey basıncı) (Yüzey yorulmasına karşı sınır değeri)	1630	1493.200	1.092	1428.000	1.141

FEA doğrulama çalışması için nihai değerlendirme sonucu olarak: makine elemanlarına ait gerçek çalışma koşullarındaki beklenmedik ve önceden tahmin edilemeyen dinamik koşullar, gerçek çalışma koşullarının simüle edilmesinde ortaya çıkan kısıtlar, FEM'e özgü çözüm yaklaşımı, bu yaklaşım çerçevesinde kısıtların ortadan kaldırılması amacı ile yapılan mecburi varsayımlar/kabuller, FEA çözüm platformu kapasitesi ve makineye ait elemanlar için elde edilen deformasyon davranışında herhangi bir anormallik görülmemesi dikkate alınarak, TÇBM için tanımlanan fiziksel koşulları simüle etmek amacıyla kurulan tüm FEA yaklaşımlarının doğru bir şekilde kurulduğu ve yapısal optimizasyon çalışmalarında kullanılmak üzere tatmin edici derece olduğu kanısına varılmıştır.

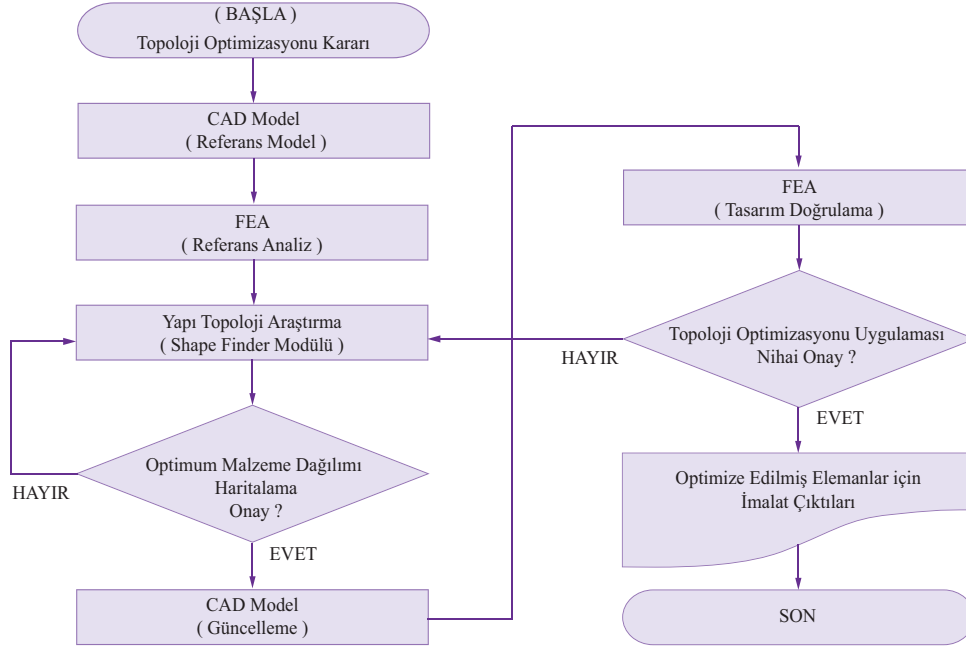
#### 4.7 TÇBM FEA Destekli Yapısal Optimizasyonu

TÇBM165-A ve TÇBM165-B eleman grupları için gerçekleştirilen deneysel ve FEM temelli gerilme analizleri neticesinde elde edilen karşılaştırma sonuçları ve sayısal değerler TÇBM için kurulan FEA yaklaşımının tatmin edici derece olduğunu ve TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosunda yer alan maksimum yüklenme şartlarında dahi makine üzerinde herhangi bir hasar durumunun ortaya çıkmadığını göstermiştir. Bununla beraber daha önce bahsedildiği üzere bir ürüne ait tasarımın tanımlanan görevi yerine getiriyor olması o ürünün optimum tasarıma sahip olduğu anlamına gelmemektedir. Bu özellikteki makine sistemleri ve/veya elemanları için optimum tasarımı arama çalışmalarında yapısal optimizasyon teknikleri kullanılmaktadır. Yapısal optimizasyon teknikleri ile ilgili bilgiler Bölüm 2.4’de verilmiştir.

Bu bağlamda TÇBM eleman grupları için kurulan detaylı FEA’lar tekrar göz önüne alındığında ve gerilme tekilliği durumları göz ardı edildiğinde bazı grup elemanları üzerindeki çok küçük gerilme dağılımları dikkati çekmektedir. Bu gerilme dağılımları makinenin askı pozisyonu konumlarında statik yüklenme durumu için geçerlidir. TÇBM değişken yüklenme konumları için verilen maksimum deneysel gerilme değerleri incelendiğinde lineer bir yaklaşımla, değişken yüklenmedeki gerilme değerlerinin statik yüklenmedeki gerilme değerlerine kıyasla ortalama 3.65 kat arttığı görülmektedir (Bkz. Çizelge 4.13). Ortaya çıkan bu yüksek yüklenme koşullarında dahi makine elemanları üzerindeki gerilme dağılımları tanımlanan hasar kriterine göre çok düşük değerlerde kalmaktadır. Bu durumda bu tip elemanlar için topolojik yapılarında ve geometrik parametrelerinde değişiklik yapılarak optimum malzeme kullanımı amacıyla malzemelerden ağırlık azaltılmasını hedefleyen yapısal optimizasyon çalışmalarının yürütülebilir olduğu açıkça ortaya çıkmaktadır.

Daha önce belirlenen TÇBM yapısal eleman gruplarına ait ikisi eş, biri farklı olmak üzere toplam üç eleman üzerinde FEA destekli yapısal optimizasyon uygulamaları örneklendirilmiştir. Hazırlanan FEA destekli yapısal optimizasyon uygulama örneklerinde topoloji optimizasyonu için ANSYS Workbench Shape Finder modülü, şekil ve boyut optimizasyonları için ANSYS Workbench DesignXplorer modülü kullanılmıştır.

ANSYS Shape Finder modülü, yüklenme ve sınır şartları tanımlanmış bir yapı için, yapının rijitliğini bozmadan optimum malzeme dağılımının nasıl olması gerektiğinin araştırıldığı bir modüldür (DesigXplorer 2012). Modül içerisinde referans olarak başlangıç bir FEA’dan yola çıkılmaktadır ve tanımlanan tasarım sınırları ve malzeme azaltma hedefi doğrultusunda yapı için en uygun malzeme dağılımı haritalanmaktadır. Daha sonra elde edilen optimum malzeme dağılımı haritasından yola çıkılarak yapı geometrisi uygun şekilde CAD modülü içerisinde yeniden hazırlanmaktadır ve optimize edilmiş yapının tasarım değişkenleri elde edilmektedir. ANSYS Workbench Shape Finder modülü ile FEA destekli topoloji optimizasyonu uygulamalarında kullanılmak üzere hazırlanan uygulama algoritması Şekil 4.69’da verilmiştir.



Şekil 4.69. FEA destekli topoloji optimizasyonu uygulama algoritması

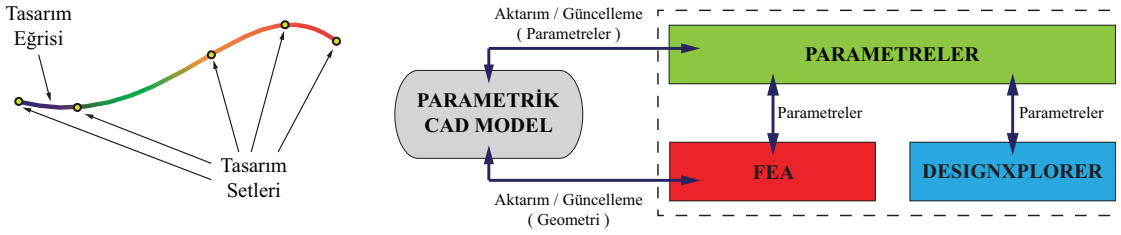
ANSYS DesignXplorer modülü, parça ve/veya montaj tasarımları için hazırlanan farklı CAD model konfigürasyonlarına ait tasarım parametreleri (Tasarım değişkenleri) ve analiz sonuçları (Cevap parametreleri) arasındaki ilişkileri değerlendirerek tasarım sınırları ve hedefler doğrultusunda optimum tasarım parametrelerinin araştırılmasında kullanılan güçlü bir optimizasyon modülüdür (DesignXplorer 2012). DesignXplorer modülü deneyler tasarımı (DOE: Design of Experiments), cevap yüzeyi (Tasarım eğrisi) modelleme (RSM: Response Surface Modeling), Altı Sigma Analizi (Six Sigma Analysis) vb. gibi çeşitli deterministik ve istatistik yöntemleri kullanmaktadır.

Optimizasyonun kendi içerisinde iteratif bir yapıya sahip olmasından dolayı optimizasyon sürecinde tanımlanan tasarım sınırlarına göre, tasarım değişkenleri değiştirilerek, analizler tekrarlanmaktadır ve hedef fonksiyonu karşılayan en iyi tasarım değişkenleri optimize edilmiş yapının tasarım parametreleri olarak atanmaktadır. Gerçekte, FEM temelli parametrik yapı optimizasyonları (Şekil ve boyut optimizasyonu gibi) için de süreç aynı şekilde olmaktadır. Öncelikle başlangıç tasarımı için referans bir FEA gerçekleştirilmekte, ilgili değerlendirmeler yapılmakta ve daha sonra tanımlanan tasarım sınırlarına göre tasarım değişkenleri değiştirilerek hedefler karşılanana dek FEA'lar tekrar edilmektedir. Ancak bu iteratif yapı nedeniyle bu tip FEA destekli optimizasyon problemlerinin çözümü için oldukça çok zaman harcanmaktadır ve yüksek FEA hesaplama maliyetleri ortaya çıkmaktadır (Kodialam vd 2004). Bu nedenle FEA destekli optimizasyon çalışmalarında bu yüksek maliyetlerin önüne geçebilmek amacı ile DOE, RSM vb. gibi yöntemler kullanılmaktadır. Bu tip yöntemlerin temel amacı daha basitleştirilmiş matematiksel yaklaşımlarla yüksek FEA zaman ve hesaplama maliyetlerinin önüne geçmektedir. Bu şekilde çok sayıda farklı tasarım konfigürasyonları hakkında bilgiler elde edilebilmektedir ve hedefe dayalı optimizasyon (GDO: Goal Driven Optimization) yaklaşımı ile özellikle çok hedefli/amaçlı optimizasyon problemlerinin çözümleri kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. GDO yaklaşımı RSM ile elde edilen tasarım eğrileri değerleri içerisinde en uygun tasarım setlerinin araştırılması



için sınırlandırılmış çok hedefli optimizasyon problemlerinin analizinde ve çözümünde kullanılan bir yaklaşımdır (DesigXplorer 2012). DesigXplorer modülü ile gerçekleştirilen optimizasyon çalışmalarında kullanılan ilgili modüller arası etkileşim ve genel uygulama şeması Şekil 4.70’de gösterilmiştir. Parametrik temelli yapısal optimizasyon çalışmalarında kullanılan DOE ve RSM temelli uygulama adımları ise aşağıdaki sıra ile takip edilmektedir.

1. Çalışmanın DesignXplorer arayüzüne aktarılması ve optimizasyon çalışmasında kullanılacak girdi ve cevap parametreleri ile ilgili tanımlamaların yapılması,
2. DesignXplorer modülü içerisinde DOE yöntemi ile RSM’i verecek tasarım setlerinin otomatik veya manuel olarak oluşturulması, çözdürülmesi ve RSM’nin elde edilmesi,
3. RSM değerlendirme sonuçlarına göre GDO yaklaşımı ile hedeflere dayalı olarak elde edilen aday tasarım setleri içerisinde optimum tasarım setinin seçilmesi.



Şekil 4.70. Tasarım eğrisi ve DesignXplorer genel uygulama şeması

#### 4.7.1 Topoloji optimizasyonu uygulama örneği

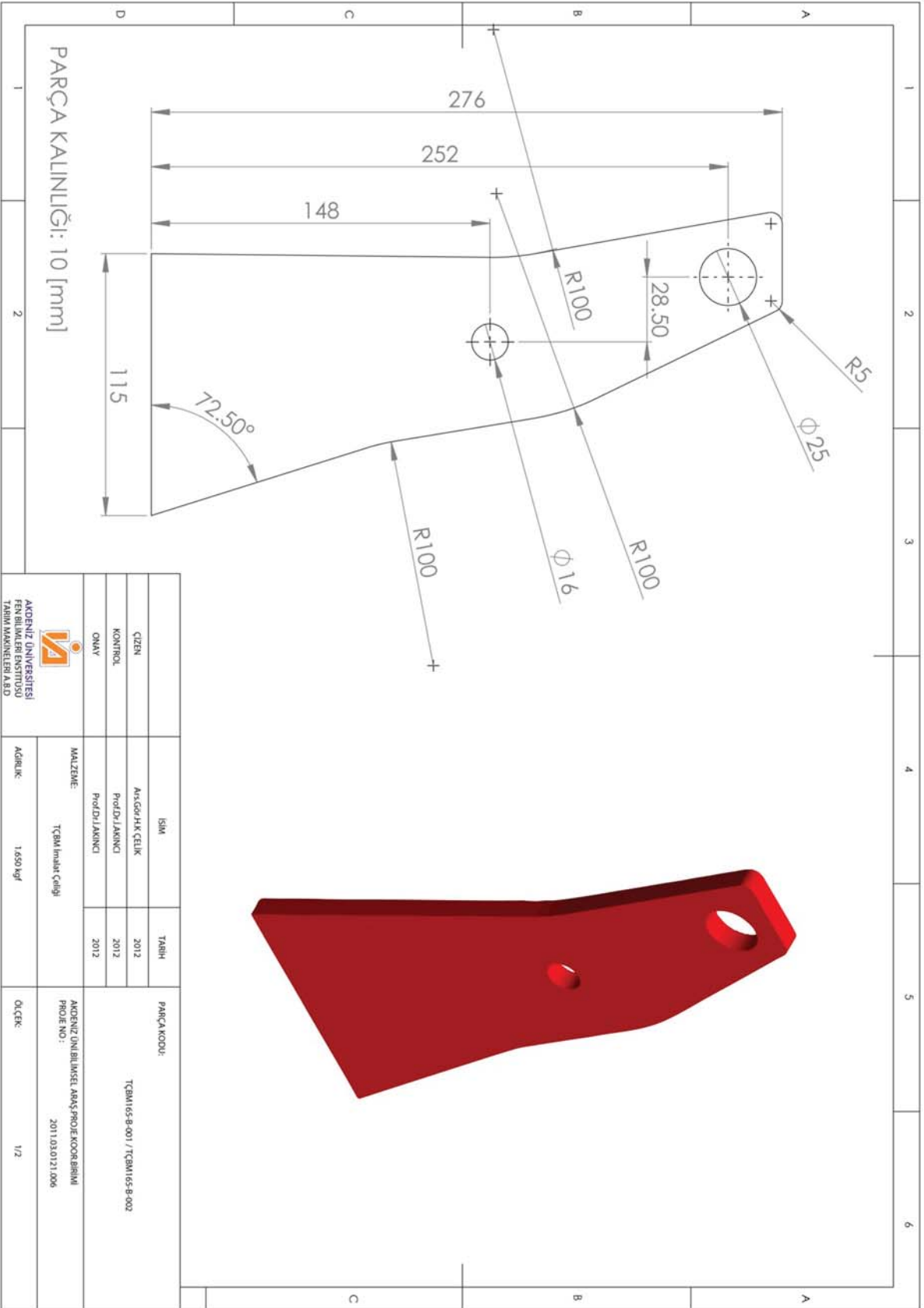
TÇBM165-B grubu için gerçekleştirilen detaylı FEM temelli analizlerde grup elemanlarına ait bazı bölgelerde gerilme tekilliği durumu gözlenmesine rağmen yapının genelinde oldukça küçük değerlerde gerilme yığılmalarının ortaya çıktığı bölgeler tespit edilmiştir. Bu düşük değerler makinenin değişken yüklenmelerde gösterdiği artış katsayıları ile yüklenmesine rağmen malzeme hasar kriteri olan akma dayanımının (280 [MPa]) oldukça altında kalmaktadır. Böyle bir durumda özellikle bazı grup elemanların tasarımının en yüksek yüklenme değerlerinde dahi aşırı mukavim olduğu anlaşılmaktadır. Bu aşırı mukavim yapı aynı zamanda maksimum yüklenmeye karşı gereksiz malzeme kullanımı olduğunu göstermektedir. Bu nedenle TÇBM165-B grubu elemanlar içerisinde gerilme dağılımı değerlerinin düşük olduğu TÇBM165-B-001 ve TÇBM165-B-002 kodlu eş elemanlar seçilmiştir ve bu elemanlar üzerinde optimum malzeme dağılımını hedefleyen, kolay anlaşılabilir bir FEA destekli topoloji optimizasyonu uygulama örneği hazırlanmıştır. Ele alınan topoloji optimizasyonu örneğinde Şekil 4.69’da verilen uygulama adımları takip edilmiştir.

TÇBM165-B-001 ve TÇBM165-B-002 kodlu elemanlar eş elemanlardır. Bununla beraber elemanlar simetrik yükleniyor görünmesine rağmen küçük bir miktar olsa da yüklenme değerlerinde farklılıklar görülmektedir. Bu nedenle optimizasyon çalışması için hazırlanan referans FEA’larda her iki eleman orijinal TÇBM montajında olduğu şekilde kullanılmıştır ve optimizasyon çalışmaları bu şekilde sürdürülmüştür.

Hazırlanan referans FEA için eş elemanlara ait katı modeller daha önce gerçekleştirilen detaylı FEA’larda kullanılan katı modellerden alınmıştır. Orijinal model geometrilerinde hiçbir değişiklik yapılmamıştır. Referans FEA’da kullanılan katı modele ait geometrik detaylar Şekil 4.71’de verilmiştir.

Hazırlanan referans FEA’da statik yüklenme ve lineer izotropik malzeme modeli kabulleri yapılmıştır. Optimize edilecek elemanlar için TÇBM imalatında kullanılan çelik esaslı malzeme (TÇBM imalat çeliği) (Çizelge 4.6) tanımlanmıştır. Sınır şartları TÇBM toplam çalışma çevrimi senaryosunda tanımlanan atölye yol pozisyonu askı konumları referans alınarak kurulmuştur. Bunun nedeni en yüksek yüklenme değerlerinin yol testlerinde elde edilmesidir. Böylelikle daha az yüklenme değerleri de tasarım açısından karşılanmış olacaktır. Kullanılan elemanlar için her bir bağlantı noktalarında maruz kaldığı kuvvetler daha önce gerçekleştirilen TÇBM atölye askı konumları taslak FEA çalışmalarından elemanların bağlantı noktalarındaki reaksiyon kuvvetleri hesaplanarak elde edilmiştir (Bkz. Şekil 4.54, Bkz. Çizelge 4.15).

Referans analizlerde kurulan FE modeli ANSYS Workbench elemanlara ayırma (Meshing) fonksiyonları kullanılarak otomatik olarak oluşturulmuştur. FE modellerinde kullanılacak uygun eleman boyutunu belirlemek için ön denemeler gerçekleştirilmiştir. FE çözümünün yapılacağı bilgisayar platformu gücü, model büyüklükleri ve geometrisi göz önünde tutularak eleman geometrilerini en uygun şekilde temsil edebilecek eleman boyutları için elemanlara ayırma tanımlamaları yapılmıştır.

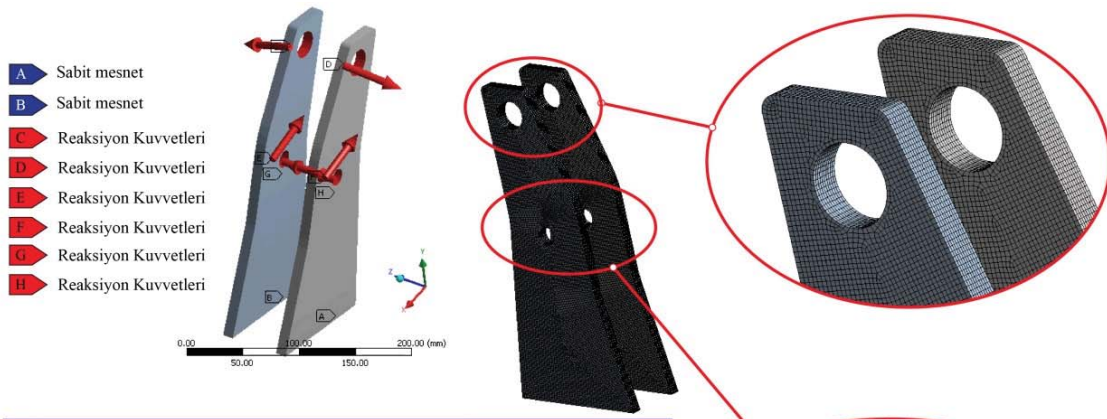


Şekil 4.71. TÇBM165-B-001 / TÇBM165-B-002 Katı model geometri detayları

Tüm elemanlara ayırma işlemlerinde eleman yakınlık ve eğrilik tabanlı elemanlara ayırma (Proximity and curvature based meshing) yaklaşımı uygulanmıştır. Ancak topoloji hassasiyeti için daha küçük boyutlu eleman kullanılmasına dikkat edilmiştir. FEM işlem öncesi adımların tamamlanmasının ardından FEA çözüm işlemi gerçekleştirilmiş ve sonuçlar kayıt edilmiştir.

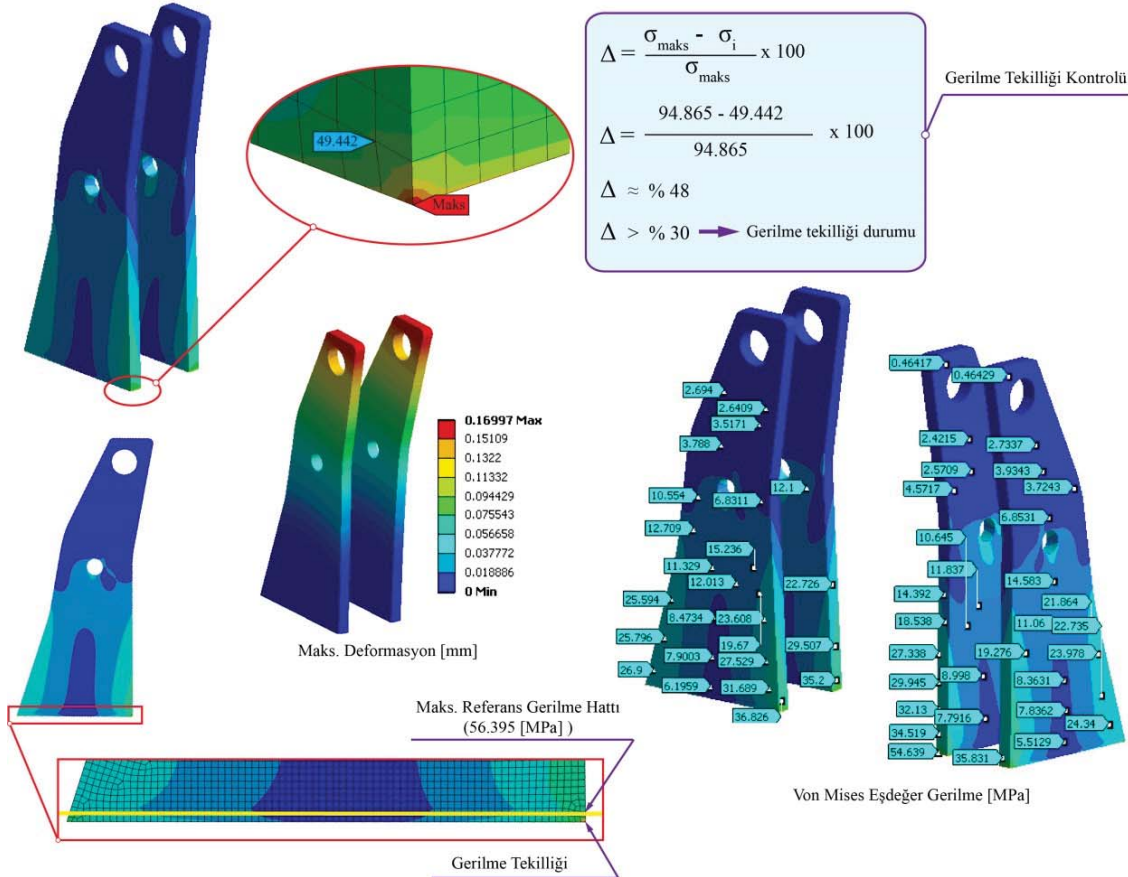
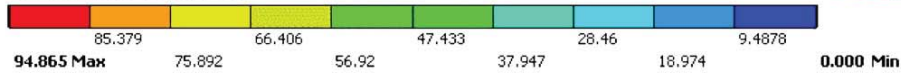
Elde edilen FEA simülasyon sonuçlarına göre her iki eleman için tanımlanan sınır şartları altında model geometrilerine ait belirli köşe bölgelerinde anlamsız olduğu düşünülen yüksek gerilme değerleri elde edilmiştir. Bu nedenle bu bölgeler için tanımlanan analizler yeniden değerlendirme altında alınmıştır. Değerlendirmeler sonucunda bu bölgelerde tanımlanan yüklenmeye göre çok yüksek gerilme değerlerinin ortaya çıktığı, yüklenmenin eleman köşe bölgeleri üzerinde yoğunlaştığı tespit edilmiştir ve ilgili literatürlerde verilen gerilme tekilliği durumu kontrolü yapılmıştır. Buna göre; TÇBM165-B-001 eş eleman üzerinde gerilme tekilliği (94.865 [MPa]) durumunun ortaya çıkmış olduğu ve elde edilen değerlerin gerçek değerleri yansıtmadığı yorumlanmıştır. Bu nedenle topoloji optimizasyonu uygulamasında gerilme tekilliğinin ortaya çıktığı sonlu eleman hattı göz ardı edilmiş ve diğer bölgelerdeki maksimum gerilme değeri referans olarak alınmıştır (Maksimum gerilme hattı ve üzeri bölgeler). Buna göre gerçekleştirilen referans FEA’da maksimum Von Mises eşdeğer gerilme, referans hattı üzerinde 56.395 [MPa] olarak elde edilmiştir. TÇBM için yol testleri yüklenme değerinin statik yüklenme değerine göre ortalama 3.65 kat arttığı belirlenmiştir. Bu değer bir miktar daha güvenlik unsuru göz önüne alınarak tüm optimizasyon çalışmalarında 4 kat olarak kabul edilmiştir. Buna göre malzeme hasar kriteri olan akma dayanımı değeri (280 [MPa]) 4 kat düşürülmüş ve statik konumlardaki hasar kriteri sınır değeri 70 [MPa] olarak kabul edilmiştir. Tüm hasar değerlendirmeleri bu değer referans alınarak gerçekleştirilmiştir.

