



T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

**OTOMOTİV KAYAR KAPI MEKANİZMALARINDA
AĞIRLIK OPTİMİZASYONU**

Görkem Buğra BALABAN

Yüksek Lisans Tezi



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOTİV KAYAR KAPI MEKANİZMALARINDA AĞIRLIK
OPTİMİZASYONU**

Görkem Buğra BALABAN

Doç. Dr. Necmettin KAYA
(Danışman)

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

BURSA 2011
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

G. Buğra BALABAN tarafından hazırlanan ‘‘Otomotiv Kayar Kapı Mekanizmalarında Ağırlık Optimizasyonu’’ adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Necmettin KAYA

Başkan : Doç. Dr. Necmettin KAYA

Üye : Prof. Dr. Nurettin YAVUZ

Üye : Prof. Dr. Ferruh Öztürk

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Kadri ARSLAN
Enstitü Müdürü

.././.....

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı **beyan ederim.**

30/09/2011

İmza

G.Buğra BALABAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OTOMOTİV KAYAR KAPI MEKANİZMALARINDA AĞIRLIK OPTİMİZASYONU

G. Buğra BALABAN

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Necmettin KAYA

Kayar kapılar, araçlarda kapı açılma ve kapanma işleminin yatay hareket eden bir sistem ile sağlandığı kapı çeşididir. Yarattığı avantajlardan dolayı, binek araçlardaki uygulamaları gün geçtikçe artmaktadır. Otomotiv endüstrisinde, ürün tasarımı aşamasında üretim maliyeti, ürün performansı, ağırlık gibi konular düşünülerek parçalar üzerinde optimizasyon çalışmaları yaygınlaşmaktadır. Bu çalışmada, Rollmech Automotive firması tarafından üretilen, binek arac kayar kapı mekanizma ve kızıkları incelenmiş, sistemin önemli bir parçası olan, alt mekanizma saclarında, optimizasyon yöntemleri kullanılarak iyileştirme çalışması yapılmıştır. Bu tez çalışmasında amaç, hem yapının mukavemet açısından iyileştirilmesi hem de ağırlık tasarrufu sağlanmasıdır. Proje esnasında sayısal analiz programları, optimizasyon yöntemleri ve deney tasarımı metodu kullanılmıştır. Çalışma sonucunda alt mekanizma performansı hem direngenlik hem de ağırlık olarak optimize edilmiş, kullanılan yöntemlerin sonraki ürün geliştirme çalışmaları için bir örnek teşkil etmesi sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kayar kapılar, sonlu elemanlar metodu, yapısal optimizasyon, topografi optimizasyonu, deney tasarımı metodu, , ağırlık azaltma.

2011, xiii + 108 Sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

WEIGHT OPTIMIZATION OF AUTOMOTIVE SLIDING DOOR MECHANISMS

G. Buğra BALABAN

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Necmettin KAYA

Sliding door is a kind of automotive door, which works with a horizontal movement on vehicles. With every passing day, the applications of sliding doors are increasing at passenger cars. Optimization studies of production cost, product performance and weights are becoming widespread at automotive industry. In this study, a passenger car sliding door mechanisms and tracks were analysed which are produced by Rollmech Automotive Company. The optimization studies were performed for lower mechanism sheet parts which is the important section of sliding door mechanism. The main aim of this thesis is to optimize of product strength and weight reduction of the door mechanism. During the study, numerical analysis softwares, optimization techniques and design of experiment methods have been used. Finally, lower mechanism product performance and weight were optimized and the methodology has been given on an example for future product developments.

Keywords: Sliding doors, finite element method, structural optimization, topography optimization, design of experiments, weight reduction.

2011, xiii + 108 pages

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının hazırlanması sırasında göstermiş olduğu destek, bilgi paylaşımı, ve her türlü yönlendirici yardımlarından dolayı tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Necmettin KAYA'ya, proje aşamalarında bilgisini esirgemeyen beni bu tarz bir çalışmaya yönlendiren müdürüm Sayın Müfit SARIKAYA'ya, firmanın test, bilgi ve yazılım olanaklarını kullanmamı sağlayan Sayın Erdoğan DEMİR'e, CAD çizimlerindeki desteklerinden ötürü değerli arkadaşlarım Mehmet ÖZKAN ve Özkan KARAKOÇ'a, analiz ve test konularında ve araştırma safhalarındaki desteğinden ötürü çalışma arkadaşım Fırat ARAS'a, yaşamım boyunca her zaman arkamda olan aileme, desteğini benden esirgemeyen, gösterdiği hoşgörü ve özverisinden dolayı eşime teşekkürü bir borç bilirim.

G. Buğra BALABAN

30.09.2011

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiv
1.GİRİŞ.....	1
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
3.MATERYAL ve YÖNTEM.....	4
3.1.Materyal.....	4
3.1.1.Otomotiv Kapıları.....	4
3.1.2. Kayar Kapı Sistemi.....	7
3.1.3. Kayar Kapı Sistemlerinin Yapısı.....	7
3.2. Kayar Kapı Sistemine Yapılan Test ve Analiz Çalışmaları.....	9
3.2.1. Kayar Kapı Dayanım Testi.....	10
3.2.2 Kapı Çalışma Eforu Ölçümü Testi.....	11
3.2.3 Yorulma Testi.....	12
3.2.4 Kayar Kapı Mekanizmaları Direngenlik Ölçümü Testi.....	13
3.2.5 Yüksek Enerji ile Çarpma Testi.....	14
3.2.6 Korozyon Testi.....	15
3.2.7 Minimum Kapanma Enerjisi Testi.....	15
3.2.8. Donma Dayanımı Testi.....	15
3.3. Yöntem.....	15
4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ.....	16
4.1. Giriş.....	16
4.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanarak Modelleme.....	17
4.2.1. Genel Modelleme.....	17
4.2.2 Eleman Seçimi.....	19
4.2.3 3D Kiriş Elemanı.....	19

4.2.4 Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman (SGU).....	19
4.2.5 Lineer Gerilmeli Üçgen Eleman(LGU).....	20
4.2.6 Çifte Lineer Dörtgen Eleman.....	21
4.2.7 Kabuk Elemanlar.....	21
4.2.8 Yüklemeler ve Sınır Koşulları.....	23
4.2.9 Önemli Noktalar ve Ayırıklaştırma.....	25
4.2.10. Implicit ve Explicit Zaman İntegrasyonu Yöntemlerinin Karşılaştırılması	26
4.2.11 Açık Sonlu Elemanlar Metodu.....	27
4.3 HYPERMESH Yazılımı.....	29
4.3.1. Ağ yapısının Oluşturulmasında Genel Kriterler.....	29
4.3.2 Eleman Kontrolleri.....	32
4.4 RADIOSS yazılımı.....	32
4.5 ABAQUS yazılımı.....	33
4.6. OPTISTRUCT yazılımı.....	35
5. OPTİMİZASYON.....	35
5.1. Optimizasyon Kavramı.....	35
5.2. Optimizasyon Probleminin Tanımı.....	36
5.3. İteratif Prosedür.....	37
5.4. Kısıtlı Olmayan Optimizasyon Prosedürü.....	38
5.5. Kısıtlı Optimizasyon Problemi.....	39
5.6. Kuhn-Tucker Koşulu.....	41
6. YAPISAL OPTİMİZASYON.....	44
6.1. Boyut Optimizasyonu.....	44
6.2. Şekil Optimizasyonu.....	45
6.3. Topoloji Optimizasyonu.....	45
6.4. Topografya Optimizasyonu.....	46
6.4.1. Topografya Optimizasyonu Parametreleri.....	47
7. YAPISAL OPTİMİZASYON PROBLEMİNİN TANIMLANMASI.....	49
7.1. Optimizasyon Prosedürü.....	49
7.1.1. Duyarlılık Analizi.....	50
7.1.2. Kısıt İzleme.....	52
7.1.3. Hareket Miktarının Ayarlanması.....	53