Bu hasar kriterine göre yapılan değerlendirmeler sonucunda eş elemanların hiçbir noktasında hasar kriteri değerinin aşılmadığı tespit edilmiştir. Maksimum gerilme değerinin dışında eş elemanlar üzerinde ortaya çıkan gerilme dağılımlarının hasar kriteri olarak atanan 70 [MPa] değerinin oldukça altında olduğu görülmektedir. Gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu referans FEA sonuçlarına göre eş elemanlara ait FEA sınır şartları, FE Modeli, simülasyon maksimum deformasyon ve Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları değerlerine ait çıktılar Şekil 4.72’de verilmiştir.



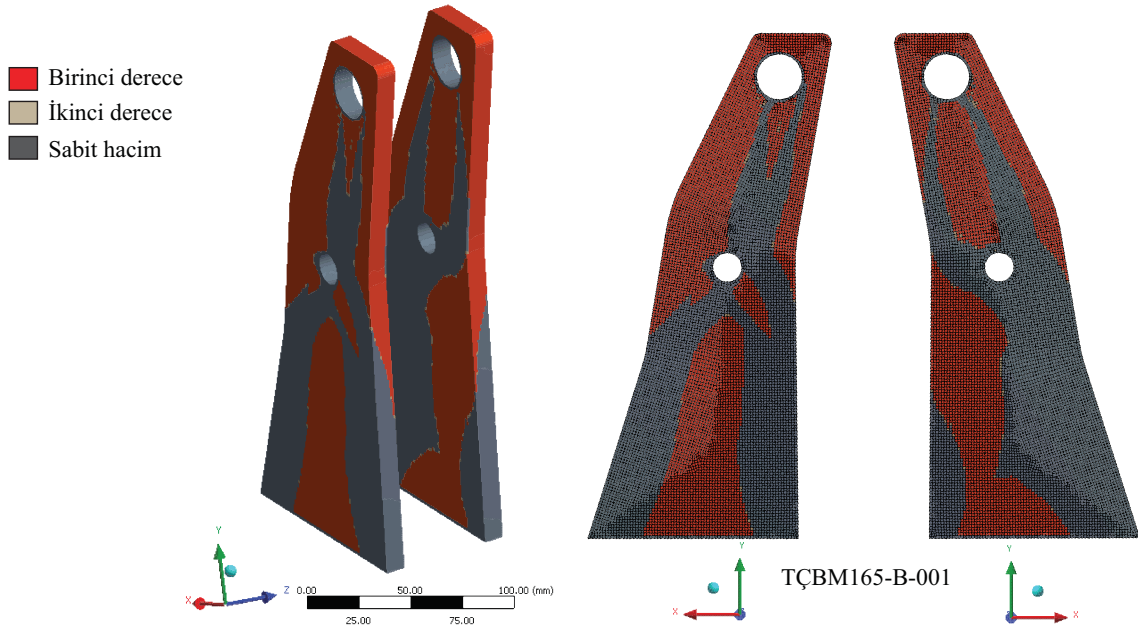
Sonlu Eleman Modeli Detayları	
Çalışma Başlığı	: TÇBM165-B-001 / TÇBM165-B-002 Topoloji opt. referans FEA
Elemanlara Ayırma Yaklaşımı	: Eleman yakınsama & Eğrilik tabanlı (Proximity & Curvature)
Elemanlar Ayırma Kalitesi	: Yüksek
Eleman Tipi	: Quadratic Hexahedron, Quadratic Wedge
Maks. Eleman Boyutu	: 1.5 [ mm ]
Min. Eleman Boyutu	: 0.1 [ mm ]
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	: 819 892
Toplam Eleman Sayısı	: 186 500

Von Mises Eşdeğer Gerilme [MPa]



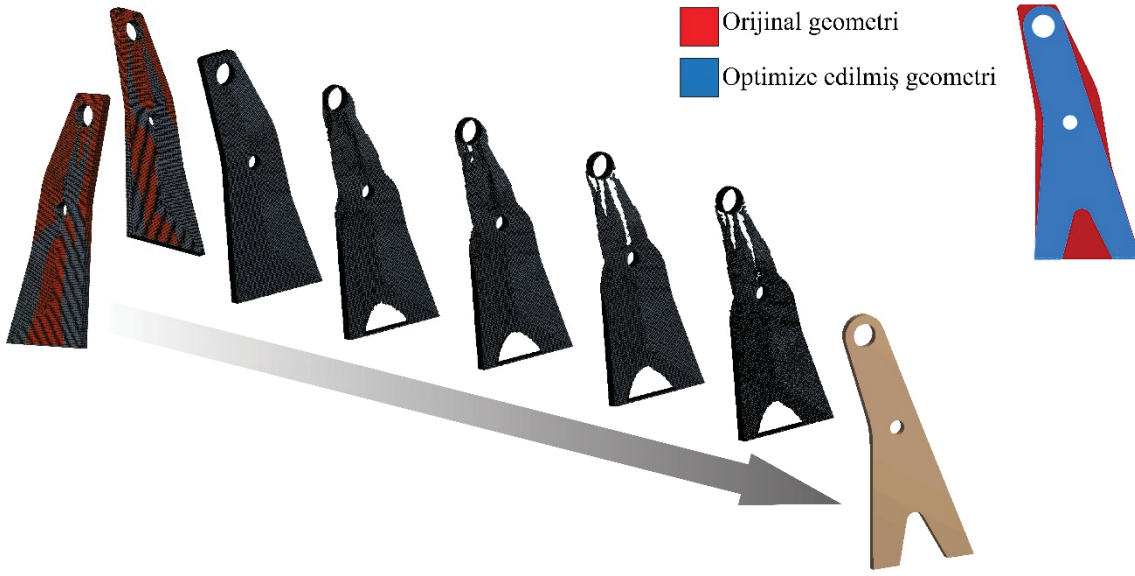
Şekil 4.72. TÇBM-B-001 / TÇBM-B-002 Referans FEA simülasyon çıktıları

Referans FEA adımının tamamlanmasının ardından hazırlanan çalışma ANSYS Shape Finder modülüne aktarılmıştır. Referans FEA uygulamasında kullanılan tüm malzeme, sınır şartları ve FE modeli ilgili tanımlamalar hiçbir değişiklik yapılmadan Shape Finder modülü içerisinde kullanılmıştır. Optimum yapı topolojisi haritalanması için % 50'ye kadar malzeme azaltılmasını öngören hedef fonksiyon tanımlaması yapılmıştır. Tasarım sınırlaması olarak maksimum gerilmenin hasar kriterinden (70 [MPa]) küçük olması tanımlanarak eşitsizlik sınırlaması koyulmuştur. İlgili tüm tanımlamaların ardından topoloji optimizasyonu çalışması çözdürülmüş ve sonuçlar kayıt edilmiştir. Buna göre elde edilen malzeme dağılım haritalamasını veren simülasyon çıktıları Şekil 4.73'de verilmiştir.



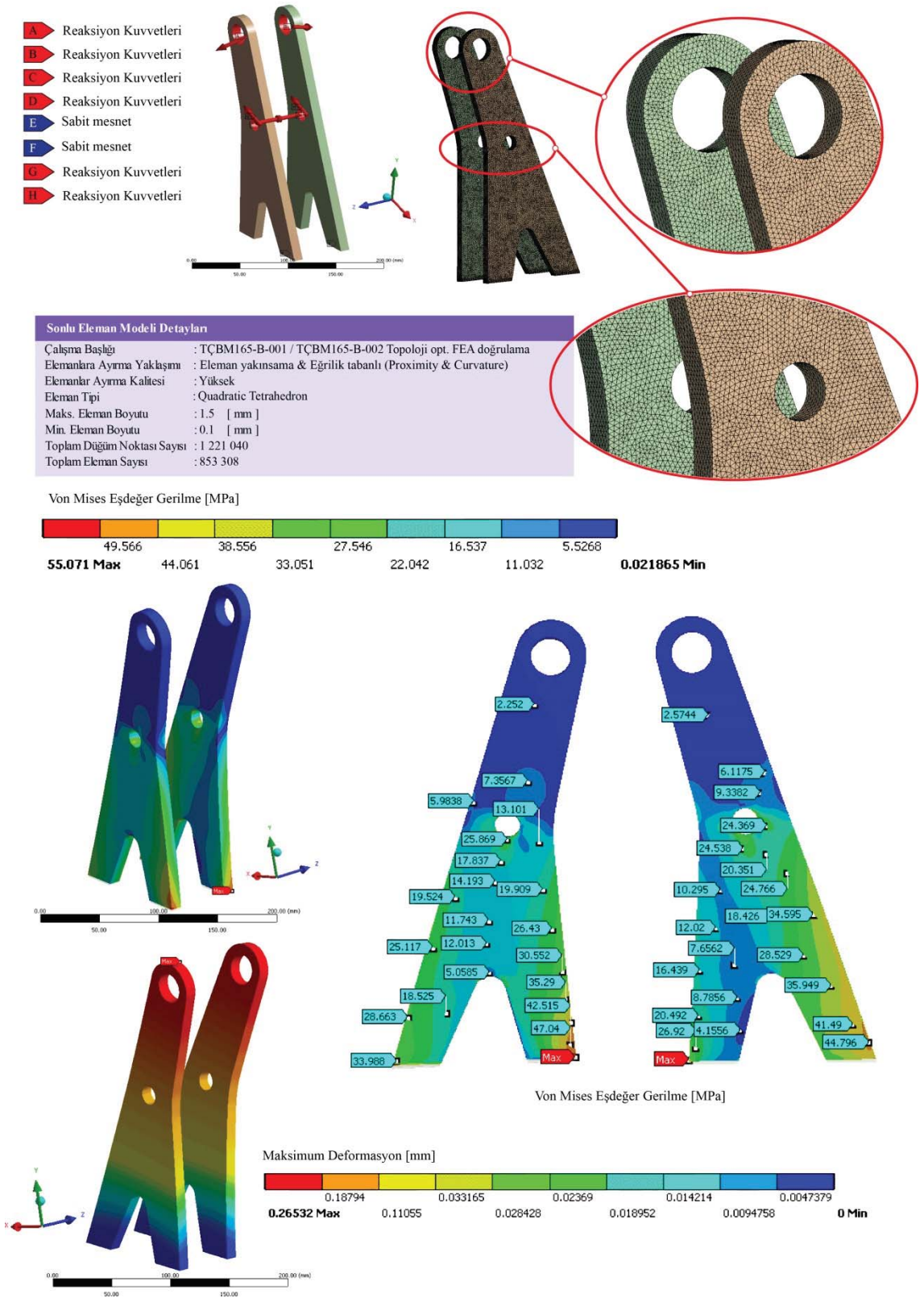
Şekil 4.73. Topoloji simülasyonu malzeme dağılım haritası

Topoloji optimizasyonu için gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarında malzeme üzerinde tanımlanan yükün taşındığı hatlar açıkça ortaya konmaktadır. Simülasyon çıktılarında yük hattı açısından neredeyse simetrik bir dağılım elde edilmiştir. Simülasyonda kırmızı ile işaretlenmiş bölgeler tanımlanan malzeme azaltma hedefine göre birinci derecede, kahverengi ile işaretlenmiş bölgeler ikinci derecede modelden kaldırılması önerilen hacimlerdir. Koyu gri renkli bölgeler ise tanımlanan yükü taşıyan malzeme hattı olarak tanımlanmıştır. Optimizasyon öncesi toplam geometri ağırlığı 3.30 [kgf] olarak hesaplanmıştır. Shape Finder modülü ile gerçekleştirilen topolojik araştırma sonucunda malzeme azaltılmış toplam ham ağırlık 1.63 [kgf] olarak elde edilmiştir. Ancak bu ağırlık topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan nihai değer olmamaktadır. Ham malzeme dağılımının elde edilmesinin ardından yapının imalata uygun bir geometrik yapısının oluşturulması gerekmektedir. Bu nedenle elde edilen malzeme dağılım haritası referans alınarak SolidWorks CAD modülü içerisinde uygun bir geometri hazırlanmış ve nihai optimize edilmiş yapı ortaya çıkartılmıştır. Orijinal modele ait hacim azaltılmasını ve nihai optimize edilmiş CAD modelin hazırlanmasını gösteren çıktılar Şekil 4.74'de verilmiştir.



Şekil 4.74. Topoloji optimizasyonu sonucu hacim azaltma ve optimum geometri

Topoloji optimizasyonu çalışmasının tamamlanmasının ardından optimize edilmiş geometrinin eşdeğer gerilme dağılımlarının araştırılması ve tasarımın doğrulanması amacı ile son bir FEA doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. FEA doğrulama çalışmasında topolojik araştırma uygulamasında kullanılan tüm malzeme özellikleri, sınır şartları ve FE modeli ilgili tanımlamalar hiçbir değişiklik yapılmadan kullanılmıştır. Gerçekleştirilen FEA doğrulama çalışması sonuçlarına göre eş elemanlara ait FEA sınır şartları, FE Modeli simülasyon maksimum deformasyon ve Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları değerlerine ait çıktılar Şekil 4.75’de verilmiştir.



Şekil 4.75. FEA Doğrulama simülasyon çıktıları (Topoloji optimizasyonu uygulaması)



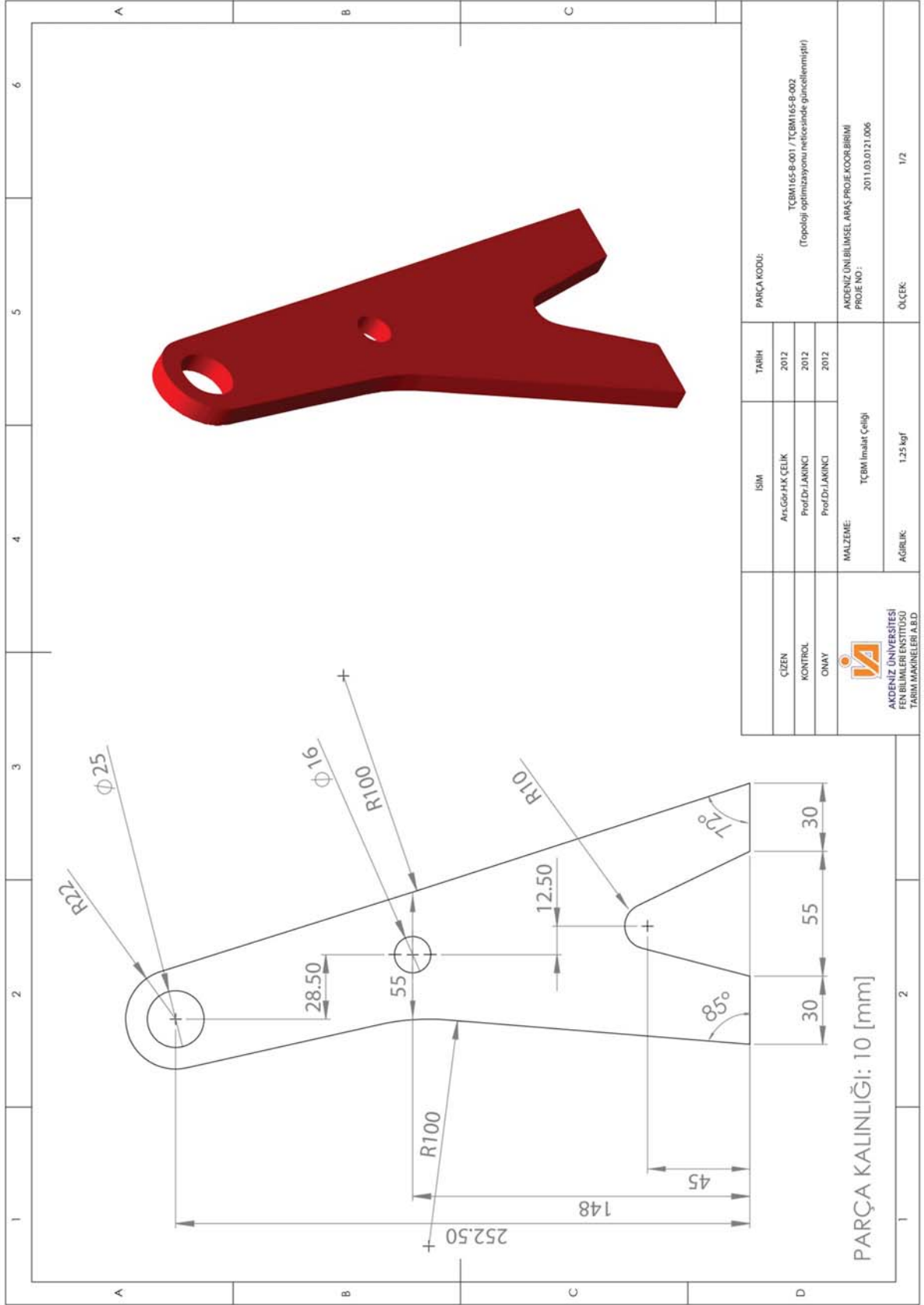
FEA doğrulama çalışması sonucunda Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları ve modelin yük altındaki deformasyon davranışı elde edilmiştir. Buna göre maksimum eşdeğer gerilme 55.071 [MPa], maksimum deformasyon değeri 0.265 [mm] olarak bulunmuştur. Bu değerler başlangıç geometri değerleri ile karşılaştırıldığı zaman maksimum eşdeğer gerilme değerinde çok büyük bir değişim görülmez iken (% 2.35), maksimum deformasyon değerinde yaklaşık % 55 artış görülmüştür. Bu artış optimize edilmiş geometrinin rijitliğinin bir miktar azaldığının göstergesi olarak yorumlanabilir. Bununla beraber yol konumu maksimum yüklenme artış değeri 4 kat olarak hesaplara dahil edildiği takdirde optimize edilmiş geometrinin maksimum deformasyon değeri yaklaşık 1 [mm] olmaktadır. Bu deformasyon değeri elemanların görevlerini yerine getirmesine engel olmayacak kadar küçük bir değerdir. Malzeme hasar kriteri değişken yüklenme koşulları için 70 [MPa] olarak kabul edilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre elde edilen maksimum gerilme değeri (55.071 [MPa]) hasar kriterinin altında bir değerdir. Bu değerlendirmeler doğrultusunda topoloji optimizasyonu sonucunda ortaya çıkartılan geometrinin herhangi bir hasarla karşılaşmadan tanımlanan çalışma koşulları altında sağlıklı bir şekilde çalışabileceği ortaya konmuştur. Bununla beraber nihai optimize edilmiş geometri toplam ağırlığı (Eş elemanlar) 2.50 [kgf] olarak hesaplanmıştır. Bu durumda başlangıç geometrisine ait toplam ağırlıktan (3.3 [kgf]) 0.8 [kgf] malzeme azaltılması gerçekleştirilmiştir. Orijinal geometri ağırlığı ve topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen optimize edilmiş geometriye ait bazı değerlerinin karşılaştırılması Çizelge 4.19'da, optimize edilmiş nihai modele ait geometrik detaylar Şekil 4.76'de verilmiştir. Bu değerlendirmeler ile topoloji optimizasyonu uygulama örneğinin amaca uygun, başarılı bir şekilde tamamlandığına karar verilmiş ve optimize edilen geometri onaylanarak topoloji optimizasyonu çalışması sonlandırılmıştır.

Çizelge 4.19. Topoloji optimizasyonu neticesinde optimize edilmiş geometriye ait bazı değerlerinin başlangıç değerleri ile karşılaştırılması

	Parametreler	Başlangıç Geometri	Optimize Edilmiş Geometri *	Değişim Oranı [%] Artış (+) / Azalma (-)
Cevap Parametreleri	Maks. Eşdeğer Gerilme [MPa] **	56.395	55.071	-2.35
	Maks. Deformasyon [mm]	0.170	0.265	55.91
	Toplam Ağırlık [kgf]	3.300	2.500	-24.24

\* Topoloji optimizasyonu

\*\* Maks. referans gerilme hattı üzerindeki maks. gerilme değeridir.

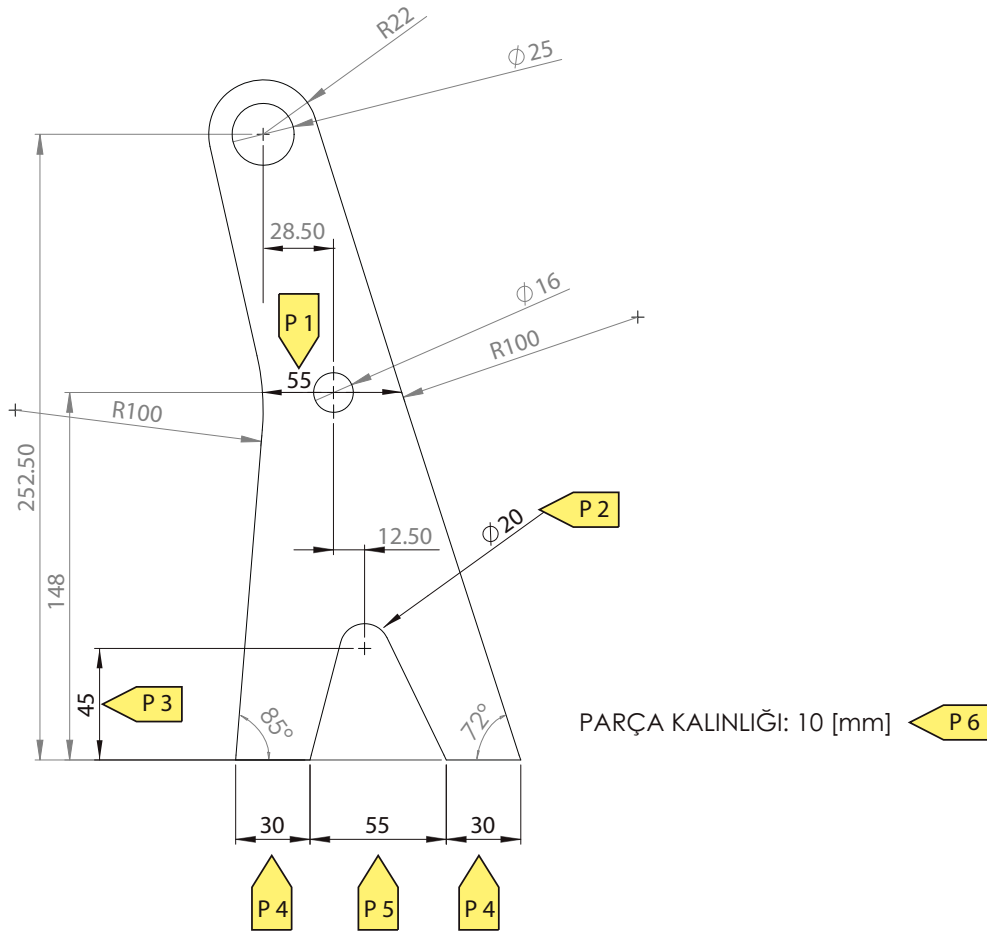


Şekil 4.76. Topoloji optimizasyonu uygulaması, optimize edilmiş katı model geometri detayları (Eleman kodu: TCBM165-B-001/002)

#### 4.7.2 Şekil optimizasyonu uygulama örneği

TÇBM165-B-001 ve TÇBM165-B-002 kodlu eş elemanlar üzerinde gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu ile elde geometrik yapı SW CAD modülü içerisinde parametrik bir yapıya dönüştürülerek hazırlanmıştır. Elde edilen geometri, FEA doğrulama çalışmaları neticesinde onaylanmıştır. Bununla beraber topoloji optimizasyonun uygulama prensibi gereğince parametrik bir yaklaşım yerine azaltılmış hacmin sınırlarına göre bir geometri ortaya konmaktadır. En uygun geometrik şeklin parametrik optimizasyonu, geometriye ait optimum şekil parametreleri (Tasarım değişkenleri) araştıran şekil optimizasyonu uygulamaları ile yapılabilmektedir. Bu nedenle topoloji optimizasyonu çalışmasının ardından TÇBM165-B-001 ve TÇBM165-B-002 kodlu eş elemanlar için optimum şekil parametrelerinin araştırılması amacıyla şekil optimizasyonu uygulama örneği hazırlanmıştır.

Topoloji optimizasyonu neticesinde ortaya konan geometriye ait FEA doğrulama çalışması şekil optimizasyonu uygulamasında referans FEA olarak tanımlanmıştır (Bkz. Şekil 4.75). Bir ürün tasarımında ürünü tanımlayan geometriye ait çok sayıda parametre olabilmektedir. Ancak parametrik yapı optimizasyon süreçlerinde geometriye ait tüm parametreleri optimizasyon çalışmasında tanımlamak zorunluluğu yoktur. Çünkü bir çok optimizasyon çalışmasında ilgili geometriye ait tüm parametrelerin dahil edilmesi çözüm sürecinin anlamsız yere uzatılmasına neden olmaktadır. Bunun yerine geometride etkin olan ve kritik öneme sahip belirli sayıdaki parametreler tanımlanmaktadır. Bu nedenle gerçekleştirilen şekil optimizasyonu uygulama örneğinde geometriye ait tüm parametreler içerisinden toplam beş farklı parametre tasarım değişkeni olarak atanmıştır. Bu tasarım değişkenlerinin seçiminde parametrelerin geometrik hacme ve elemanların TÇBM montajındaki yük taşıma kabiliyetine etkileri göz önünde bulundurulmuştur. Tanımlanan tasarım değişkenleri Şekil 4.77’de gösterilmiştir.



Şekil 4.77. Şekil optimizasyonu için atanan tasarım değişkenleri

Şekil optimizasyonu uygulama örneğinde hedef fonksiyon olarak minimum deformasyonda malzeme azaltılması yani minimum malzeme ağırlığı tanımlanmıştır. Tasarım sınırlamalarının tanımlanmasında, değişken yüklenme koşullarında ortaya çıkan maksimum eşdeğer gerilme değerinin hasar kriteri değeri olan 70 [MPa] değerinin altında olması gerekliliği dikkate alınmıştır. Benzer şekilde optimizasyon çalışmasında tanımlanan tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınırların belirlenmesi önemli bir konudur. Geometrik yapının orijinal toplam makine montajına uygun olması yani diğer elemanların hareket ve montaj alanlarını kısıtlamaması gerekmektedir. Ele alınan şekil optimizasyonu uygulamasında optimum geometrik yapıyı tanımlayacak olan tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınır değerleri bu konular dikkate alınarak seçilmiştir. Seçilen tasarım değişkenleri, değişkenlerin alt ve üst sınırları, tasarım sınırları ve hedef fonksiyon tanımlamaları Çizelge 4.20’de verilmiştir.

Çizelge 4.20. Şekil optimizasyonu ile ilgili tanımlamalar

Tasarım Değişkenleri		Tasarım Değişkenleri	Tasarım Sınırları	Hedef Fonksiyon	
Simge	Değer [mm]	Sınırları [mm]	Parametre (Simge) Değer [MPa]	Parametre (Simge)	Hedef
P1	55	$25 < P1 < 85$	Maks.Eşdeğer Gerilme ( $\sigma_{Eş}$ ) (P7) < 70	Maks. Deformasyon ( $\delta$ ) (P8)	$\delta \rightarrow \text{Min.}$
P2	20	$10 < P2 < 30$			
P3	45	$25 < P3 < 85$		Toplam Ağırlık (m) (P9)	$m \rightarrow \text{Min.}$
P4	30	$15 < P4 < 65$			
P5	55	$35 < P5 < 105$			
P6	10	$8 < P6 < 12$			

Şekil optimizasyonu için gerekli tanımlamaların yapılmasının ardından çalışma DesignXplorer modülüne aktarılmıştır. Modül içerisinde girdi parametreleri olarak tasarım değişkenleri (P1, P2, P3, P4, P5 ve P6), cevap parametreleri olarak maksimum eşdeğer gerilme (P7), maksimum deformasyon (P8), ve toplam ağırlık (P9) atanmıştır. Çalışmada tasarım eğrisinin (Cevap yüzeyleri) elde edilmesi amacıyla DOE yaklaşımı ile toplam 45 adet tasarım seti (Tasarım noktaları) otomatik olarak oluşturulmuştur. Oluşturulan tasarım setleri modül içerisinde çözdürülmüş ve sonuçlar kayıt edilmiştir (Çizelge 4.21).

Takip eden adımda DOE ile belirlenen tasarım noktalarının çözümü referans alınarak RSM yöntemi ile tüm girdi ve cevap parametrelerin alt ve üst sınırlar dâhilinde hareketlerini ortaya koyan tasarım eğrileri elde edilmiştir. Cevap parametrelerinin girdi parametrelerine göre değişimi üç boyutlu tasarım eğrileri (Cevap yüzeyleri) grafik çıktıları yardımıyla değerlendirilmiştir. Buna göre; maksimum eşdeğer gerilmenin tasarım değişkenleri ile değişimi Şekil 4.78, Şekil 4.79, ve Şekil 4.80'de, maksimum deformasyonun tasarım değişkenleri ile değişimi Şekil 4.81, Şekil 4.82 ve Şekil 4.83'de, toplam ağırlığın tasarım değişkenleri ile değişimi Şekil 4.84, Şekil 4.85 ve Şekil 4.86'da üç boyutlu grafik çıktıları şeklinde verilmiştir.

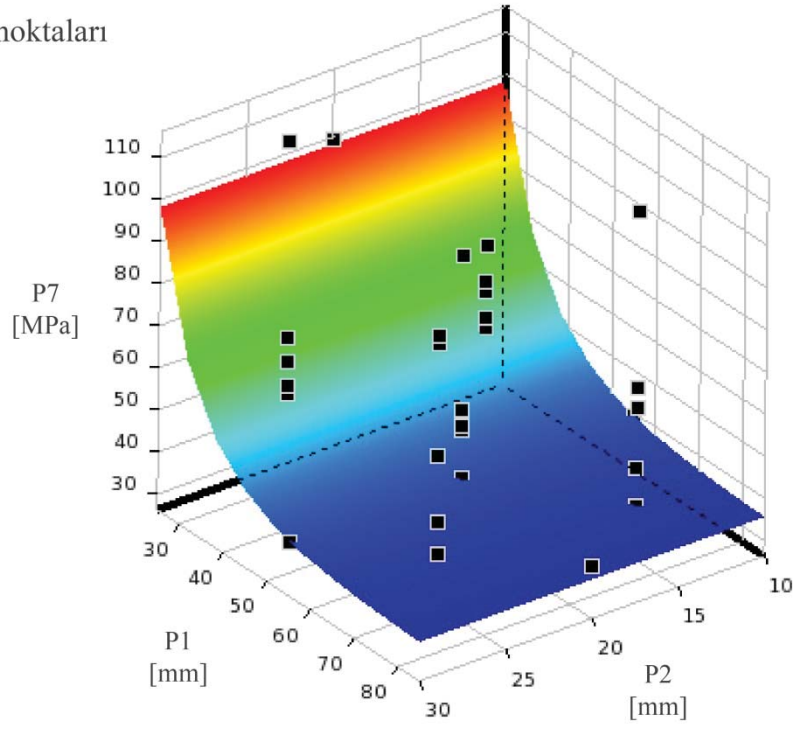
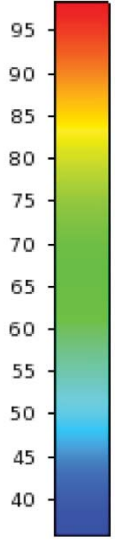
Çizelge 4.21 Tasarım setleri ve çözümü

Tasarım Seti (Tasarım Noktası) No	Şekil optimizasyonu girdi parametreleri						Şekil optimizasyonu cevap parametreleri		
	Tasarım Değişkenleri [mm]						Maks. Eşdeğer Gerilme [MPa]	Maks. Deformasyon [mm]	Toplam Ağırlık [kgf]
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9
0*	55.00	20.00	45.00	30.00	55.00	10.00	55.071	0.265	2.500
1	55.00	20.00	55.00	40.00	70.00	10.00	38.840	0.237	2.803
2	25.00	20.00	55.00	40.00	70.00	10.00	99.309	0.341	2.226
3	85.00	20.00	55.00	40.00	70.00	10.00	38.944	0.190	3.399
4	55.00	10.00	55.00	40.00	70.00	10.00	39.316	0.234	2.868
5	55.00	30.00	55.00	40.00	70.00	10.00	38.776	0.241	2.729
6	55.00	20.00	25.00	40.00	70.00	10.00	39.259	0.231	3.009
7	55.00	20.00	85.00	40.00	70.00	10.00	51.877	0.245	2.594
8	55.00	20.00	55.00	15.00	70.00	10.00	92.330	0.325	2.217
9	55.00	20.00	55.00	65.00	70.00	10.00	36.131	0.206	3.394
10	55.00	20.00	55.00	40.00	35.00	10.00	55.456	0.257	2.551
11	55.00	20.00	55.00	40.00	105.00	10.00	36.470	0.233	3.052
12	55.00	20.00	55.00	40.00	70.00	8.00	50.689	0.450	2.243
13	55.00	20.00	55.00	40.00	70.00	12.00	31.746	0.143	3.364
14	37.66	14.22	37.66	25.55	49.77	8.84	74.273	0.476	1.860
15	72.34	14.22	37.66	25.55	49.77	11.16	64.120	0.186	3.111
16	37.66	25.78	37.66	25.55	49.77	11.16	58.128	0.277	2.276
17	72.34	25.78	37.66	25.55	49.77	8.84	91.613	0.347	2.411
18	37.66	14.22	72.34	25.55	49.77	11.16	65.818	0.278	2.153
19	72.34	14.22	72.34	25.55	49.77	8.84	105.934	0.354	2.313
20	37.66	25.78	72.34	25.55	49.77	8.84	116.106	0.504	1.624
21	72.34	25.78	72.34	25.55	49.77	11.16	93.263	0.202	2.813
22	37.66	14.22	37.66	54.45	49.77	11.16	48.655	0.192	3.108
23	72.34	14.22	37.66	54.45	49.77	8.84	35.924	0.268	3.063
24	37.66	25.78	37.66	54.45	49.77	8.84	63.626	0.371	2.409
25	72.34	25.78	37.66	54.45	49.77	11.16	27.646	0.140	3.794
26	37.66	14.22	72.34	54.45	49.77	8.84	63.418	0.377	2.311
27	72.34	14.22	72.34	54.45	49.77	11.16	34.353	0.142	3.671
28	37.66	25.78	72.34	54.45	49.77	11.16	48.451	0.201	2.810
29	72.34	25.78	72.34	54.45	49.77	8.84	49.287	0.283	2.827
30	37.66	14.22	37.66	25.55	90.23	11.16	54.547	0.230	2.731
31	72.34	14.22	37.66	25.55	90.23	8.84	58.978	0.321	2.767
32	37.66	25.78	37.66	25.55	90.23	8.84	69.678	0.438	2.104
33	72.34	25.78	37.66	25.55	90.23	11.16	41.749	0.168	3.413
34	37.66	14.22	72.34	25.55	90.23	8.84	65.518	0.449	1.919
35	72.34	14.22	72.34	25.55	90.23	11.16	44.701	0.172	3.180
36	37.66	25.78	72.34	25.55	90.23	11.16	50.569	0.241	2.312
37	72.34	25.78	72.34	25.55	90.23	8.84	64.751	0.341	2.434
38	37.66	14.22	37.66	54.45	90.23	8.84	57.247	0.354	2.774
39	72.34	14.22	37.66	54.45	90.23	11.16	26.326	0.135	4.246
40	37.66	25.78	37.66	54.45	90.23	11.16	42.971	0.183	3.423
41	72.34	25.78	37.66	54.45	90.23	8.84	34.506	0.267	3.305
42	37.66	14.22	72.34	54.45	90.23	11.16	43.133	0.187	3.190
43	72.34	14.22	72.34	54.45	90.23	8.84	34.163	0.273	3.120
44	37.66	25.78	72.34	54.45	90.23	8.84	56.137	0.371	2.442
45	72.34	25.78	72.34	54.45	90.23	11.16	26.294	0.141	3.827

\* Başlangıç tasarımına ait değerler

■ DOE Tasarım noktaları

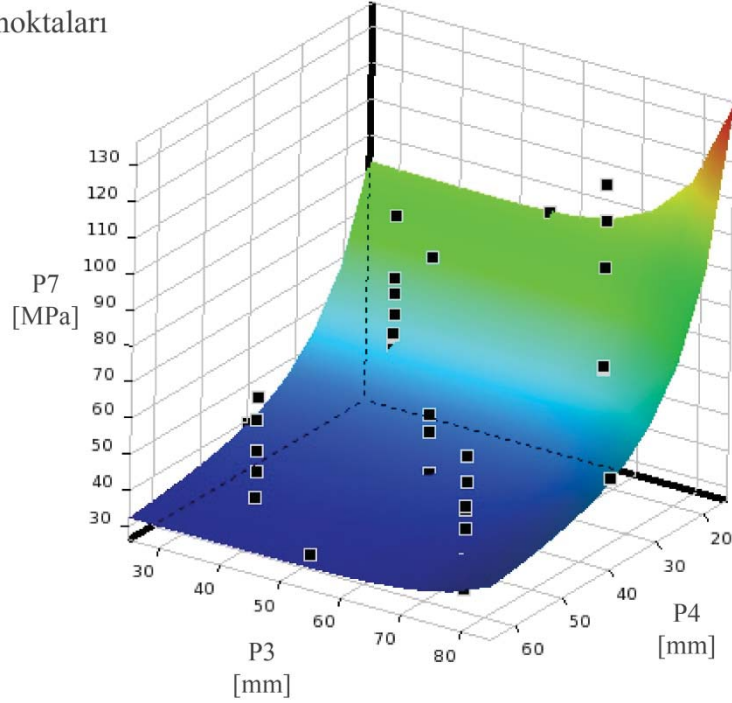
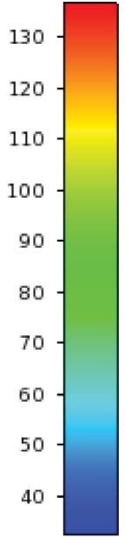
P7 [MPa]



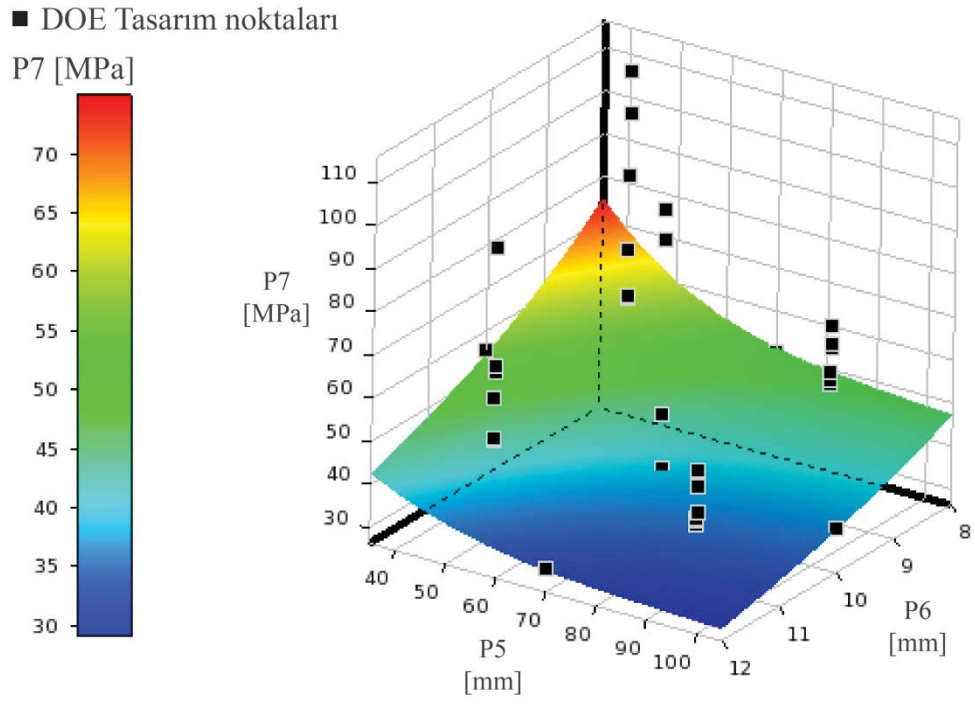
Şekil 4.78. Maksimum eşdeğer gerilme (P7) – Tasarım değişkenleri (P1, P2)

■ DOE Tasarım noktaları

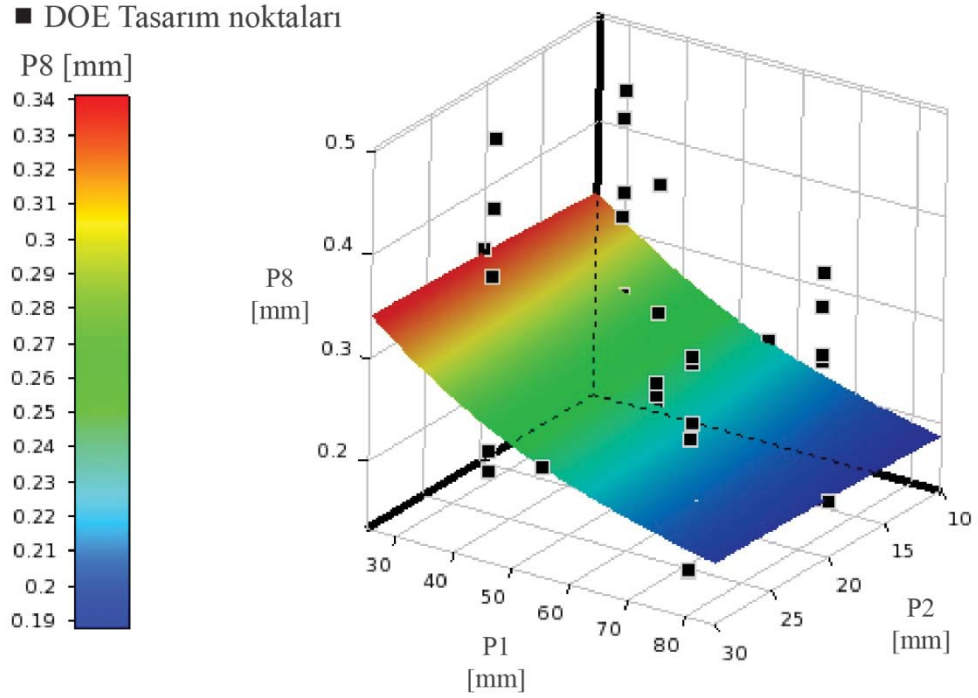
P7 [MPa]



Şekil 4.79. Maksimum eşdeğer gerilme (P7) – Tasarım değişkenleri (P3, P4)



Şekil 4.80. Maksimum eşdeğer gerilme (P7) – Tasarım değişkenleri (P5, P6)

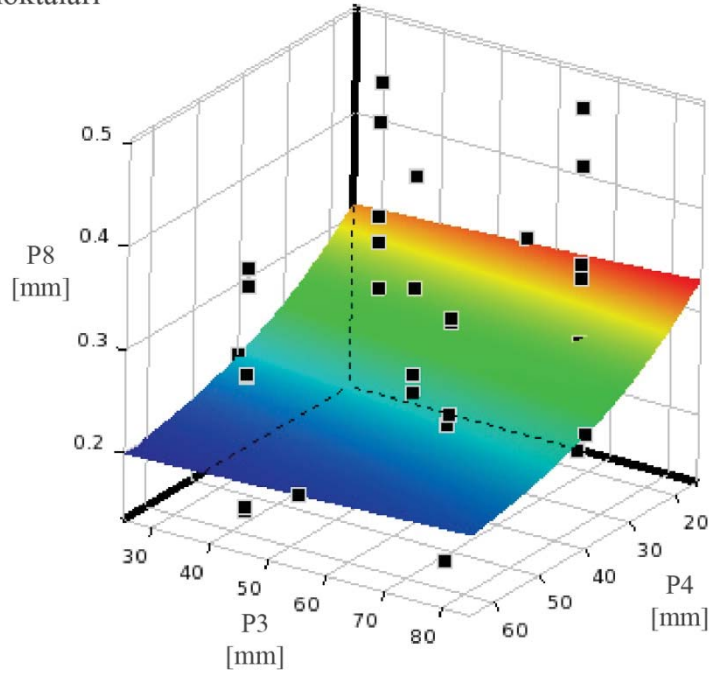
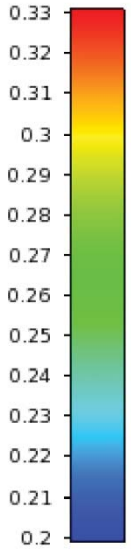


Şekil 4.81. Maksimum deformasyon (P8) – Tasarım değişkenleri (P1, P2)



■ DOE Tasarım noktaları

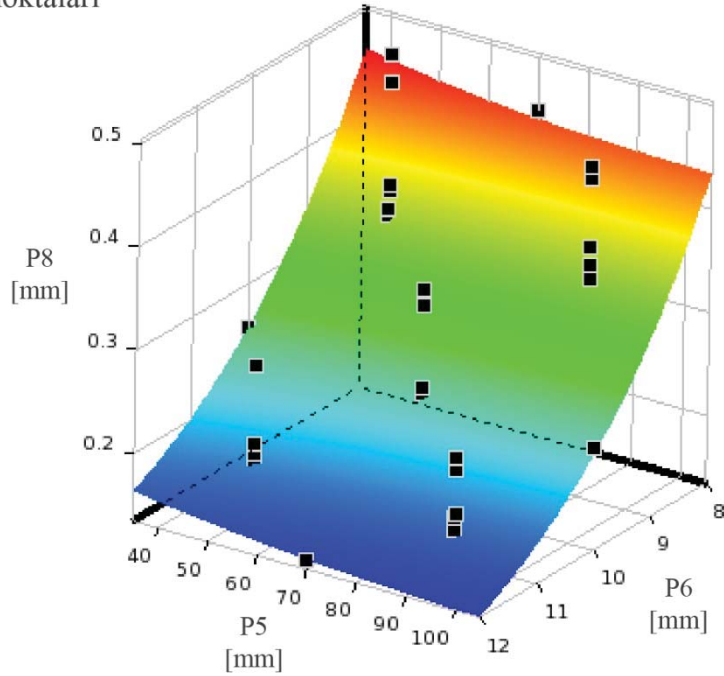
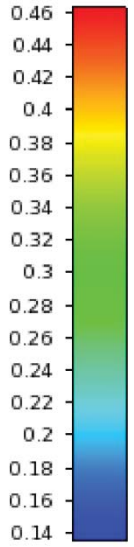
P8 [mm]



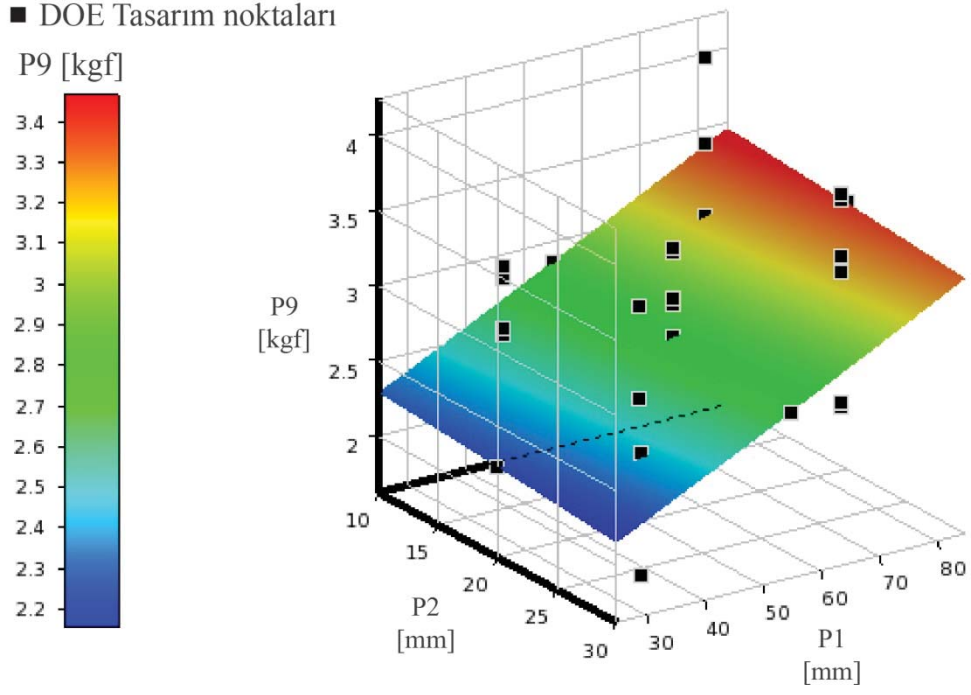
Şekil 4.82. Maksimum deformasyon (P8) – Tasarım değişkenleri (P3, P4)

■ DOE Tasarım noktaları

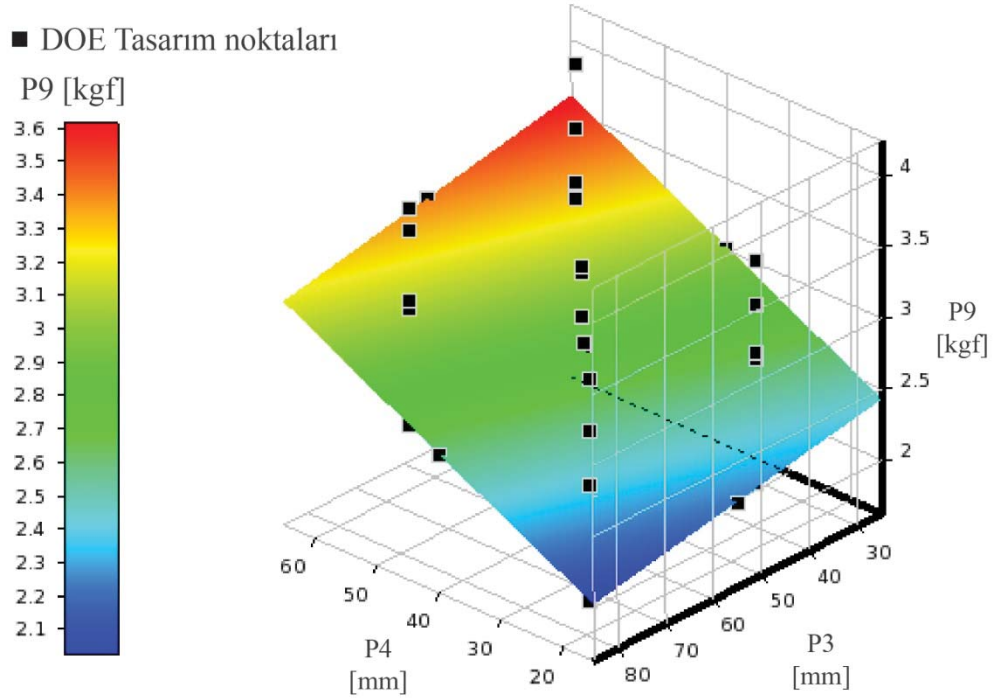
P8 [mm]



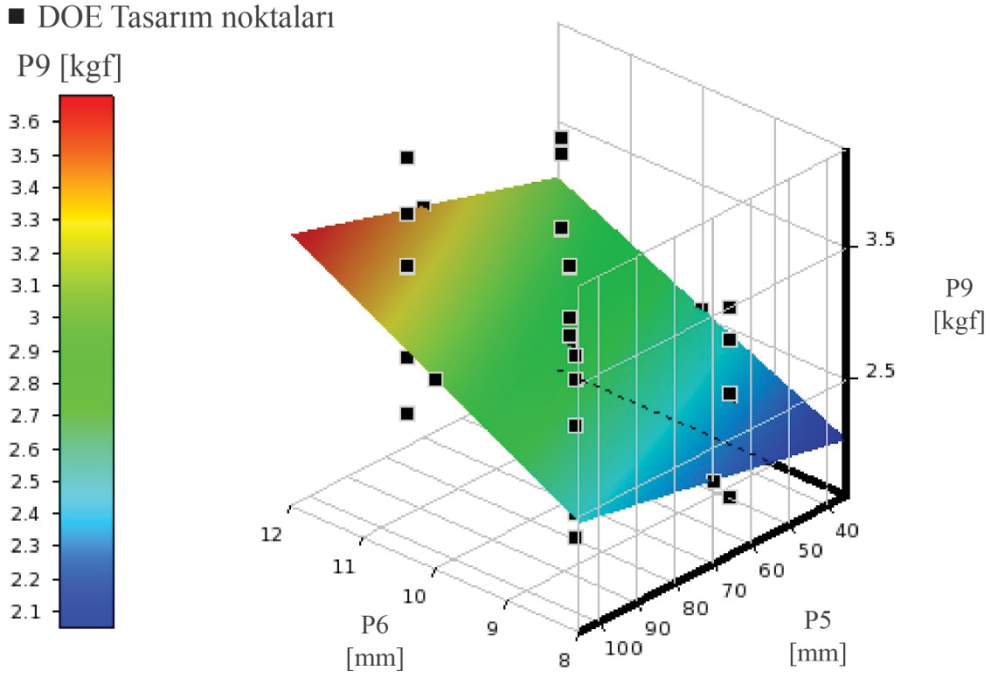
Şekil 4.83. Maksimum deformasyon (P8) – Tasarım değişkenleri (P5, P6)



Şekil 4.84. Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P1, P2)



Şekil 4.85. Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P3, P4)



Şekil 4.86. Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P5, P6)

Elde edilen cevap parametrelerinin girdi parametreleri ile değişimini gösteren üç boyutlu RSM grafiklerine göre aşağıda sıralanan değerlendirmeler yapılmıştır.

1. Tasarım değişkenleri (P1, P2, P3, P4, P5 ve P6) – Maksimum eşdeğer gerilme (P7) değişimi için;
  - a) P1'in en alt değerinde P7 değeri maksimum olmaktadır ve P1 değerinin artması ile P7 değeri lineer olmayan bir azalma göstermektedir (Bkz. Şekil 4.78).
  - b) P2 değerinin artması veya azalması ile P7 değeri kayda değer bir değişim göstermemektedir (Bkz. Şekil 4.78).
  - c) P3'ün üst sınırlarına yakın değerlerinde P7 değeri lineer olmayan, göreceli olarak küçük bir artış göstermektedir (Bkz. Şekil 4.79).
  - d) P4'ün en alt sınır değerlerinde P7 değeri maksimum olmaktadır (P3 değeri maksimumda) ve P4 değerinin artması ile P7 değeri lineer olmayan bir azalma göstermektedir (Bkz. Şekil 4.79).

- e) P5 değerinin en alt sınır değerinde P7 değeri maksimum olmaktadır (P6 değeri minimumda) ve P5 değerinin artması ile P7'nin belli bir değerine kadar lineer olmayan bir azalma görülmektedir. P5 değerinin en üst sınır değerinde P7 değeri minimum olmaktadır (Bkz. Şekil 4.80).
  - f) P6 değerinin en üst sınır değerinde P7 değeri minimum olmaktadır ve P6 değerinin azalması ile P7 değerinde artış görülmektedir. P6 Değerinin en alt sınır değerinde P7 değeri maksimum olmaktadır (P5 değeri minimumda) (Bkz. Şekil 4.80).
2. Tasarım değişkenleri (P1, P2, P3, P4, P5 ve P6) – Maksimum deformasyon (P8) değişimi için;
- a) P1'in en alt değerinde P8 değeri maksimum olmaktadır ve P1 değerinin artması ile P8 değeri neredeyse lineer bir eğri ile azalma göstermektedir (Bkz. Şekil 4.81).
  - b) P2 değerinin artması ile P8 değeri çok küçük bir lineer artış göstermemektedir (Bkz. Şekil 4.81).
  - c) P3 değerinin artması ile P8 değeri göreceli olarak küçük bir lineer artış göstermektedir (Bkz. Şekil 4.82).
  - d) P4'ün en alt sınır değerlerinde P8 değeri maksimum olmaktadır (P3 değeri maksimumda) ve P4 değerinin artması ile P7 değeri lineer olmayan bir azalma göstermektedir (Bkz. Şekil 4.82).
  - e) P5 değerinin en üst sınır değerinde P8 değeri minimum olmaktadır (P6 değeri maksimum) ve P5 değerinin azalması ile P8 değerinde küçük bir miktarda artış görülmektedir (Bkz. Şekil 4.83).
  - f) P6 değerinin en alt sınır değerinde P8 değeri maksimum olmaktadır (P5 değeri minimumda) ve P6 değerinin artması ile P8 değerinde lineer olmayan bir azalma görülmektedir. P6 Değerinin en alt sınır değerinde P8 değeri minimum olmaktadır (P5 değeri maksimumda) (Bkz. Şekil 4.83).
3. Tasarım değişkenleri (P1, P2, P3, P4, P5 ve P6) – Toplam ağırlık (P9) değişimi için;
- a) P1'in en alt sınır değerinde P9 değeri minimum olmaktadır (P2 değeri maksimumda) ve P1 değerinin artması ile P9 değeri neredeyse tam lineer bir artış göstermektedir (Bkz. Şekil 4.84).
  - b) P2 değerinin artması ile P9 değeri çok küçük bir lineer azalma göstermemektedir (Bkz. Şekil 4.84).

- c) P3 değerinin en üst sınır değerinde P9 değeri minimum olmaktadır (P4 değeri minimumda). P3 değerinin azalması ile P9 değeri lineer sayılabilecek bir artış göstermektedir (Bkz. Şekil 4.85).
- d) P4'ün en alt sınır değerlerinde P9 değeri minimum olmaktadır (P3 değeri maksimumda) ve P4 değerinin artması ile P9 değeri lineer sayılabilecek bir artış göstermektedir (Bkz. Şekil 4.85).
- e) P5 değerinin en alt sınır değerinde P9 değeri minimum olmaktadır (P6 değeri minimum) ve P5 değerinin artması ile P9 değerinde lineer davranışa yakın bir artış görülmektedir (Bkz. Şekil 4.86).
- f) P6 değerinin en üst sınır değerinde P9 değeri maksimum olmaktadır (P5 değeri maksimumda) ve P6 değerinin azalması ile P9 değerinde lineer davranışa yakın bir azalma görülmektedir (Bkz. Şekil 4.86).

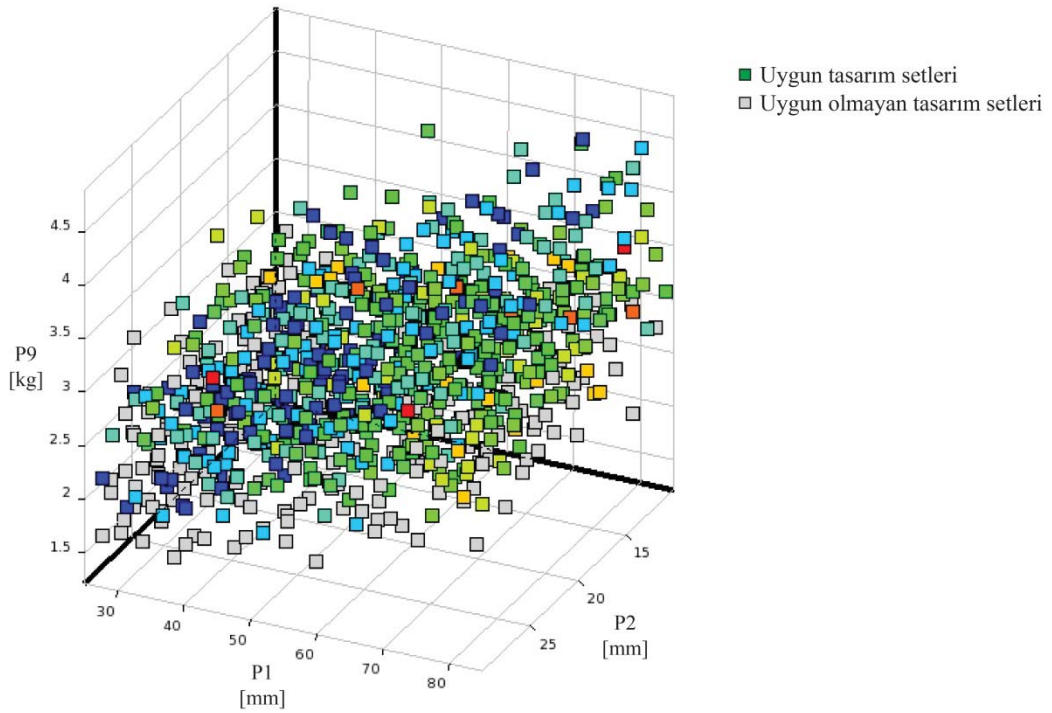
Yukarıda verilen değerlendirmeler ile girdi parametrelerinin (Tasarım değişkenleri) alt ve üst sınırları içerisinde değişmesi ile cevap parametrelerinin nasıl değiştiği ortaya konmuştur. Takip eden adımda en uygun tasarım setinin araştırılması DesignXplorer modülünde GDO yaklaşımı ile gerçekleştirilmiştir. GDO yaklaşımı ile tanımlanan tasarım sınırları ve hedef fonksiyona göre RSM tasarım eğrileri değerleri içerisinde yer alan en uygun tasarım setleri analiz edilmiştir. GDO analizi neticesinde tanımlanan hedef fonksiyonu karşılayabilecek en uygun tasarım setlerini gösteren üç boyutlu stratejik öncelik tercihleri (Trade-off) grafikleri ve en uygun tasarım seti adaylarının değerleri elde edilmiştir. Trade-off grafikleri özellikle çok hedefli optimizasyon çalışmalarında en uygun tasarım setlerinin değerlendirilmesinde ve analiz sonuçlarının kolay anlaşılır bir yapıda ifade edilmesinde kullanılan grafiklerdir.

GDO analizinde hedeflenen optimum tasarım ile ilgili girdi ve cevap parametreleri için yapılan tanımlamalar ve stratejik öncelik tercihleri Çizelge 4.22'de verilmiştir. Bu aşamada tasarım değişkenlerinin optimum değerleri cevap parametrelerine göre şekillendirileceği için tasarım değişkenleri değerleri için herhangi bir zorlayıcı öncelik tercihi yapılmamıştır. Tanımlanan alt ve üst sınır değerleri içerisinde optimizasyon yazılımının uygun olan değeri seçmesine izin verilmiştir. Bu tanımlamalarla GDO analizi sonucu Trade-off grafikleri hazırlanmıştır. İlgili grafikler Şekil 4.87, Şekil 4.88 ve Şekil 4.89'da verilmiştir. Bu grafiklerde RSM ile elde edilen örnek tasarım noktalarına ait, tasarım sınırlamaları altında minimum toplam ağırlık hedefini karşılayan değerlerin dağılımı açıkça görülmektedir. Grafiklerde gri renkli noktalar uygun olmayan, mavi renkli noktalar uygun değerlerin altında, kırmızı renkli noktalar uygun değerlerin üzerindeki değerleri, yeşil noktalar ise tanımlanan hedefleri karşılayabilecek nitelikteki tasarım seti değerlerini simgelemektedir. GDO analizi ve grafiksel çıktıların tamamlanmasının ardından analiz edilen uygun tasarım setleri içerisinde en uygun üç adet aday tasarım seti yazılım tarafından çıkartılmıştır. Aday tasarım setlerine ait değerler ve hedeflerin karşılanma derecelerine ait değerlendirmeler Çizelge 4.23'de verilmiştir.

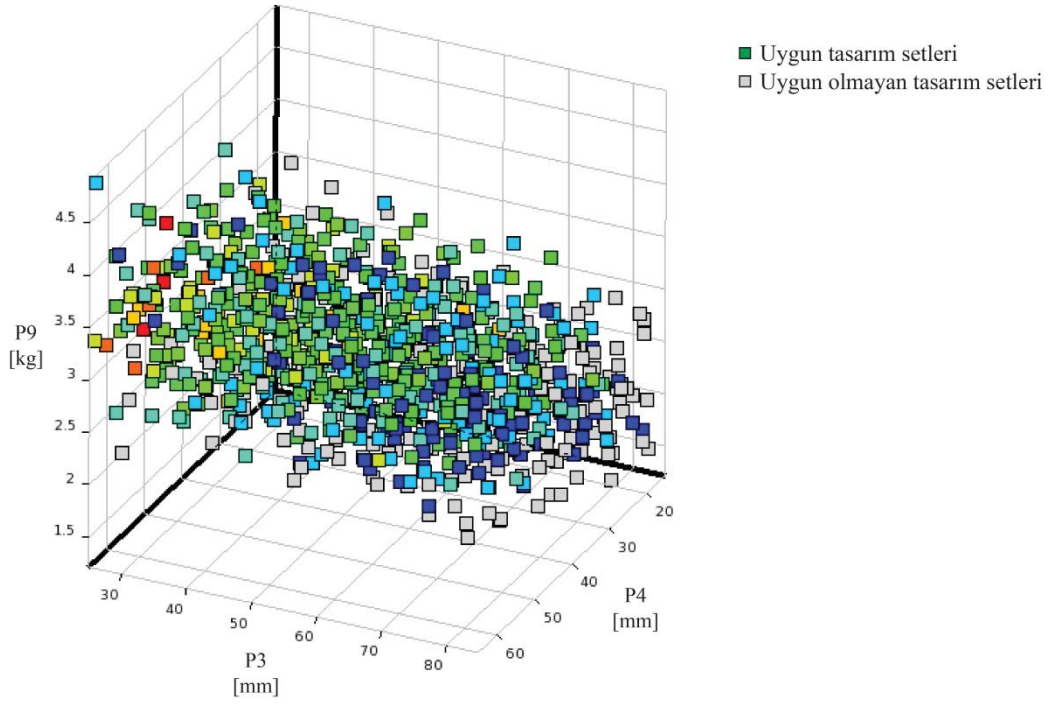
Çizelge 4.22. GDO Yaklaşımı tanımlamaları (Şekil optimizasyonu)

Parametreler		Girdi ve Cevap Parametreleri için Sınırlamalar / Hedefler	Parametrik Sınır / Hedef Değeri	Stratejik Öncelik Derecesi
Girdi Parametreleri	P1 [mm]	-	-	Standart
	P2 [mm]	-	-	Standart
	P3 [mm]	-	-	Standart
	P4 [mm]	-	-	Standart
	P5 [mm]	-	-	Standart
	P6 [mm]	-	-	Standart
Cevap Parametreleri	P7 [MPa]	Analiz Değeri $\leq$ P. Sınır Değeri	70	Yüksek
	P8 [mm]	Mümkün Minimum	-	Yüksek
	P9 [kgf]	Mümkün Minimum	-	Yüksek

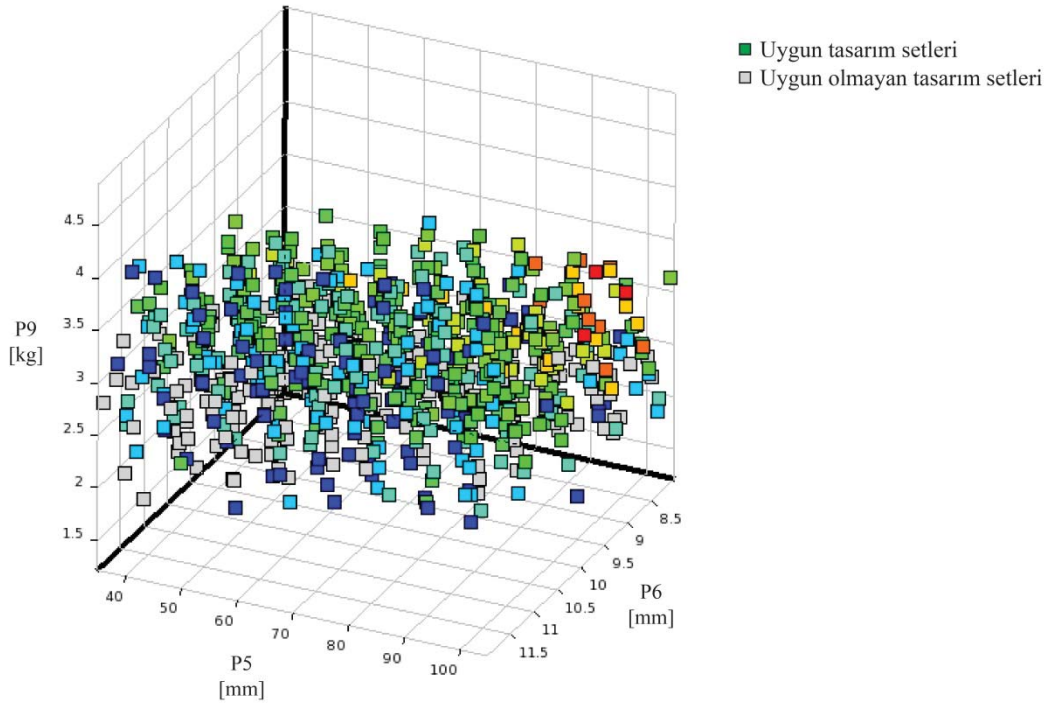
- Tercih yok



Şekil 4.87. GDO analizi Trade-off grafiği (Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P1, P2) )



Şekil 4.88. GDO analizi Trade-off grafiği (Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P3, P4) )



Şekil 4.89. GDO analizi Trade-off grafiği (Toplam ağırlık (P9) – Tasarım değişkenleri (P5, P6) )

Çizelge 4.23. GDO Analizi aday tasarım setleri (Şekil optimizasyonu)

Parametreler	Tasarım seti	Sınırlama /		Sınırlama /		Sınırlama /	
		Tasarım seti	Hedef	Tasarım seti	Hedef	Tasarım seti	Hedef
	aday - 1	Hedef	karşılama	aday - 2	karşılama	aday - 3	karşılama
		derecesi	derecesi		derecesi		derecesi
Girdi Parametreleri	P1 [mm]	35.530	-	28.030	-	37.930	-
	P2 [mm]	29.151	-	15.948	-	28.396	-
	P3 [mm]	54.413	-	76.882	-	84.042	-
	P4 [mm]	15.905	-	15.825	-	22.305	-
	P5 [mm]	41.362	-	45.239	-	88.708	-
	P6 [mm]	11.774	-	10.316	-	10.551	-
Cevap Parametreleri	P7 [MPa]	92.091	<b>X</b>	126.280	<b>X</b>	58.936	<b>**</b>
	P8 [mm]	0.315	<b>**</b>	0.460	<b>X</b>	0.307	<b>*</b>
	P9 [kgf]	1.872	<b>**</b>	1.500	<b>***</b>	1.950	<b>**</b>
Hedef karşılanma derecesi (DesignXplorer değerlendirmesi)	-	Tercih yok					
	x	Kötü					
	*	İyi					
	**	Çok iyi					
	***	Mükemmel					

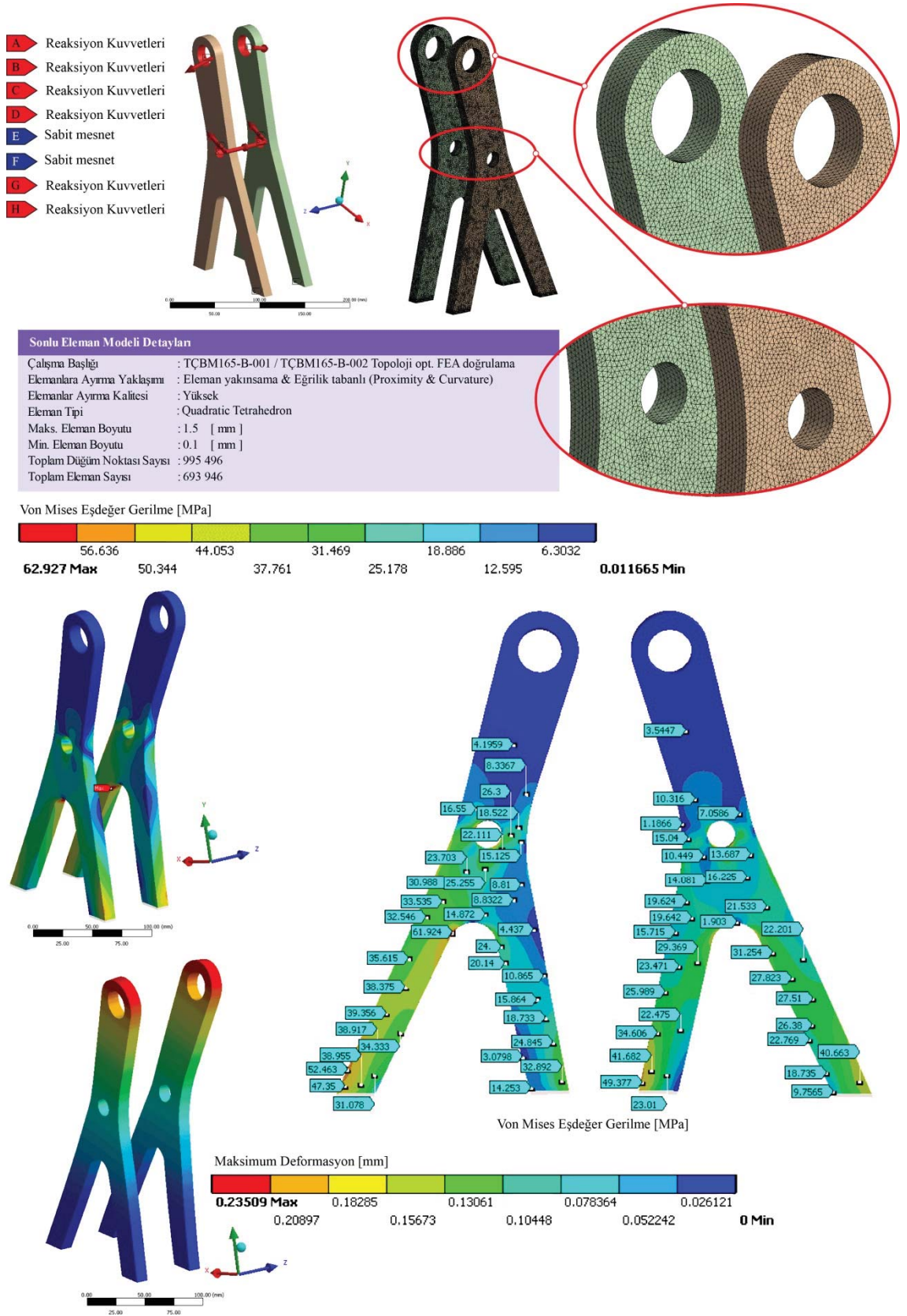
Çizelge 4.23’de DesignXplorer tarafından verilen aday tasarım setleri tanımlanan öncelikler ile tanımlanan hedefleri karşılama derecelerine göre değerlendirilmiştir. Buna göre tanımlanan sınır şartları ve optimizasyon hedefine göre en uygun değerler tasarım seti aday-3’de elde edilmiştir. Burada belirleyici etken aday-1 ve aday-2’de önerilen maksimum eşdeğer gerilme değerlerinin malzeme hasar kriteri değerinden (70 [MPa]) yüksek olmasıdır. Bu sonuçlara göre TÇBM165-B-001 ve TÇBM165-B-002 kodlu eş elemanlar için optimize edilmiş geometriye ait tasarım değişkenleri tasarım seti aday-3 olarak onaylanmıştır. Bu değerlere göre optimize edilmiş toplam ağırlık 1.95 [kgf] olarak hesaplanmıştır. Ancak şekil optimizasyonu sonucu elde edilen tasarım değişkenleri değerleri incelendiği zaman bu değerlerin ondalıklı değerler olduğu görülmektedir. Bu nedenle tasarımın imal edilebilir geometrik parametrelere sahip olması açısından optimize edilen geometriye ait ondalıklı değerler uygun şekilde tam değerlere dönüştürülerek yeniden düzenlenmiştir. DesignXplorer modülünde gerçekleştirilen şekil optimizasyonu neticesinde elde edilen ve imalata uygun şekilde düzenlenen tasarım değişkenleri değerleri Çizelge 4.24’de verilmiştir.

Çizelge 4.24. DesignXplorer ve düzenlenen geometriye ait tasarım değişkenleri değerleri

Tasarım değişkenleri	DesignXplorer	Düzenlenen Geometri
P1 [mm]	37.930	38
P2 [mm]	28.396	28
P3 [mm]	84.042	84
P4 [mm]	22.305	22
P5 [mm]	88.708	89
P6 [mm]	10.551	11

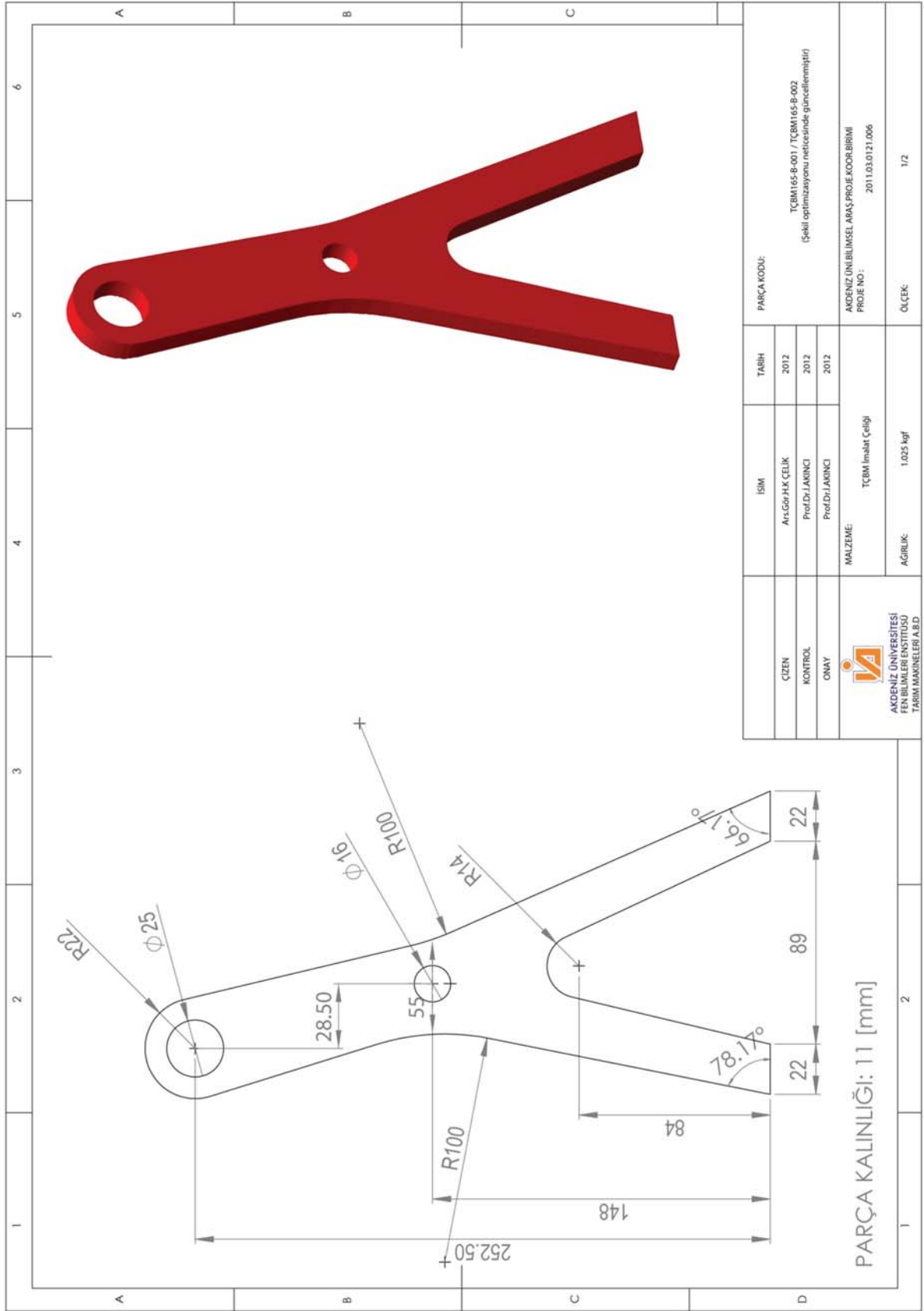


TÇBM165-B-001 ve TÇBM165-B-002 kodlu eş elemanlar için gerçekleştirilen FEA destekli şekil optimizasyonu neticesinde elemanlara ait geometri SW CAD modülü içerisinde güncellenmiştir. Şekil optimizasyonu çalışmasının tamamlanmasının ardından optimize edilmiş geometrinin eşdeğer gerilme dağılımlarının araştırılması ve tasarımın doğrulanması amacı ile son bir FEA doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. FEA doğrulama çalışmasında referans FEA uygulamasında kullanılan tüm malzeme özellikleri, sınır şartları ve FE modeli ilgili tanımlamalar hiçbir değişiklik yapılmadan kullanılmıştır (Bkz Şekil 4.75). Gerçekleştirilen FEA doğrulama çalışması sonuçlarına göre eş elemanlara ait FEA sınır şartları, FE Modeli, simülasyon maksimum deformasyon ve Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları değerlerine ait çıktılar Şekil 4.90'da verilmiştir.



Şekil 4.90. FEA Doğrulama simülasyon çıktıları (Şekil optimizasyonu uygulaması)

FEA doğrulama çalışması sonucunda Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları ve modelin yük altındaki deformasyon davranışı elde edilmiştir. Buna göre maksimum eşdeğer gerilme 62.927 [MPa], maksimum deformasyon değeri 0.235 [mm] olarak bulunmuştur. Bu değerler DesignXploer değerlerinden küçük bir miktar farklılık göstermektedir. Bunun nedeni DesignXplorer'da elde edilen tasarım değişkenleri değerlerinin yeniden düzenlenmesi ile geometrik şeklin küçük bir miktar farklılık göstermesidir. Bununla beraber şekil optimizasyonu sonucu referans tasarıma göre tüm tasarım değişkenlerinde ve cevap parametrelerinde bir değişim olduğu görülmektedir (Çizelge 4.25). FEA doğrulama çalışması değerlerinde referans FEA değerlerine göre maksimum eşdeğer gerilme değerinin artışı (% 14.27) buna karşılık maksimum deformasyon değerinin düştüğü (% 11.32) tespit edilmiştir. Bu durumda geometri rijitliğinin bir miktar arttığı, deformasyon değerinin bu nedenden dolayı düştüğü ve buna karşılık gerilme değerinde yükselme olduğu anlaşılmaktadır. Ancak bu yükselme ile ortaya çıkan değer malzeme hasar kriteri değerinin (70 [MPa]) altında bir değerdir. Yol konumu maksimum yüklenme artış değeri 4 kat olarak hesaplara dahil edildiği takdirde maksimum deformasyon değeri yaklaşık 1 [mm]'den küçük olmaktadır. Bu deformasyon değeri elemanların görevlerini yerine getirmesine engel olmayacak kadar küçük bir değerdir. Bu değerlendirmeler doğrultusunda şekil optimizasyonu sonucunda ortaya çıkartılan geometrinin herhangi bir hasarla karşılaşmadan tanımlanan çalışma koşulları altında sağlıklı bir şekilde çalışacağı ortaya konmuştur. Bununla beraber nihai optimize edilmiş geometri toplam ağırlığı (Eş elemanlar) 2.05 [kgf] olarak hesaplanmıştır. Bu durumda başlangıç geometrisine ait toplam ağırlıktan (2.5 [kgf]) 0.55 [kgf] (% 18) malzeme azaltılması gerçekleştirilmiştir. Başlangıç geometri ağırlığı ve şekil optimizasyonu neticesinde elde edilen optimize edilmiş geometriye ait değerlerinin karşılaştırılması Çizelge 4.25'de, optimize edilmiş nihai modele ait geometrik detaylar Şekil 4.89'da verilmiştir. Bu değerlendirmeler ile şekil optimizasyonu uygulama örneğinin amaca uygun, başarılı bir şekilde tamamlandığına karar verilmiştir ve elde edilen optimize edilmiş geometri onaylanarak şekil optimizasyonu çalışması sonlandırılmıştır.



Şekil 4-91. Şekil optimizasyonu uyg. optimize edilmiş katı model geometri detayları (Eleman kodu: TCBM165-B-001/002)

Çizelge 4.25. Şekil optimizasyonu neticesinde optimize edilmiş geometriye ait bazı değerlerinin başlangıç değerleri ile karşılaştırılması

Parametreler	Başlangıç Geometri	Optimize Edilmiş Geometri *	Değişim Oranı [%] Artış (+) / Azalma (-)	
Girdi Parametreleri	P1 [mm]	55	38	-30.91
	P2 [mm]	20	28	40.00
	P3 [mm]	45	84	86.67
	P4 [mm]	30	22	-26.67
	P5 [mm]	55	89	61.82
	P6 [mm]	10	11	10.00
Cevap Parametreleri	P7 [MPa]	55.071	62.927	14.27
	P8 [mm]	0.265	0.235	-11.32
	P9 [kgf]	2.500	2.050	-18.00

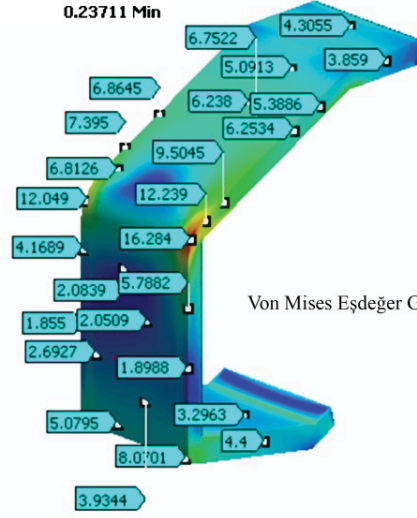
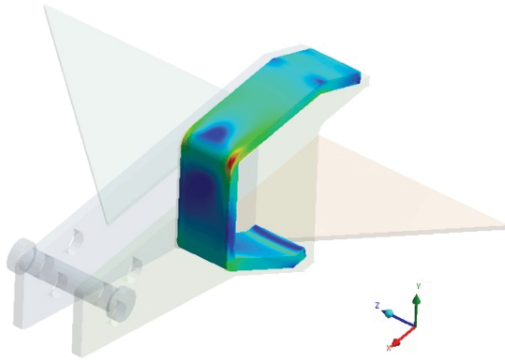
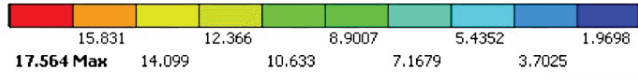
\* Şekil optimizasyonu

#### 4.7.3 Boyut optimizasyonu uygulama örneği

TÇBM165-A grubu için gerçekleştirilen detaylı FEM temelli analizlerde özellikle TÇBM165-A-003 kodlu eleman üzerindeki çok düşük gerilme dağılım değerleri dikkati çekmektedir. Ortaya çıkan bu düşük gerilme dağılım değerleri yapının yüksek yüklenme koşullarında dahi aşırı mukavim bir davranış sergilediğini göstermiştir. Daha optimum bir yapıya ait yeni parametreler ilgili parametrik yapı optimizasyon teknikleri ile elde edilebilmektedir. Ancak bu elemanın geometrik şekil parametrelerinde yapılacak bir değişiklik bağlantılı olduğu diğer elemanların tasarım koşullarını da değiştirecektir. Yük taşıyan bir yapının geometrik şekli gerilme dağılımları üzerinde doğrudan etkilidir. Ancak geometrik şeklin gerilme dağılımlarına etkisinin çok az olduğu veya geometrik şeklin değiştirilmesinin mümkün olmadığı tasarım koşullarında çalışan farklı yapılar ile karşılaşılabilmektedir. Bu tip tasarım koşullarında çalışan aşırı mukavim yapılar için geometrik kesit alan ataletlerinin dolayısıyla malzeme kalınlığı değerlerinin gereğinden yüksek seçildiği söylenebilir. Bu durumda TÇBM165-A-003 kodlu elemanın yapısal optimizasyonu yalnızca kesit alanına dolayısıyla malzeme kalınlık parametresine bağlı olacaktır. Bu nedenle boyut optimizasyonu uygulama örneğinde kullanılmak üzere TÇBM165-A-003 kodlu eleman seçilmiştir. Bu eleman üzerinde optimum malzeme ağırlığını hedefleyen, kolay anlaşılabilir bir FEA destekli boyut optimizasyonu uygulama örneği hazırlanmıştır.

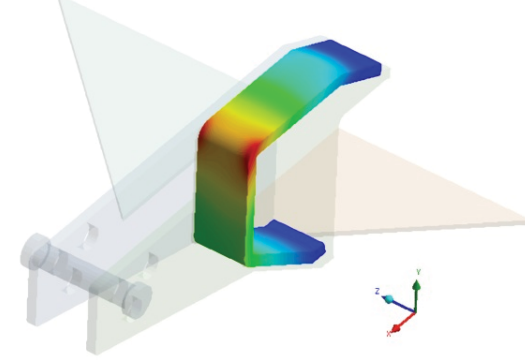
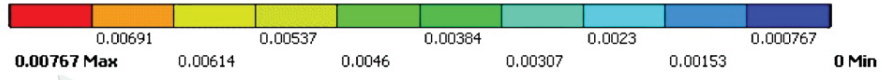
TÇBM165-A grubu için gerçekleştirilen yol konumu detaylı FEA çalışması hazırlanan boyut optimizasyonu uygulama örneğinde referans FEA olarak tanımlanmıştır (Bkz. Şekil 4.56). Buna göre TÇBM165-A-003 kodlu eleman üzerinde elde edilen gerilme dağılımları ve maksimum deformasyon simülasyon çıktıları Şekil 4.92'da daha ayrıntılı olarak verilmiştir. Optimizasyon çalışmasında referans elemana ait orijinal geometride hiçbir değişiklik yapılmamıştır. Elemana ait geometri detayları Şekil 4.93'de verilmiştir.

Von Mises Eşdeğer Gerilme [MPa]

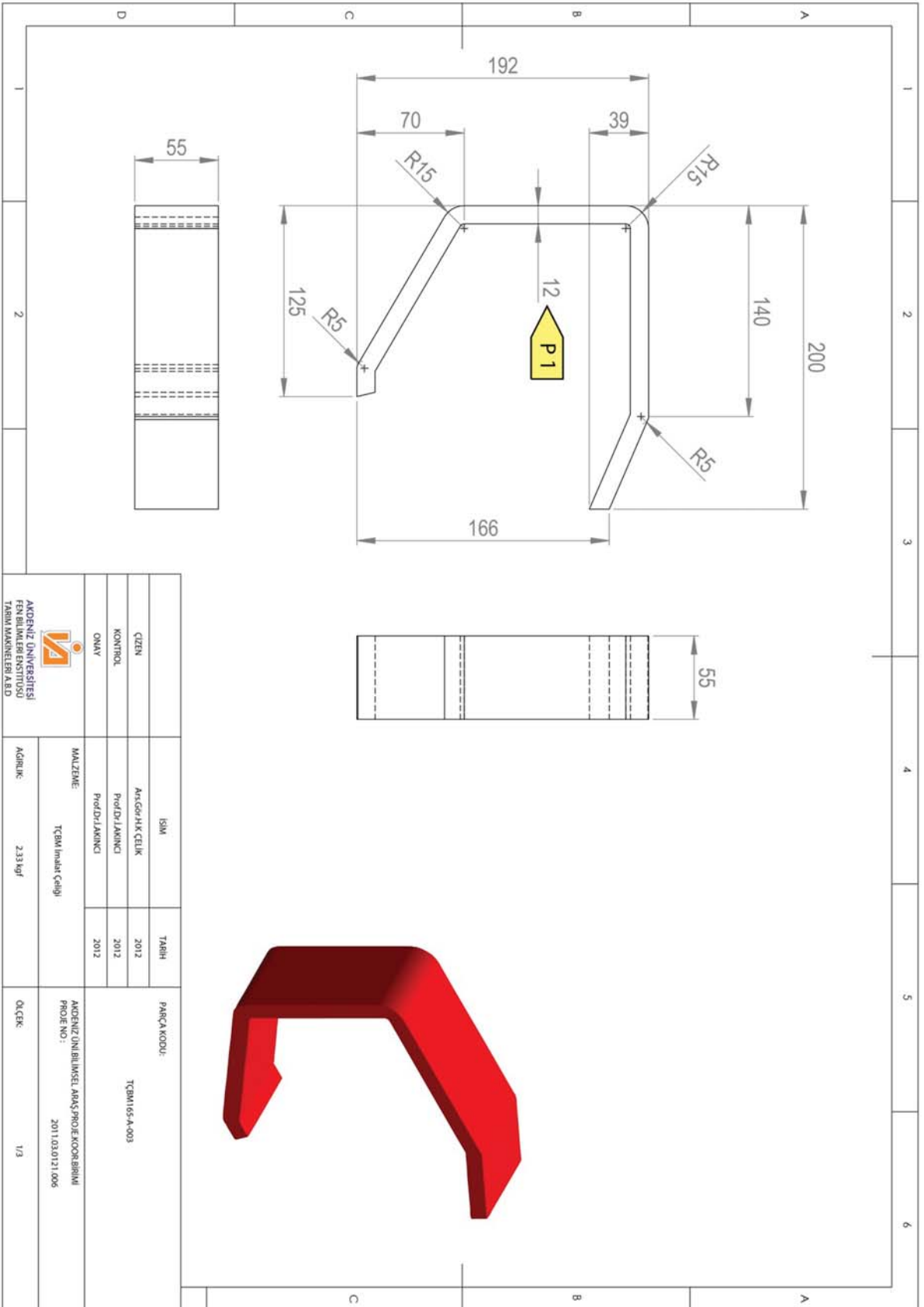


Von Mises Eşdeğer Gerilme [MPa]

Maksimum Deformasyon [mm]



Şekil 4.92. TÇBM165-A-003 referans FEA simülasyon çıktıları



Şekil 4.93. Boyut optimizasyonu uygulaması başlangıç katı model geometri detayları (Eleman kodu: TÇBM165-A-003)

Boyut optimizasyonu uygulama örneğinde hedef fonksiyon olarak minimum deformasyonda malzeme azaltılması yani minimum malzeme ağırlığı tanımlanmıştır. Tasarım değişkeni olarak malzeme kalınlık değeri atanmıştır (P1) (Bkz. Şekil 4.93). Tasarım değişkeninin alt ve üst sınırları geometrik yapıya uygun olarak seçilmiştir. Değişken yüklenme koşullarında ortaya çıkan maksimum eşdeğer gerilme değeri hasar kriteri değeri olan 70 [MPa] değerinin altında olması gerekmektedir. Bu koşul eşitsizlik tasarım sınırlaması olarak tanımlanmıştır. Seçilen tasarım değişkeni değeri, değişkenin alt ve üst sınırları, tasarım sınırlaması ve hedef fonksiyon tanımlamaları Çizelge 4.26’da verilmiştir.

Çizelge 4.26. Boyut optimizasyonu ile ilgili tanımlamalar

Tasarım Değişkeni		Tasarım Değişkeni		Tasarım Sınırları		Hedef Fonksiyon	
Simge	Değer [mm]	Sınırları [mm]	Parametre (Simge)	Değer [MPa]	Parametre (Simge)	Hedef	
P1	12	$2 < P1 < 14$	Maks.Eşdeğer Gerilme ( $\sigma_{Eş}$ ) (P2)	$< 70$	Maks. Deformasyon ( $\delta$ ) (P3)	$\delta \rightarrow \text{Min.}$	
					Toplam Ağırlık (m) (P4)	$m \rightarrow \text{Min.}$	

Boyut optimizasyonu için gerekli tanımlamaların yapılmasının ardından çalışma DesignXplorer modülüne aktarılmıştır. Modül içerisinde girdi parametresi (Tasarım değişkeni) olarak kalınlık değeri (P1), cevap parametreleri olarak maksimum eşdeğer gerilme (P2), maksimum deformasyon (P3), ve toplam ağırlık (P4) atanmıştır. Çalışmada RSM tasarım eğrisinin elde edilmesi amacıyla DOE yaklaşımı ile toplam 10 adet tasarım seti (Tasarım noktaları) otomatik olarak oluşturulmuştur. Oluşturulan tasarım setleri modül içerisinde çözdürülmüş ve sonuçlar kayıt edilmiştir (Çizelge 4.27).

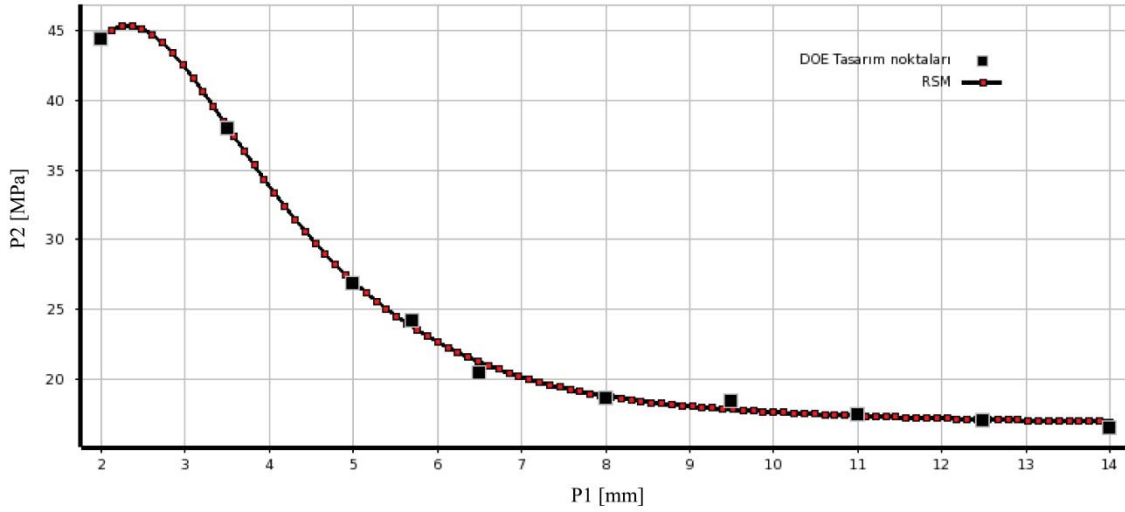
Takip eden adımda DOE ile belirlenen tasarım noktalarının çözümü referans alınarak RSM yöntemi ile tüm girdi ve cevap parametrelerin alt ve üst sınırlar dâhilinde hareketlerini ortaya koyan tasarım eğrileri elde edilmiştir. Cevap parametrelerinin girdi parametrelerine göre değişimi iki boyutlu tasarım eğrilerini gösteren grafik çıktıları yardımıyla değerlendirilmiştir. Buna göre; maksimum eşdeğer gerilmenin tasarım değişkeni ile değişimi Şekil 4.94, maksimum deformasyonun tasarım değişkeni ile değişimi Şekil 4.95’de, toplam ağırlığın tasarım değişkeni ile değişimi Şekil 4.96’de iki boyutlu grafik çıktıları şeklinde verilmiştir.



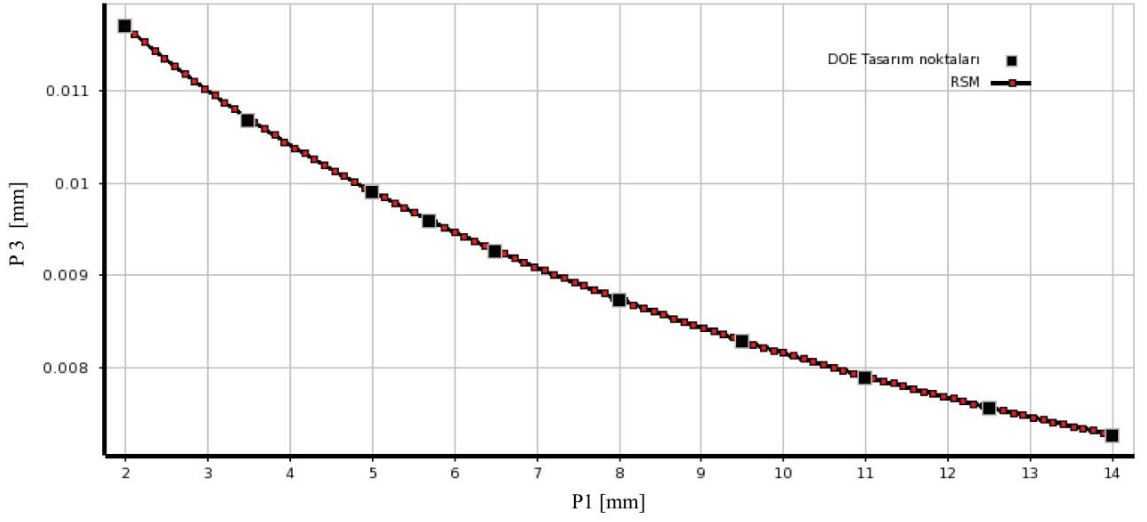
Çizelge 4.27. Tasarım setleri ve çözümü

Tasarım Seti No	Boyut optimizasyonu girdi parametreleri		Boyut optimizasyonu cevap parametreleri		
	Tasarım Değişkeni [mm]	Maks. Eşdeğer Gerilme [MPa]	Maks. Deformasyon [mm]	Toplam Ağırlık [kgf]	
					P1
0*	12.0	17.564	0.008	2.330	
1	8.0	18.664	0.009	1.575	
2	2.0	44.510	0.012	0.402	
3	14.0	16.525	0.007	2.700	
4	5.0	26.986	0.010	0.995	
5	11.0	17.550	0.008	2.143	
6	9.5	18.464	0.008	1.861	
7	12.5	17.088	0.008	2.423	
8	3.5	38.118	0.011	0.700	
9	6.5	20.566	0.009	1.286	
10	5.7	24.220	0.010	1.131	

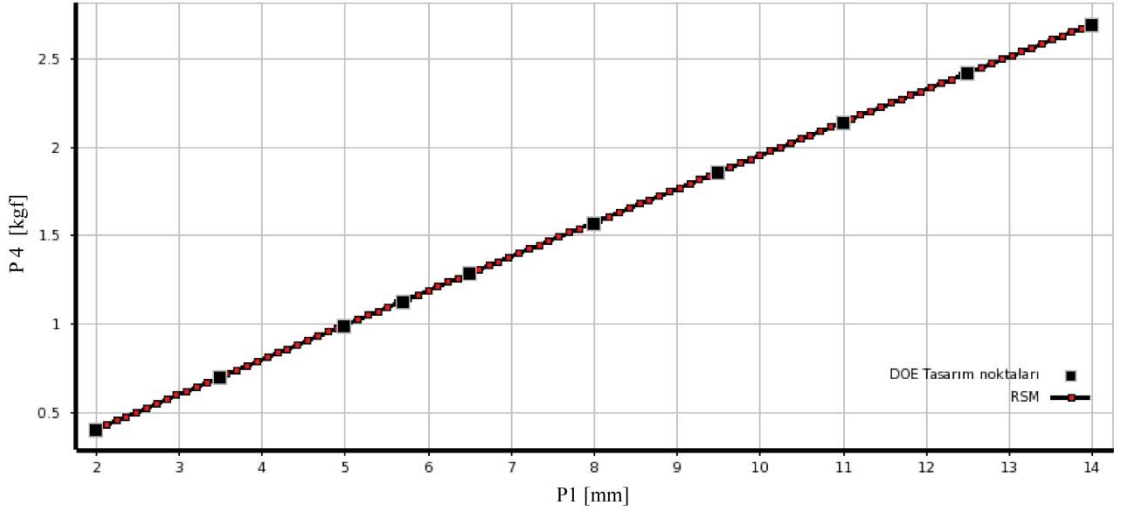
\* Başlangıç tasarımına ait değerler



Şekil 4.94. Maksimum eşdeğer gerilme (P2) – Tasarım değişkeni (P1)



Şekil 4.95. Maksimum deformasyon (P3) – Tasarım değişkeni (P1)



Şekil 4.96. Toplam ağırlık (P4) – Tasarım değişkeni (P1)

Grafiklerde verilen siyah renkli noktalar DOE ile elde edilen referans tasarım noktalarını ifade etmektedir. Kırmızı renkli noktalar ise bu tasarım noktalarını referans olarak RSM yöntemiyle elde edilen tasarım eğrileri üzerinde bulunan RSM tasarım setleri örneklerini temsil etmektedir. Bu grafiklere göre aşağıdaki değerlendirmeler yapılmıştır.

1. P1'in en alt sınır değerinin bir miktar üzerinde, P2 değeri maksimum olmaktadır. P1'in artmasıyla birlikte P2 değeri, P1 sınır değerlerin ortalarına kadar lineer olmayan bir azalma göstermektedir. Daha sonra küçük bir azalma oranı ile azalmaya devam etmektedir ve P1'in en üst sınır değerinde minimum değerine ulaşmaktadır (Bkz. Şekil 4.94).

2. P1'in en alt sınır değerinde, P3 maksimum olmaktadır. P1'in artan değerlerinde, P3 küçük bir lineer olmayan eğri ile azalma göstermektedir ve P1'in en üst sınır değerinde minimum değerine ulaşmaktadır (Bkz. Şekil 4.95).
3. P1'in en alt sınır değerinde, P4 minimum olmaktadır. P1'in artan değerlerinde, P4 değerinde lineer bir artış görülmektedir ve P1'in en üst sınır değerinde P4 maksimum olmaktadır (Bkz. Şekil 4.96).

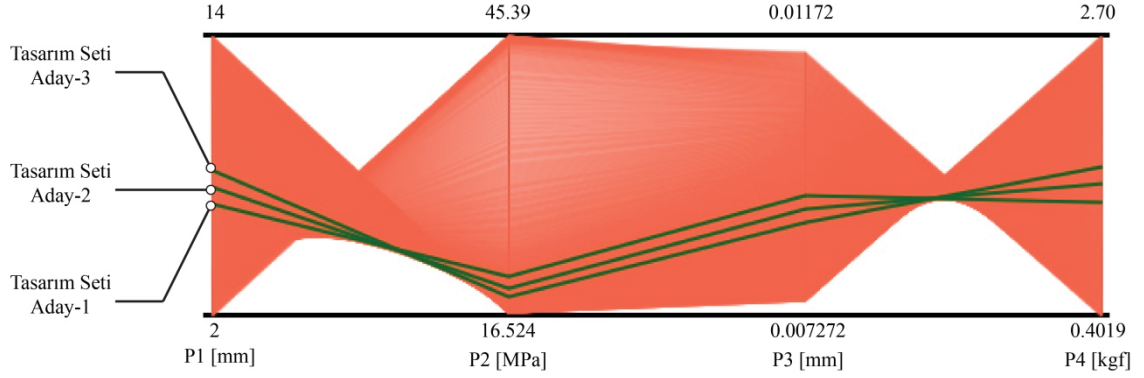
Yukarıda verilen değerlendirmeler ile cevap parametrelerinin, tasarım değişkeni alt ve üst sınırları arasında nasıl değiştiği ortaya konmuştur. Takip eden adımda en uygun tasarım setinin araştırılması DesignXplorer modülünde GDO yaklaşımı ile gerçekleştirilmiştir. GDO yaklaşımı ile tanımlanan tasarım sınırları ve hedef fonksiyona göre RSM tasarım eğrileri değerleri içerisinde yer alan en uygun tasarım setleri analiz edilmiştir. Boyut optimizasyonu çalışmasında tek bir tasarım değişkeni parametresinin tanımlanmış olmasından ve RSM grafiklerinin açık ve kolay anlaşılabilir iki boyutlu grafikler olmasından dolayı stratejik öncelik tercihleri (Trade-off) grafiklerinin hazırlanmasına ihtiyaç duyulmamıştır. Bunu yerine GDO yaklaşımının aday tasarımları seçtiği örnek tasarım noktalarını gösteren iki boyutlu bir grafik çıktısı hazırlanmıştır (Şekil 4.97).

GDO analizinde hedeflenen optimum tasarım ile ilgili girdi ve cevap parametreleri için yapılan tanımlamalar ve stratejik tercihler Çizelge 4.28'de verilmiştir. GDO analizinin tamamlanmasının ardından analiz edilen uygun tasarım setleri içerisinde en uygun üç adet aday tasarım seti yazılım tarafından çıkartılmıştır. Aday tasarım setlerine ait değerler ve hedeflerin karşılanma dereceleri Çizelge 4.29'da verilmiştir.

Çizelge 4.28. GDO Yaklaşımı tanımlamaları (Boyut optimizasyonu)

Parametreler		Girdi ve Cevap Parametreleri için Sınırlamalar / Hedefler	Parametrik Sınır / Hedef Değeri	Stratejik Öncelik Derecesi
Girdi Parametreleri	P1 [mm]	-	-	Standart
	P2 [MPa]	Analiz Değeri $\leq$ P. Sınır Değeri	70	Yüksek
Cevap Parametreleri	P3 [mm]	Mümkün Minimum	-	Yüksek
	P4 [kgf]	Mümkün Minimum	-	Yüksek

- Tercih yok



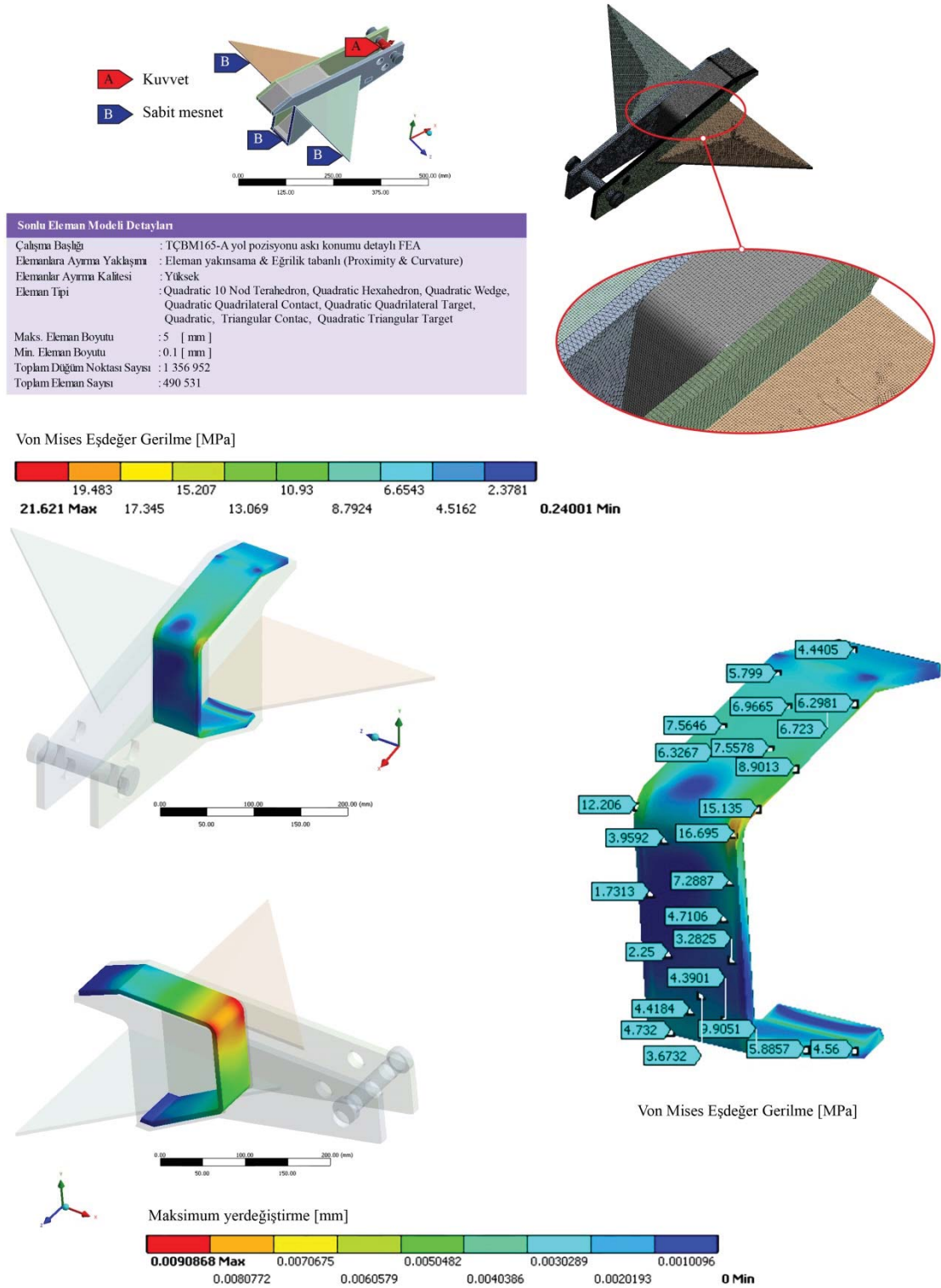
Şekil 4.97. GDO Tasarım seti adayları (örnek sayısı:1000)

Çizelge 4.29. GDO Analizi aday tasarım setleri (Boyut optimizasyonu)

Parametreler	Tasarım seti aday - 1	Sınırlama /	Tasarım seti aday - 2	Sınırlama /	Tasarım seti aday - 3	Sınırlama /	
		Hedef karşılama derecesi		Hedef karşılama derecesi		Hedef karşılama derecesi	
Girdi Parametreleri	P1 [mm]	6.782	-	7.514	-	8.246	-
	P2 [MPa]	20.582	***	19.332	**	18.559	***
	P3 [mm]	0.0092	*	0.0089	*	0.0086	*
	P4 [kgf]	1.341	**	1.482	*	1.622	*
Hedef karşılama derecesi (DesignXplorer değerlendirmesi)	-	Tercih yok					
	x	Kötü					
	*	İyi					
	**	Çok iyi					
	***	Mükemmel					

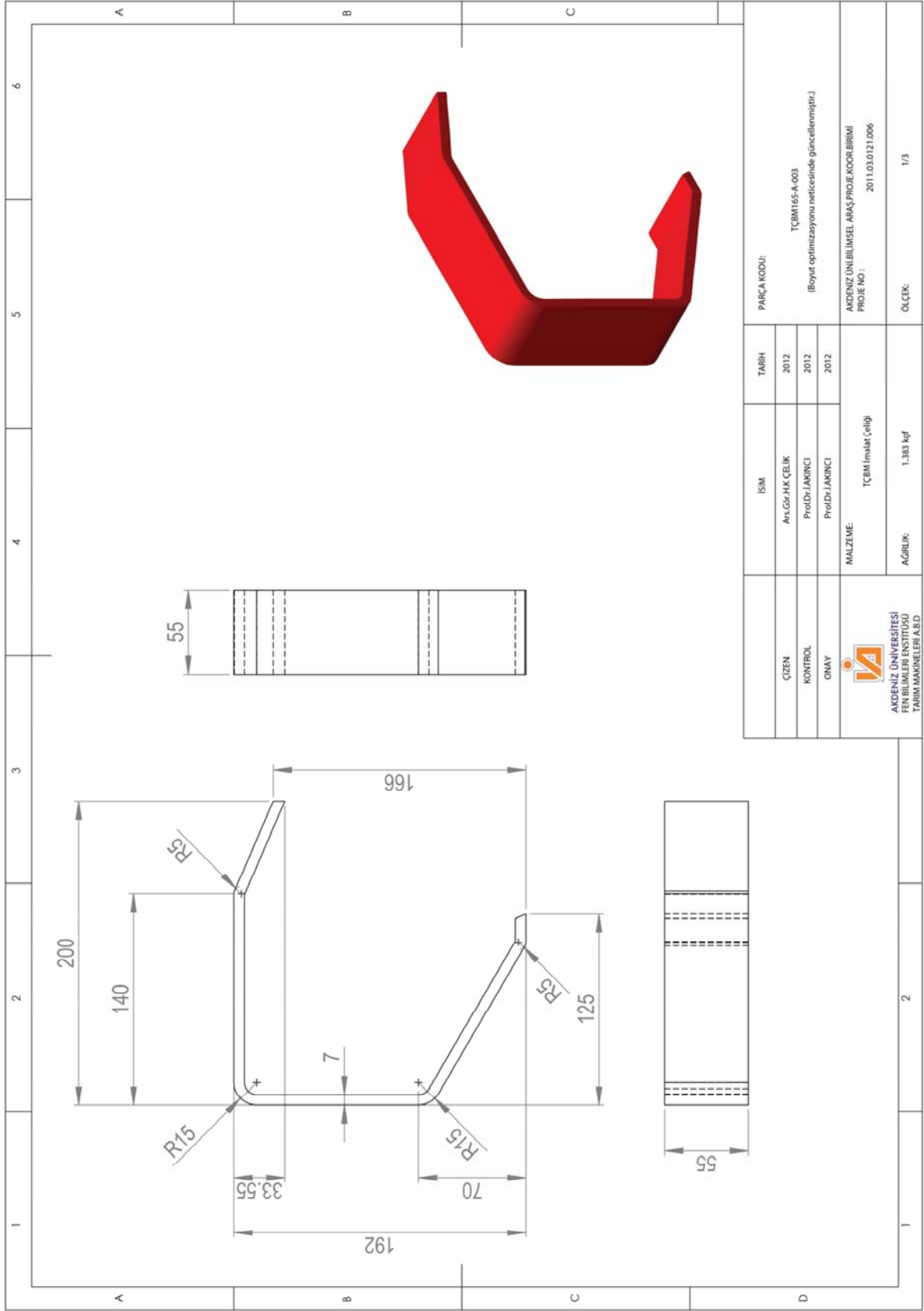
Çizelge 4.29’da DesignXplorer tarafından verilen aday tasarım setleri tanımlanan öncelikler ile tanımlanan hedefleri karşılama derecelerine göre değerlendirilmiştir. Buna göre tanımlanan sınır şartları ve optimizasyon hedefine göre en uygun değerler tasarım seti aday-1’de elde edilmiştir. Burada belirleyici etken aday-2 ve aday-3’de önerilen cevap parametrelerinin optimizasyon sınırlamalarını karşılamalarına rağmen aday-1 de verilen ağırlık değerinin boyut optimizasyonu çalışmasında tanımlanan minimum ağırlık hedefini en iyi şekilde karşılamasıdır. Bu sonuçlara göre TÇBM165-A-003 kodlu eleman için optimize edilmiş geometriye ait tasarım değişkeni tasarım seti aday-1 olarak onaylanmıştır. Bu değerlere göre optimize edilmiş tasarım değişkeni değeri 6.782 [mm], buna karşılık gelen ağırlık değeri 1.341 [kgf] olarak hesaplanmıştır. Ancak boyut optimizasyonu sonucu elde edilen tasarım değişkeni değerinin ondalıklı değer olması nedeniyle tasarımın imal edilebilir geometrik parametrelere sahip olması açısından bu değer uygun şekilde tam değere dönüştürülmüştür ve 7 [mm] olarak kabul edilmiştir.

TÇBM165-A-003 kodlu eleman için gerçekleştirilen FEA destekli boyut optimizasyonu neticesinde elemana ait geometri SW CAD modülü içerisinde güncellenmiştir. Boyut optimizasyonu çalışmasının tamamlanmasının ardından optimize edilmiş geometrinin eşdeğer gerilme dağılımlarının araştırılması ve tasarımın doğrulanması amacı ile son bir FEA doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. Boyut optimizasyonu FEA doğrulama çalışmasında, referans FEA uygulamasında kullanılan tüm malzeme özellikleri, sınır şartları ve FE modeli ilgili tanımlamalar hiçbir değişiklik yapılmadan kullanılmıştır (Bkz Şekil 4.92). Gerçekleştirilen FEA doğrulama çalışması sonuçlarına göre optimize edilen elemana ait FEA sınır şartları, FE Modeli, simülasyon maksimum deformasyon ve Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları değerlerine ait çıktılar Şekil 4.98’de verilmiştir.



Şekil 4.98. FEA Doğrulama simülasyon çıktıları (Boyut optimizasyonu uygulaması)

FEA doğrulama çalışması sonucunda Von Mises eşdeğer gerilme dağılımları ve modelin yük altındaki deformasyon davranışı elde edilmiştir. Buna göre maksimum eşdeğer gerilme 21.621 [MPa], maksimum deformasyon değeri 0.009 [mm] olarak bulunmuştur. Bu değerler DesignXplorer optimizasyon değerlerinden çok küçük bir miktar farklılık göstermektedir. Bunun nedeni DesignXplorer'da elde edilen tasarım değişkeni değerinin yeniden düzenlenmesi ile kalınlık değerinin bir miktar farklılık göstermesidir. Bununla beraber boyut optimizasyonu sonucu referans tasarıma göre tasarım değişkeninde ve cevap parametrelerinde bir değişim olduğu görülmektedir (Çizelge 4.30). FEA doğrulama çalışması sonucunda referans FEA değerlerine göre maksimum eşdeğer gerilme ve deformasyon değerlerinin bir miktar artışı (Sırasıyla % 23.10 ve % 27.90) tespit edilmiştir. Ancak bu artış ile ortaya çıkan değer, malzeme hasar kriteri değerinin (70 [MPa]) altında bir değerdir. Yol konumu maksimum yüklenme artış değeri 4 kat olarak hesaplara dahil edildiği takdirde bile maksimum deformasyon değeri dikkate alınmayacak kadar küçük bir değerdir. Bu değerlendirmeler doğrultusunda boyut optimizasyonu sonucunda ortaya çıkartılan geometrinin herhangi bir hasarla karşılaşmadan tanımlanan çalışma koşulları altında sağlıklı bir şekilde çalışacağı ortaya konmuştur. Bununla beraber nihai optimize edilmiş geometri ağırlığı 1.383 [kgf] olarak hesaplanmıştır. Bu durumda başlangıç geometrisine ait ağırlıktan (2.33 [kgf]) 0.947 [kgf] (% 40.64) malzeme azaltılması gerçekleştirilmiştir. Başlangıç geometri ağırlığı ve şekil optimizasyonu neticesinde elde edilen optimize edilmiş geometriye ait değerlerinin karşılaştırılması Çizelge 4.30'da, optimize edilmiş nihai modele ait geometrik detaylar Şekil 4.99'de verilmiştir. Bu değerlendirmeler ile boyut optimizasyonu uygulama örneğinin amaca uygun, başarılı bir şekilde tamamlandığına karar verilmiştir ve elde edilen optimize edilmiş geometri onaylanarak boyut optimizasyonu çalışması sonlandırılmıştır.



Şekil 4.99. Boyut optimizasyonu uygulaması optimize edilmiş katı model geometri detayları (Eleman kodu: TÇBM165-A-003)



Çizelge 4.30. Boyut optimizasyonu neticesinde optimize edilmiş geometriye ait değerlerinin başlangıç değerleri ile karşılaştırılması

Parametreler	Başlangıç Geometri	Optimize Edilmiş Geometri *	Değişim Oranı [%] Artış (+) / Azalma (-)	
Girdi Parametreleri	P1 [mm]	12	7	-41.67
	P7 [MPa]	17.564	21.621	23.10
Cevap Parametreleri	P8 [mm]	0.008	0.010	27.90
	P9 [kgf]	2.330	1.383	-40.64

\* Boyut optimizasyonu

TÇBM'nin FEA destekli yapısal optimizasyonu örneğinde gerçekleştirilen topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu uygulamaları başarı ile sonuçlandırılmıştır. Her bir yapısal optimizasyon uygulaması neticesinde ele alınan eleman(lar) için optimize edilmiş geometriler ve bu geometrilere ait parametreler elde edilmiştir. Buna göre; optimizasyon çalışmaları ile elde edilen bazı parametrelerin (Cevap parametrelerinin değişimi ve eleman bazında ağırlık değişimi) toplu bir değerlendirme amacıyla tekrar düzenlenmiş ve karşılaştırmalı olarak sırasıyla Çizelge 4.31 ve Çizelge 4.32'de verilmiştir. Değerlendirmeler neticesinde; her bir optimizasyon çalışmasında ele alınan yapısal elemanların optimizasyon öncesi ağırlıklarına göre sırasıyla % 24.24, % 18 ve % 40.64 oranında malzeme azaltılması gerçekleştirildiği görülmüştür (Çizelge 4.31). Eleman bazında ise bu azaltılma oranı TÇBM165-B-001 / 002 kodlu eş elemanlar için toplam % 37.88, TÇBM165-A-003 kodlu eleman için toplam % 40.64 olarak hesaplanmıştır (Çizelge 4.32).

Çizelge 4.31. TÇBM uygulama örneği yapısal optimizasyon sonuçlarının cevap parametreleri bazında karşılaştırılması

Cevap Parametreleri	Başlangıç Geometri			Optimize Edilmiş Geometri			Değişim Oranı [%] Artış (+) / Azalma (-)		
	T	S	B	T	S	B	T	S	B
Maks. Eşdeğer Gerilme [MPa]	56.40	55.07	17.56	55.07	62.93	21.62	-2.35	14.27	23.10
Maks. Deformasyon [mm]	0.170	0.265	0.008	0.265	0.235	0.010	55.91	-11.32	27.90
Toplam Ağırlık [kgf]	3.30	2.50	2.33	2.50	2.05	1.38	-24.24	-18.00	-40.64
							(-0.80 [kgf])	(-0.45 [kgf])	(-0.95 [kgf])

T: Topoloji Optimizasyonu (TÇBM 165-B-001/ TÇBM165-B-002)

S: Şekil Optimizasyonu (TÇBM 165-B-001/ TÇBM165-B-002)

B: Boyut Optimizasyonu (TÇBM 165-A-003)

Çizelge 4.32. TÇBM uygulama örneği yapısal optimizasyon sonuçlarının eleman toplam ağırlıkları bazında karşılaştırılması

Eleman Kodu	Başlangıç Geometri Toplam Ağırlık [kgf]	Optimize Edilmiş Geometri Toplam Ağırlık [kgf]	Değişim Oranı [%] Artış (+) / Azalma (-)
TÇBM165-B-001/ TÇBM165-B-002	3.30	2.05	-37.88 (-1.25 [kgf])
TÇBM165-A-003	2.33	1.38	-40.64 (-0.95 [kgf])



## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu araştırmada, tarım alet ve makineleri tasarımlarının geliştirilmesi ve iyileştirilmesi süreçlerinde kullanılacak, ileri düzey CAD, CAE ve yapısal optimizasyon tekniklerini referans alan bir bilgisayar destekli yapısal optimizasyon uygulama algoritması geliştirilmiş ve bu algoritma adımları takip edilerek örnek bir tarım makinesine (TÇBM: Tamburlu Çayır Biçme Makinesi) ait yapısal elemanlar üzerinde, farklı optimizasyon tekniklerinin (Topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu) örneklendirilmesi uygulamaya konulmuştur.

Araştırmada ileri düzey CAD, CAE ve yapısal optimizasyon tekniklerinin, özellikle tarım makineleri tasarım ve imalat sektörüne tam olarak adapte edilemediği ve bu konuları sistematik ve ayrıntılı bir şekilde açıklayan sektöre özgü araştırma sayısının yok denecek kadar az olması göz önüne alınarak, öncelikle konunun önemi belirtilmiş, konu ile ilgili sektör çalışanlarının ve araştırmacıların, sunulan uygulama adımlarını farklı tarım alet ve makinelerin iyileştirilmesi süreçlerinde kullanabilmeleri amacıyla gerekli kuramsal bilgiler ve bu bilgilerin hangi aşamalarda, nasıl kullanılması gerektiği anlaşılır bir biçimde açıklanarak sıralanmıştır. Böylece araştırma kapsamında ele alınan TÇBM örneğinde takip edilen yöntemler ve geliştirilecek altyapı olanakları ile toprak işleme makinaları, ekim-dikim-bakım makinaları, hasat sonrası ürün işleme makinaları gibi tarımsal üretimin tüm aşamalarında kullanılan diğer tarım alet ve makinalarında tasarım geliştirme çalışmaları başarı ile yapılabilecektir. Bu tip ileri düzey uygulamalar tarım makineleri tasarım ve imalatı ile ilgili sektörlerin kaliteli ürün, maksimum kar, imalat zamanlarının kısaltılması ve iş verimliliğine önemli katkılar sağlayacaktır.

Tasarım ve optimizasyon süreçlerinin yüksek derecede iteratif yapıya sahip olması ve bu süreçler içerisinde yer alan uygulama adımlarının, öncesindeki ve sonrasındaki adımlarla devamlı bir etkileşim içerisinde bulunması nedeniyle çalışmada devamlı suretle ara bulgular ve bu bulguların değerlendirilmesi yapılarak sonraki uygulama adımlarına devam edilmiş ve çalışma bu şekilde sistematik bir yaklaşımla sonuçlandırılmıştır (Bkz. Şekil 2.3, Bkz. Şekil 2.26, Bkz. Şekil 3.1).

Araştırma kapsamında analitik, sayısal ve deneysel yöntemler kullanılmıştır. Özellikle araştırmanın deneysel bölümünde tarım makinelerinin tasarım süreçlerinde ve fiziksel prototip testlerinde kullanılacak deneysel gerilme analizi yöntemi ve bu yöntem ile elde edilecek verilerin nasıl değerlendirileceği, sanal ortam uygulamaları ile karşılaştırılması uygulamalı olarak gerçekleştirilmiştir. Bunun yanında TÇBM için gerçekleştirilen FEM temelli yapısal analizler ile her bir aşamadaki parametrelerin değerleri, değişimleri ve etkileri ortaya konmuştur. Böylece, optimize edilmesi planlanan elemanlarda meydana gelebilecek muhtemel hasar riskleri öngörülebilmiş, bu doğrultuda optimum tasarım çalışmaları yönlendirilebilmiş ve ürün, zaman, ekonomi vb. kayıplarının önüne geçmek yönünde çalışmalar tamamlanmıştır.

Örnek uygulamada gerçekleştirilen fiziksel test sonuçları ile makinenin gerçek fiziksel çalışma ortamında gösterdiği deformasyon davranışı kıyaslamalı olarak değerlendirilmiştir. Bu testler ile uygulama örneğinde kurulan FEM temelli analiz sonuçlarının, ne derece uyumlu ve doğru olduğu ortaya konulmuştur. Yapılan karşılaştırmalara göre TÇBM yapısal eleman grupları için gerçekleştirilen analizlerde tüm değerleri dikkate alan ortalama hata oranı % 24.25, TÇBM hareket iletim

elemanları için ise bu değer % 3.12 olarak hesaplanmıştır. Fiziksel test ve analizlerin karşılaştırılmalarında elde edilen oransal farklar ve mutlak değerler incelenmiş ve ilgili literatür bilgileri ile karşılaştırılarak dikkatle değerlendirilmiştir. Değerlendirme sonucunda TÇBM için tanımlanan fiziksel koşulları simüle etmek amacıyla kurulan tüm FEA yaklaşımlarının doğru bir şekilde kurulduğu ve yapısal optimizasyon çalışmalarında kullanılmak üzere tatmin edici derece olduğu kanısına varılmıştır (Bkz. Bölüm 4.4, Bkz. Bölüm 4.5, Bkz. Bölüm 4.6). Böylelikle doğru ve sağlıklı bir şekilde kurulacak bir FEA yaklaşımının tarım makineleri tasarım sürecinde kullanılmasının prototip ve fiziksel test sayısının azaltılması ile zaman kaybı ve üretim maliyetlerinin düşürülmesinde önemli rol oynayabileceği görülmektedir.

Araştırmada sunulan uygulama örneklerinde ele alınan elemanların seçiminde FEM temelli analiz ve yapısal optimizasyon uygulamalarının kolay anlaşılır ve bu uygulamaların farklı makinelere uyarlanabilir nitelikte örnekler olmasına özen gösterilmiştir. Bu amaca uygun şekilde çalışmalar sürdürülmüş ve başarı ile sonuçlandırılmıştır. Gerçekleştirilen topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu uygulama örneklerinde, ele alınan elemanların optimizasyon öncesi ağırlıklarına göre sırasıyla % 24.24, % 18.00 ve % 40.64 oranında malzeme azaltılması gerçekleştirilmiş ve optimize edilen geometrilere ait imalat çıktıları hazırlanmıştır.

Araştırmada sunulan TÇBM örneğinde, amaçlanan yapısal optimizasyon uygulamaları yanında, toplam makine tasarımında önemli rol oynayan, makineye ait işlevsel elemanlara hareket ve güç ileten tambur grubu milleri ve dişlileri için analitik ve FEM temelli mukavemet analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler ile ilgili elemanların işlevsel durumdaki mukavemet kontrolleri yapılabilmektedir. Analizler neticesinde analitik ve FEM temelli analiz sonuçlarının birbirleri ile oldukça uyumlu olduğu (% 3.12 hata oranı), gerekli durumlarda ileri düzey CAE uygulamalarının bu tip elemanların geometrik ve mukavemet analizlerinde yararlı bir şekilde kullanılabileceği gösterilmiştir.

Makine tasarımı ve iyileştirilmesi süreçlerinde ele alınan bir yapısal optimizasyon çalışması sonrasında, bir mekanizma ya da çok parçalı bir montaj içerisinde görev alan elemanların en uygun geometrik şeklinin elde edilmesi amaçlanmaktadır. Çoğunlukla elde edilmek istenilen sonuç; tanımlanan tasarım sınırları dahilinde, başlangıç tasarımından malzeme azaltılması, dolayısıyla imalat maliyetlerin düşürülmesidir. Bu bağlamda TÇBM'e ait ilgili yapısal elemanlar için gerçekleştirilen yapısal optimizasyon çalışmaları neticesinde elde edilen ağırlık azaltma miktarları incelendiğinde elemanların parça bazı ağırlıklarında oransal olarak kayda değer bir azaltılma söz konusudur. TÇBM montajında toplam 420 adet özgün eleman bulunmaktadır (Bkz. Çizelge 4.2). Bu elemanlardan yaklaşık 200 adet eleman yapısal eleman grubunda yer almaktadır. TÇBM montajında yer alan bu yapısal elemanların ağırlıkları yaklaşık 0.4 [kgf] (hidrolik piston mapası) ile 13.5 [kgf] (Ana çatı profili) arasında değişmektedir. TÇBM başlangıç tasarımı sürecinde makineye ait tekniğe uygun olan diğer yapısal elemanların optimize edilebilirlik durumu göz önüne alındığında ve örnek uygulamalarda elde edilen azaltma oranları referansı ile önemli düzeyde makine ağırlığı azaltılması söz konusu olabilir. Bu bağlamda, özellikle seri imalat sürecinde önemli bir malzeme tasarrufu sağlanabilecektir. Bu nedenle örnek uygulamalarda ele alınan elemanların ağırlıklarında yapılan azaltılma, mühendislik tekniği ve tasarım mantığı açısından önemli bir azaltma miktarıdır.

İleri düzey CAD, CAE ve yapısal optimizasyon tekniklerinin makine tasarımlarında etkin bir şekilde kullanılabilmesi için, belirli düzeyde mühendislik ve bilgisayar bilgisine sahip nitelikli elemanlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu tip uygulamaların kullanılmasında doğabilecek en büyük risk; yanlış kurulmuş analiz koşullarında çalışmak, kullanılan yazılım ve yöntemle özgü yaklaşım ve çözüm hatalarını fark edememek ve / veya elde edilen sonuçların doğru yorumlanamamasıdır. Bu nedenle bu konularda çalışan kişinin konu ile ilgili asgari düzeyde teknik/teorik bilgi ve tasarım tecrübesine sahip olması gerekmektedir. Ancak günümüzde hızla gelişen tasarıma yardımcı yazılımlar giderek kullanıcı dostu, kolay anlaşılır bir arayüze sahip olmaktadır. Bu yazılımları geliştiren firmalar standart yazılım eğitimlerinin yanında özel uygulamalar için artık daha kolay ulaşılabilir ve düşük maliyetli özel eğitim faaliyetleri düzenlemektedir. Bu bağlamda, konu bilgisine ulaşmak ve yazılım kullanma tecrübesini kazanmak daha kolay olmaktadır.

Bu noktada özellikle ülkemiz tarım alet ve makineleri imalat sektörünün ileri düzey CAD, CAE uygulamaları kendilerine adapte etmeleri ve bu uygulamaları yapabilecek çalışanların yetiştirilmesi günümüz koşullarında daha kolay ve hızlı bir şekilde gerçekleşebilmektedir. Sektörün ileri düzey tasarım ve imalat teknolojileri ile entegre çalışan diğer ulusal ve/veya uluslararası makine imalatçıları ile metodolojik adaptasyonun sağlanması ve böylelikle sektörün rekabet gücün ulusal ve uluslararası alanlarda artması amacıyla bu tip teknolojik alt yapıya yatırım yapılması oldukça faydalı olacaktır. Bu yatırımlar sektörün gelişip büyümesine ve ülkemizde/dünyada daha geniş bir alanda faaliyet göstermesinde olumlu yönde etki yapacaktır.



## 6. KAYNAKLAR

- ABET. 1995. Vision for change: A summary report of the ABET / NSF / industry workshops, 95-VIS. Baltimore.  
Online: [http://bioinfo.uib.es/~joemiro/semDOC/PlansEstudis/ABET\\_Criteria\\_PTE/Vision.pdf](http://bioinfo.uib.es/~joemiro/semDOC/PlansEstudis/ABET_Criteria_PTE/Vision.pdf)
- AKHOROZ, E. 1999. ANSYS Programı ile Dizayn Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 109 ss.
- AKINCI, İ. ve ÇELİK, H.K. 2012. Teleskobik Özellikli Traktör Vincinin Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Optimizasyonu Üzerine Bir Araştırma. Bilimsel Araştırma Projesi. Akdeniz Üniversitesi. Proje No: 2011.01.0104.006, 131 ss.
- AKKURT, M. 1982. Makine Elemanları-Güç ve Hareket İletim Elemanları-3.Cilt, Birsen Yayınları, İstanbul, 523 ss.
- AKKURT, M. 1994. Makine Elemanları Problemleri-Çözülmüş Problem ve Metin Soruları. Birsen Yayınevi, İstanbul, 448 ss.
- AKKURT, M. ve KENT, M. 1979. Makine Elemanları. 2. Baskı, Birsen Kitabevi Yayınları, İstanbul, 680 ss.
- ALTINIŞIK, A. 2012. Toprak İşlemede Traktör Çeki Performansının Yapay Sinir Ağları ile Analizi. Doktora Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., Selçuk Üniversitesi, Konya, 134 ss.
- ANDY's LOG. 2001. Stress Singularities.  
Online: <http://andreweib.wordpress.com/2010/12/14/stress-singularities/>
- ANSYS. 2012. Help File: Meshing. Release 14.5. SAS IP, Inc.
- ARAÇ, İ. 2001. Farklı Tip Ot Biçme Makinalarının Biçme Kaliteleri ve İş Kapasitelerinin Karşılaştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Tarım Makinaları ABD, Fen Bilimleri Enst., Yüzüncü Yıl Üniversitesi, Van, 15 ss.
- ARIADI, Y. 2009. Design Templates for Customising Products. MSc Thesis. Lancaster Product Development Unit, Engineering Department, Lancaster University, Lancaster (UK), 217 pp.
- ARORA, J.S. 2004. Introduction to Optimum Design. 2nd Ed., Elsevier Inc., USA, 728 pp.
- ASIMOV, M. 1962. Introduction to Design. Prentice-Hall, London, UK, 135 pp.
- AVCIL, Ö.A. 2006. Dişli Çarkların Standartlara Göre Hesaplanması ve Bilgisayar Destekli Tasarımla Kontrolü. Yüksek lisans Tezi, Makine Mühendisliği ABD, Fen Bilimleri Enst., Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 124 ss.



- BABALIK, F.C. 2002. Makine Elemanları ve Konstrüksiyon-Cilt:3. Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayınları No:193, Bursa, 264 ss.
- BAKHITIARY, N., ALLINGER, P., MÜLLER, O. and PUCHINGER, M. 1996. A New Approach for Sizing, Shape and Topology Optimization.SAE International Congress and Exposition. Detroit, Michigan, USA, 1-19.
- BARKANOV, E. 2001. Introduction to Finite Element Method. Lecture Notes. Inst. of Materials and Structures, Fac. of Civil Engineering. Riga Technical University. Riga, Latvia, 70 pp.  
Online: <http://mmc.geofisica.unam.mx/Bibliografia/Matematicas/EDP/MetodosNumericos/IntroductionToTheFiniteElementMethod.pdf>.
- BAŞTABAN, S. ve ERKMEN, Y. 1990. Yonca Balyalarını Yüksek Nem Oranında Depolamak Amacıyla Propiyonik Asit Uygulaması Üzerine Bir Araştırma. 4. Uluslararası Tarımsal Mekanizasyon ve Enerji Kongresi, Adana.
- BEDEL, O. 2002. Optimizasyon Teknikleri ve Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Otomotiv Sanayiine Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., Uludağ Üniversitesi, Bursa, 120 ss.
- BEER, F.P. ve JOHNSTONE, R. 1985. Mechanics of Materials (SI Metric Ed). McGraw-Hill, USA, 610 pp.
- BENDSOE, M.P. and SIGMUND, O. 2004. Topology Optimization. 2nd Ed., Springer, Germany, 370 pp.
- BHANDARI, V.B. 2010. Design of Machine Elements. 3rd Ed., McGraw-Hill, New Delhi, India, 960 pp.
- BLUMRICH, J. F. 1970. Design. *Science*, 168: 1551-1554.
- BRINGAS, J.E. 2004. Handbook of Comparative World Steel Standards. 3rd Ed., ASTM Data Series 67B. ASTM International, USA, 628 pp.
- CARDARELLI, F. 2008. Materials Handbook: A Concise Desktop Reference. 2nd Ed., Springer, Arizona, USA, 1340 pp.
- CARLSON, W. 2007. A Critical History of Computer Graphics and Animation. Lecture Notes 732, Art College, Ohio State University,  
Online: <http://design.osu.edu/carlson/history/timeline.html>
- CELIK, H.K., HAMBALI, R.H., RENNIE, A.E.W. and AKINCI, I. 2011b. Deformation Simulation of Additive Manufacturing FDM Parts: A Case Study for Greenhouse Clips. 12th Rapid Design, Prototyping & Manufacturing Conference (RDPM 2011), 17th June 2011, Lancaster University, UK, 1: 155-162.
- CELIK, H.K., RENNIE, A.E.W., TOPAKCI, M. and AKINCI, I. 2011a. Sizing Optimisation of A Subsoiler Framework Using Advanced Engineering Tools. CIOSTA Conference, 29 June - 1 July 2011, Vienna, Austria, 9 pp.

- CELIK, H.K., CAGLAYAN, N., CINAR, R., UCAR, M., ERSOY, H. and RENNIE. A. 2012. Stress Analysis of A Sample Marine Crane's Boom Under Static Loading Condition. 5th International mechanical engineering forum (IMEF2012), Prague, CzechRep, 246-256.
- CELIK, H.K., TOPAKCI, M., YILMAZ, D. and AKINCI, I. 2007b. Çizelin yapısal ve işlevsel elemanlarında sonlu elemanlar yöntemi ile mukavemet analizi. Tarım Makinaları Dergisi, 3 (2): 111-116.
- CELIK, H.K., TOPAKCI, M., AKINCI, I. 2009. Structural Optimization with FEM in Agricultural Engineering: A Case Study for Irrigation Plumbing Element. 37. International Symposium on Agricultural Engineering, Proceeding Book, February 10-13, Opatija, Croatia, 497-506.
- CELIK, H.K., UCAR, M. and CENGİZ, A. 2007a. Yüksek Basınçlı Dışlı Pompalarda Gövdenin Parametrik Tasarımı, Gerilme Analizi ve Optimizasyonu. IV. Makine Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi (MATIT), 24-25 Kasım, 1: 221-235.
- CHANDRUPATLA, T.R. and BELEGUNDU, A.D. 2011. Introduction to Finite Elements in Engineering. 4th Ed. Prentice Hall Publication, UK, 448 pp.
- CHEN, J. 2008. Shape Optimization Using Constructive Representations, ProQuest Information and learning Company Publication, UK, 116 pp.
- CHEN, YI-C. and TSAY, C-B. 2002. Stress analysis of a helical gear set with localized bearing contact. *Finite Elements in Analysis and Design*, 38: 707-723.
- CHILDS, P. 2004. Mechanical Design. Elsevier Butterworth-Heinemann publications, Second Edition, Burlington, UK, 358 pp.
- CHRISTENSEN, P.W. and KLARBRING, A. 2009. An Introduction to Structural Optimization. Springer, Canada, 211 pp.
- CLOUGH, R.W. 1960. Finite Element Method in Plane Stress Analysis. Proceedings American Society of Civil Engineers (2nd Conference on Electronic Computation). Pitsburg, Pennsylvania, USA, 23: 345-378.
- COMNINOU, M. 1976. Stress singularity at a sharp edge in contact problems with friction. *Journal of Applied Mathematics and Physics (JAMP)*, 27: 493-499.
- COOK, R.D. 1995. Finite element modeling for Stress Analysis. 1st Ed. John Willey & Sons Inc., USA, 336 pp.
- COŞKUN, G. ve SOYHAN, H.S. 2011. Sonlu elemanlar ağ yöntemi yaklaşımına dayalı kenar civarındaki gerilim dağılımlarının tekillikleri. *Mühendis ve Makina*, 52 (614): 116-125.
- CÜRGÜL, İ. 2005. Makine Elemanları ve Çözümlü Problemleri-Cilt-1. Birsen Yayınevi, İstanbul, 500 ss.

- ÇALIŞKAN, K. 2011. Traktör Emniyet Çerçevesinde Dayanım Optimizasyonunun Laboratuvar Test Sonuçları ile Doğrulanmış Sonlu Elemanlar Yöntemi Simülasyonu Yardımıyla Gerçekleştirilmesi. Doktora Tezi. Tarım Makinaları ABD, Fen Bilimleri Enst., Ege Üniversitesi, İzmir, 91 ss.
- ÇAPAN, L. 1999. Metallerde Plastik Şekil Verme. Çağlayan Basımevi, İstanbul, 440 pp.
- ÇINAR, H. 2006. Bir Ticari Araç Ön Dingilinin Modellenmesi ve Yorulma Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 94 ss.
- ÇOBAN, M. 2009. Kamyon Hidrolik Silindir Bağlantı Braketinin Optimum Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enst., Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Gebze-Kocaeli, 54 ss.
- DASSAULT SYSTEME. 2012a. SolidWorks-Fact Sheet. Dassault Systems Solidworks Corp., 2 pp.  
Online: [http://www.solidworks.com/sw/docs/Corp\\_FactSheet\\_Q1\\_033110.pdf](http://www.solidworks.com/sw/docs/Corp_FactSheet_Q1_033110.pdf)
- DASSAULT SYSTEME. 2012b. SolidWorks Simulation Fundamentals: What is SolidWorks Simulation. Solidworks Online Help.  
Online: [http://help.solidworks.com/2011/turkish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Fundamentals/ID\\_COSMOS\\_Works\\_Fundamentals.html?id=2afc696a5e594b83964a233426200072#Pg0](http://help.solidworks.com/2011/turkish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Fundamentals/ID_COSMOS_Works_Fundamentals.html?id=2afc696a5e594b83964a233426200072#Pg0)
- DASSAULT SYSTEME. 2012c. SolidWorks Simulation Fundamentals: How Element Size is Determined. Solidworks Online Help.  
Online: [http://help.solidworks.com/2013/English/solidworks/cworks/c\\_element\\_size\\_in\\_curvature\\_based\\_mesher.htm](http://help.solidworks.com/2013/English/solidworks/cworks/c_element_size_in_curvature_based_mesher.htm)
- DATUM. 2007. Datasheet: Series 420 PTO Shaft Torque & Power System. DATUM-Electronics.  
Online: <http://www.datum-electronics.co.uk/files/documents/Series%20420%20PTO%20System.pdf>
- DAVIS, J.R. 2001. Metal Handbook - Desk Edition. ASM International, USA, 2570 pp.
- DAVIS, J.R. 2004. Tensile Testing. 2nd ed. ASM International, USA, 283 pp.
- DEB, K. 2004. Optimization for Engineering Design: Algorithms and Examples. Prentice Hill Publication, New Delhi, India, 396 pp.
- DEĞİRMENCİOĞLU, A. 2003. Üç Soklu Bir Pulluk Çatısında Yük Altında Oluşan Gerilmelerin Belirlenmesi. Bilimsel Araştırma Projesi. Ege Üniversitesi. Proje No: 98 ZRF 046, 78 ss.
- DEĞİRMENCİOĞLU, A., ÇAKIR, E., GÜLSOYLU, E. ve KEÇECİOĞLU, E. 1998. Pulluk Çatılarında Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Gerilme Analizi. Tarımsal Mekanizasyon 18. Ulusal Kongresi, Tekirdağ, 283-289.

- DESIGXPLORER. 2012. Design Exploration User Guide Release 14.5 Documentation for ANSYS Workbench, ANSYS Inc. SAS IP, USA.
- DOYLE, J.F. 2004. Modern Experimental Stress Analysis. John Wiley & Sons Ltd., USA, 424 pp.
- EFUNDA. 2012. Principal Stress - Mechanic of Materials. Online source, Online: [http://www.efunda.com/formulae/solid\\_mechanics/mat\\_mechanics/plane\\_stress\\_principal.cfm](http://www.efunda.com/formulae/solid_mechanics/mat_mechanics/plane_stress_principal.cfm)
- ELISHAKOF, I. and OHSAKI, M. 2010. Optimizastion and Anti-Optimization of Structures under Uncertainty. World Scientific, London, 402 pp.
- ERBİL, S.H. 2006. Makine Parçalarının Şekil Optimizasyonu ile Yeniden Tasarlanması. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 91 ss.
- ERDEM, S.S. 1996. Dişli Çarklarda Diş Üzerinde ANSYS Sonlu Elemanlar Paket Programı ile Gerilme Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 44 ss.
- ESEN, I. 1994. Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Bilgisayar Yardımıyla Millerin Analizi ve Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 86 ss.
- FELIPPA, C. A. 2004. Introduction to Finite Element Methods. Lecture Notes (ASEN 5007), Department of Aerospace Engineering Sciences and Center for Aerospace Structures, University of Colorado, Boulder, Colorado, USA.
- FETVACI, C. 2001. Düz Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Metodu ile Modellenmesi ve Gerilmelerin İncelenmesi. Doktora Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 90 ss.
- GANPULE, S., MATE, S. and GOKHALE, U.R. 2006. Finite Element Analysis Approach for Crankshaft Optimization. Altair CAE User Conference, August 3-6, 2006, Bangalore, India, 1-4.
- GOV, I. 2004. Applying Topology Optimization to Design of Planer Machine Parts. MSc Thesis. University of Gaziantep Graduate School of Natural & Applied Sciences, Gaziantep, 70 pp.
- GRIEVE, D.J. 2006. Errors Arising in FEA. Online: <http://www.tech.plym.ac.uk/sme/mech335/feaerrors.htm>
- GÜLSOYLU, E. 1995. Yerli Yapım Bazı Traktörlerle Toprak İşlemede Optimum Traktör Alet Kombinasyonunun Belirlenmesi Üzerine Bir Araştırma. Doktora Tezi, Tarım Makinaları ABD, Fen Bilimleri Enst., Ege Üniversitesi, İzmir, 120 ss.
- GÜRSEL, K.T. ve KÖFTECİOĞLU, E.Y. 2006. İki soklu kulaklı pulluk elemanlarının yapısal analizi. *Ege Üniversitesi-Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, 46-55.

- GÜZEL, E. 1993. Hasat-Harman İlkeleri ve Makinaları. Çukurova Üniv., Ziraat Fakültesi Yayınları: 116, Ders Kitabı, Adana, 364 ss.
- HAMROCK, B.J. and JACOBSON, S.R. 2004. Fundamentals of Machine Elements. McGraw-Hill, New York, USA, 980 pp.
- HAUK, V. 1997. Structural and Residual Stress Analysis by Nondestructive Methods. Elsevier Science B.V., Netherlands, 640 pp.
- HBM 2011a. Datasheet: QuantumX MX840A. Doc. No: B2924-2.0 en. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Germany.
- HBM 2011b. Strain Gages and Accessories. Doc. No: S 1265-1.0 en. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Germany, 100 ss.
- HIBBELER, R.C. 2011. Mechanics of Materials. 8th Ed. Pearson Prentice Hall, UK, 870 pp.
- HOAI LE, C. 2010. Developments in Topology and Shape Optimization. PhD thesis. Civil Engineering, Graduate College, University of Illinois, USA, 110 pp.
- HOFFMANN, C.M. and ROSSIGNAC, J.R. 1996. A road map to solid modeling. Visualization and Computer Graphics, *IEEE Transactions*, 2 (1): 3-10.
- HOFFMANN, K. 1989. An Introduction to Measurement using Strain-Gauge. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Germany, 255 ss.
- HUEBNER, K.H., DEWHIRST, D.L, SMITH, D.E. and BYROM, T.G. 2001. The Finite Element Method for Engineers. John Wiley & Sons, Canada, 744 pp.
- KARAGÖZ, S. 2007. Mukavemet. Adnan Menderes Üniversitesi, AYMYO Yayınları ders Notu No: 01. 50 ss.
- KARPAT, F. 2001. Helisel Dişli Çarkların Boyutlandırılmasında Bilgisayar Desteği. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., Uludağ Üniversitesi, Bursa, 89 ss.
- KHANALI, M., JAFARI, A., MOBLI H. and RAJABIPOUR, A. 2010. Analysis and design optimization of a frontal combine harvester axle using finite element and experimental methods. *Journal of Food, Agriculture & Environment (JFAE)*, 8 (2): 359-364.
- KOBAYASHI, A.S. 1993. Hybrid Experimental-Numerical Stress Analysis. in Handbook on Experimental Mechanics, VCH Publishers, USA, 751-783.
- KODIALAM, S., YANG, R.J., GU, L. and THO, C-H. 2004. Multidisciplinary design optimization of a vehicle system in a scalable, high performance computing environment. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 26: 256-263

- KRUTZ, G., THOMPSON, L. and CLAAR, P. 1984. Design of Agricultural Machinery. John Willey & Sons, UK, 473 ss.
- KULAKSIZ, Ö. 2003. Metal Mesleğinde Tablolar. Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları, İstanbul, 300 pp.
- KUROWSKI, P. and SZABO, B. 1997. How to find errors in finite element models. *Machine Design*, 9: 93-98.
- KUTAY, M.G. 2003. Makinacının Rehberi. Birsen Yayınevi, İstanbul, 452 ss.
- KÜÇÜKSARIYILDIZ, H. 2006. Traktörlerde Çeki Performansı Üzerine Bazı Faktörlerin Etkisi. Yüksek Lisans Tezi. Otomotiv Eğitimi ABD, Fen Bilimleri Enst., Selçuk Üniversitesi, Konya, 39 ss.
- LANGE, K. 2004. Optimization. Springer, USA, 252 pp.
- LEE, Y., PAN, J., HATHAWAY, R.B. and BARKEY, M.E. 2005. Strain Gauge Fundamentals in Fatigue Testing and Analysis (Theory and Practice). Elsevier Inc., UK, 402 pp.
- LEÓN, N., MARTÍNEZ, O. ORTA C.P. and ADAYA. P. 2000. Reducing the Weight of a Frontal Truck Axle Beam Using Experimental Test Procedures to Fine Tune FEA. 2nd Worldwide MSC Automotive Conference. October 9-11-2000, Dearborn, Michigan, USA, 1-14.
- LIN, T.H., OU, H. and LI, R. 2007. A finite element method for 3D static and dynamic contact/impact analysis of gear drives. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 196: 1716–1728.
- LIU, Y. 1998. Introduction to Finite Element Method. Lecture Notes, Dept. of Mechanical Engineering, University of Cincinnati, USA, 178 pp.
- MAITRA, G.M. 1994. Handbook of Gear Design. 2nd ed., McGraw-Hill Inc., New Delhi, India, 532 ss.
- MEB. 2008. Yonca Yetiştiriciliği. MEM Orta Öğretim Projesi, Tarım Teknolojileri Tarla Bitkileri Yetiştiriciliği Ders Notu, Ankara.
- MEB. 2009. Yeşil Yem Hasat Makinelerinin Bakımı. Orta Öğretim Projesi Tarım Teknolojileri Ders Notları. Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara, 145 ss.
- MKE. 1978. MKE Çelik Türleri Kataloğu. Makine ve Kimya Endüstrisi Kurumu (MKE) Basımevi, Ankara, 140 ss.
- MOTTRAM, J.T. and SHAW, C.T. 1996. Using Finite Elements in Mechanical Design. McGraw-Hill, England, 276 pp.

- MSC. 2012. MSC Nastran Optimization Product Datasheet. MSC Software Corporation. Online: [http://www.mssoftware.com/Submitted-Content/Resources/DS\\_MSC\\_Nastran-Optimization\\_LTR\\_w.pdf](http://www.mssoftware.com/Submitted-Content/Resources/DS_MSC_Nastran-Optimization_LTR_w.pdf).
- NADIR, W., KIM, I.Y. and DE WECK, O.L. 2004. Structural Shape Optimization Considering Both Performance and Manufacturing Cost. 10th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference 30 August-1 Sept. 2004, Albany, New York, USA, 1-12.
- NAIKWADI, S.K., MOIMN, I., and QAZI, A.A.A. 2006. Topology Optimization of Special Purpose Broaching Machine Frame. Altair User Conference, August 3-5, 2006, Bangalore, India, 1-9.
- NARASIAH, L.G. 2008. Finite Element Analysis. BS Publications, India, 340 pp.
- NASH, W.A. 1998. Schaum's Outline of Theory and Problems of Strength of Materials. 4th Ed. McGraw-Hill, USA, 474 pp.
- NATH, B. 1974. Fundamentals of Finite Elements for Engineers. Athlone Press, USA, 256 p.
- NORTON, R.L. 2006. Machine Design-An Integrated Approach. 3rd Ed. Pearson Prentice Hall Publication, USA, 983 pp.
- OGOT, M. and KREMER, G. 2004. Engineering Design: A Practical Guide. Trafford Publishing, UK, 432 pp.
- OHSAKI, M. 2011. Optimization of Finite Dimensional Structures. CRC Press, USA, 405 pp.
- PANCOAST, D. 2009. Solidworks Simulation-2010 Training Manual. Dassault System Solidworks Corporation. Doc. No: PMT1040-ENG. 486 pp.
- POYRAZ, M. 2004. Bir Kamyon Şasinin Yapısal Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst. İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 58 ss.
- PUGH, S. 1991. Total Design: Integrated Methods for Successful Product Engineering. Addison-Wesley Pub. Co., UK, 278 pp.
- PUNMIA, B.C. and Kr. JAIN, A. 2002. Mechanics of Materials. Firewall Media-Laxmi Publication, India, 952 pp.
- RAJA, V. and FERNANDES, K.J. 2007. Reverse Engineering: An Industrial Perspective. Springer Publication, UK, 242 pp.
- RAJAN, S.D., VAIDYA, A., YANG, S., ST. VILLE, J. and NGUYEN, D. T. 2005. Multiphysics CAD-Based Design Optimization. Online: [http://www.engr.uvic.ca/~mech410/lectures/further\\_reading/Multiphysics%20CAD-Based%20Design%20Optimization.pdf](http://www.engr.uvic.ca/~mech410/lectures/further_reading/Multiphysics%20CAD-Based%20Design%20Optimization.pdf)

- RAO, S.S. 2004. *The Finite Element Method in Engineering*. 4th Ed., Elsevier Inc., USA, 663 pp.
- RAO, S.S. 2009. *Engineering Optimization-Theory and Practice*. 4th Ed., John Wiley & Sons Inc., USA, 813 pp.
- REMBOLD, U., NNAJI, B.O. and STORR, A. 1994. *Computer Intergrated Manufacturing and Engineering*, Addison Wesley Publication, UK, 664 pp.
- RENDE, H. 1997. *Makine Elemanları- Hesap ve Konstrüksiyon Cilt:2. Seç Yayınları*, İstanbul, 512 ss.
- REQUICHA, A.A.G. and ROSSIGNAC, J.R. 1992. Solid modeling and beyond. *IEEE Computer Graphics and Applications*, 2(5): 31-44.
- RICE, R.C., JACKSON, J.L. and BAKUCKAS, J. and THOMPSON, S. 2003. *Metallic Materials Properties Development and Standardization*. Scientific Report: U.S. Department of Transportation Federal Aviation Administration, USA, 1725 pp.
- RISITANO, A. 2011. *Mechanical Design*. CRC Press, USA, 650 pp.
- ROYLANCE, D. 2001. *Experimental Strain Analysis*. Lecture Notes. Dept. of Materials Science and Engineering, MIT. Online: <http://ocw.mit.edu/courses/materials-science-and-engineering/3-11-mechanics-of-materials-fall-1999/modules/expt.pdf>
- RUUD, C.O. 1982. A review of selected non-destructive methods for residual stress measurement. *NDT International*, 15(1): 15–23.
- SABANCI, A. ve AKINCI, İ. 2012. *Tarım Traktörleri*. Nobel Yayınevi, Ankara, 207 ss.
- SAKAKIBARA, N. 2008. *Finite Element in Fracture Mechanics*. Lecture Notes. The University of Texas, Austin.
- SALMI, S. 2008. *Multidisciplinary Design Optimization in an Integrated CAD/FEM Environment*. MSc Thesis, Dept. of Mathematical Information Technology, University of Jyväskylä. 70 pp.
- SANDERS, N. 2008. An industry perspective on the beginnings of CAD. *ACM SIGCSE Bulletin*, 40 (2): 128-134.
- SANDERSONA R., M. and SHENB, Y.C. 2010. Measurement of residual stress using laser-generated ultrasound. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 87 (12): 762–765.
- SAXENA, A. and SAHAY, B. 2005. *Computer Aided Engineering Design*. Anamaya Publishers, New Delhi, India, 393 pp.



- SEMENOVA, I., AVCHENKO, V. and HAGIWARA, I. 2004. Curvature Based Mesh Improvement. 6th WSEAS Int. Conf. on Algorithms, Scientific Computing, Modeling And Simulation (ASCOMS '04) Cancun, Mexico, 1-9.
- SHA, L. 2008. An Application of Industrial Design in Large-Scale Agricultural Machinery. 9th International Conference on Computer Aided Industrial Design and Conceptual Design, 22-25. Nov. 2008, (CAID/CD 2008), China, 823-828.
- SİPAHİ, E. 2004. Dip Klapesinin ANSYS ile Dizayn Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, 90 ss.
- SolidWorks DOCUMENTATION. 2010a. SolidWorks Simulation Premium: Nonlinear. Training Manual Document No: 22658021044-ENG0001, Dassault Systemes SolidWorks Corporation, USA, 226 pp.
- SolidWorks DOCUMENTATION. 2010b. SolidWorks Simulation. Training Manual Document No: 015600018017-PMT1040-ENG, Dassault Systemes SolidWorks Corporation, USA, 486 pp.
- SolidWorks DOCUMENTATION. 2011. SolidWorks Simulation. Training Manual Document No: 015600018017-PMT1140-ENG-DRAFT, Dassault Systemes SolidWorks Corporation, USA, 486 pp.
- SOUZA, T., S.G., DE SOUZE, M. M., SAVOY, J. 2011. Stress Singularity Issue in the Virtual Development of Powertrain Parts. Virtual Powertrain Conference and Expo, 24 25 August 2011. Sao Paulo, Brazil.
- SPOTTS, M.F. 1978. Design of Machine Elements. 5th Ed. Prentice-Hall Inc., USA, 685 ss.
- SRIVASTAVA, A.K. and GOPE, P.C. 2007. Strength of Materials. PHI Learning Pvt. Ltd., India, 244 pp.
- SÜMER, S. K. 2005. Değişik Lastik ve Tekerlek Düzenlemelerinin Traktör Çeki Verimine Etkileri Üzerinde Bir Araştırma. Doktora Tezi, Tarım Makinaları ABD, Fen Bilimleri Enst., Çukurova Üniversitesi, Adana, 178 ss.
- TOPAKCI, M., CELİK, H.K., CANAKCI, M., RENNIE, A.E.W., AKINCI, I. and KARAYEL, D. 2010. Deep tillage tool optimization by means of finite element method: case study for a subsoiler tine. *Journal of Food, Agriculture & Environment (JFAE)*, 8 (2): 531-536.
- TOPÇU, M. 1998. Mühendisler için Sonlu elemanlar Metodu. Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Ders Kitapları Yayın No:007, 250 pp.
- TUKOZ, E. and OZCAN C. 2012. Bevel gear tooth bending stress evaluation using finite element analysis. Technical Paper, AKRO R&D Ltd. Online: [http://www.akromuhendislik.com/files/TechnicalPapers/Bevel\\_Gear\\_Paper.pdf](http://www.akromuhendislik.com/files/TechnicalPapers/Bevel_Gear_Paper.pdf)

- TÜRK DİL KURUMU (TDK). 2012. Güncel Sözlük. Online: <http://www.tdk.gov.tr>
- TÜRKER, U. 1992. Yonca Kesilme Direncinin Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Tarım makinaları ABD, Fen Bilimleri Enst., Ankara Üniversitesi, Ankara, 86 ss.
- TÜRKİYE İSTATİSTİK KURUMU (TUİK). 2012a. Tarımsal Alet ve Makine Sayıları. Online: [http://www.tuik.gov.tr/VeriBilgi.do?tb\\_id=49&ust\\_id=13](http://www.tuik.gov.tr/VeriBilgi.do?tb_id=49&ust_id=13)
- TÜRKİYE İSTATİSTİK KURUMU (TUİK). 2012b. Yem Bitkileri Üretimi. Türkiye İstatistik Kurumu, Online: <http://www.tuik.gov.tr>
- UCLER, C. and DAGDEVIREN, C. 2002. Strenght Analysis of A Tractor Transaxle By Means of Finite Element Method. Proceedings of the 8th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture, 15-17 Oct 2002, Kusadasi, Turkey, 19-22.
- UGURAL, A.C. and FENSTER, S.K. 2003. Advanced Mechanics of Materials and Applied Elasticity. 4th Ed. Prentice Hall, USA, 544 pp.
- UZUN, H.İ.Y. 2006. Makine Mühendisliğinde Kullanılan Optimizasyon Tekniklerinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 137 ss.
- ÜÇGÜL, M. 2007. Tarım Traktörü ile Çalıştırılan Bir Meyve Hasat Platformu Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Tarım Makinaları ABD, Fen Bilimleri Enst., Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Kahramanmaraş, 81 ss.
- ÜNAL, S., YAMAN, S., TEMEL, S. ve EROL, H.H. 2005. Çayır-Mera Yem Bitkileri Silo Yemleri Yem Üretimi, Tarım ve Köy İşleri Bakanlığı Yayın Daire Başkanlığı Yayın Seri No:45.
- WAKABAYASHI, N., ONA, M., SUZUKI, T. and IGARASHI, Y. 2008. Nonlinear finite element analyses: Advances and challenges in dental applications. *Journal of Dentistry*, 36: 463-471.
- WEI, Z. 2004. Stresses and Deformations in Involute Spur Gears By Finite Element Method. MSc Thesis, College of Graduate Studies and Research, University of Saskatchewan, Saskatoon, Saskatchewan, 96 pp.
- WIKIPEDIA. 2012. Stress Analysis. Online: [http://en.wikipedia.org/wiki/Stress\\_analysis#References](http://en.wikipedia.org/wiki/Stress_analysis#References)
- WISHAY. 2007. M-Bond 200 Adhesive. Material Safety Data Sheet. Doc. No: MSDS#MGM007T /.14027, Wishay Inter Thecnology Inc.
- WITHERS, P.J. and BHADESHIA, H.K.D.H. 2011. Residual stress, Part-1: Measurement techniques. *Materials Science and Technology*, 17: 355-365.
- YAYLA, P. 2001. Cisimlerin Mukavemeti (Teori ve Çözümlü Problemler). Çağlayan Kitabevi, İstanbul, 375 ss.

- YILDIZ, A.R. 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü için Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi. Doktora Tezi, Makine Müh. ABD, Fen Bilimleri Enst., Uludağ Üniversitesi, Bursa, 114 ss.
- YILDIZ, A.R., KAYA, N., ALANKUŞ, O. ve ÖZTÜRK, F. 2004. Taşıt Elemanlarının Yapısal Optimizasyon Yaklaşımı ile Tasarımı. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON), Bursa, 1-5.
- ZEREN, Y., TEZER, E., TUNCER, I.K., EVCİM, Ü., GÜZEL, E. ve SINDIR, K.O. 1996. Tarım Alet-Makina ve Ekipman Kullanım ve Üretim Sorunları. Ziraat Mühendisleri Odası VI. Teknik Kongresi, Ankara, 1047-1067.
- ZHANG, W.H. 1992. Calcul Des Sensibilités Et Optimisation De Forme Par La Méthode Des Éléments Finis, PhD Thesis, Université de Liège, Belgium.

## ÖZGEÇMİŞ

Yazar, 1980 yılında Antalya, Serik ilçesinde doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Antalya'da tamamladı. 1998 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi-Otomotiv Öğretmenliği Bölümünden 2003 yılında Otomotiv Teknik Öğretmeni olarak mezun oldu. 2006 yılında Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimini tamamladı. Yüksek lisans eğitimi süresince Kocaeli Üniversitesi, A. R. Veziroğlu MYO makine bölümünde dersler verdi ve Uluslararası Mariner Gemi Ekipmanları A.Ş., Tasarım-Konstrüksiyon Birimi'nde görev aldı. 2007 yılında Akdeniz Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı'nda doktora öğrenimine başladı. Aynı yıl Tarım Makinaları Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak atandı. Takip eden yıllarda Lancaster Üniversitesi (İngiltere), Lancaster Ürün Geliştirme Birimi'nde resmi ziyaretçi araştırmacı olarak aralıklarla akademik çalışmalarda bulundu. Yazarın çoğunluğu uluslararası düzeyde olmak üzere bilgisayar destekli tasarım, mühendislik ve yapısal optimizasyon konularıyla ilgili yayımlanmış 30'un üzerinde bilimsel nitelikli eseri bulunmaktadır. Yazar iyi derece İngilizce bilgisine sahip olup Antalya Körfezi'nde balık avlamaktan büyük haz almaktadır.