7.2. Yapısal Optimizasyon Programında Kullanılan Cevaplar.....	53
7.2.1. Kütle ve Hacim.....	53
7.2.2. Kütle Oranı ve Hacim Oranı.....	54
7.2.3. Esneklik.....	54
7.2.4. Rezonans Frekans.....	54
7.2.5. Yer Değiştirme.....	54
7.2.6. Gerilme.....	54
7.2.7. Ağırlıklı Esneklik.....	55
7.2.8. Ağırlıklı Müşterek Frekans.....	55
7.2.9. Birleştirilmiş Esneklik İndeksi.....	55
8. DENEY TASARIMI.....	57
8.1 Giriş.....	57
8.2 Deney Tasarımının Tarihçesi.....	58
8.3 Deney Kavramı ve Deney Tasarımı.....	60
8.4 Deney Tasarımı İlkeleri.....	62
8.5 Deney Tasarımının Uygulama Aşamaları.....	64
8.5.1. Problemin Belirlenmesi.....	64
8.5.2. Faktör ve Seviyelerin Belirlenmesi.....	64
8.5.3. Cevap Değişkeninin Seçimi.....	64
8.5.4. Deney Tasarımının Seçimi.....	65
8.5.5. Deneylerin Yapılması.....	65
8.5.6. Verilerin Analizi.....	65
8.5.7. Sonuç.....	65
8.6. Geleneksel Yaklaşım İle İstatistiksel Yaklaşımın Karşılaştırılması.....	65
8.7. Deney Tasarımında Kullanılan Bazı Tanımlar.....	66
8.7.1. Yanıt Değişkeni.....	66
8.7.2. Primary (ilk) Değişken.....	67
8.7.3. Gürültü Değişkenleri.....	67
8.7.4. Deneysel Hata.....	67
8.7.5. Etkileşim.....	67
8.7.6. Faktör.....	67
8.7.7. Seviye.....	67

8.7.8. Blok.....	67
8.7.9. Deneysel Tasarım.....	67
8.7.10. Ortogonallik.....	67
8.8. Deney Tasarımının Kullanım Alanları.....	67
8.9. Deney Tasarımı İlkeleri.....	68
8.9.1. Rassallaştırma İlkesi.....	68
8.9.2. Yineleme İlkesi.....	69
8.9.3. Deneysel Yanılgının Denetlenmesi İlkesi.....	69
8.10. Deney Tasarımı Çeşitleri.....	69
8.10.1. Rassal Bölüntüler Tasarımı.....	69
8.10.2. Rassal Bölükler Tasarımı.....	71
8.10.3. Latin Karesi Tasarımı.....	71
8.10.4. Yinelemeli Ölçümlü Tasarım.....	72
8.10.5. Tam Faktöriyel.....	74
8.10.6. Kısmi Faktöriyel Deney Tasarımı.....	75
8.11. Hyperstudy programı.....	76
9. BULGULAR.....	77
9.1. Giriş.....	77
9.2. Kayar Kapı Dayanım Testi.....	79
9.3. Sonlu Elemanlar Modeli.....	80
9.4. RADIOSS Analiz Modelinin Oluşturulması.....	81
9.4.1. Piecewise Lineer Plastisite Malzeme Modeli.....	82
9.4.2. Temas tanımlamaları.....	83
9.4.3. Yükleme koşulları.....	83
9.4.4. Sonuçlar.....	85
9.5. Alt Mekanizma Statik Analizi.....	88
9.5.1. Sonuçlar.....	90
9.6. Alt Mekanizma Yapısal Optimizasyon Çalışması.....	91
9.6.1. Optimizasyon Çalışması.....	92
9.6.2. Optimizasyon Sonuçları.....	93
9.7. Alt Mekanizma Deney Tasarımı Analizi.....	95
9.7.1. Hyperstudy Optimizasyon Modelinin Hazırlanması.....	95

9.7.2. Hyperstudy Optimizasyon Sonuçları.....	97
10. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	103
KAYNAKLAR.....	104
ŐZGEMİŐ.....	106

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
[D]	Yerdeğiştirme vektörü
[R]	Bilinen yük vektörü
[K]	Rijitlik matrisi
U	Yerdeğiştirme
V	Hacim
s	Cauchy gerilme tensörü
p	Yoğunluk
σ_1	1. asal eksenindeki gerilme
σ_2	2. asal eksenindeki gerilme
σ_3	3. asal eksenindeki gerilme
θ	Açısal yerdeğiştirme
σ_y	Akma gerilmesi
L	Boy
G	Bulk modülü
I	Eylemsizlik momenti
σ	Gerilme
ϵ	Gerinme
a	İvme
γ	Kayma gerinmesi
F	Kuvvet
m	Kütle
M	Moment
v	Poisson oranı
E	Young modülü

Kısaltmalar	Açıklama
SGU	Sabit gerilmeli üçgen eleman
LGU	Lineer gerilmeli üçgen eleman
DOE	Design of Experiment
DT	Deney Tasarımı
CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CAE	Bilgisayar destekli mühendislik
CAD	Bilgisayar destekli tasarım

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Benz Coupe Aracı (1897).....	4
Şekil 3.2. Otomotiv Kapıları.....	4
Şekil 3.3. Otomotiv Kapı Yapısı.....	5
Şekil 3.4. Kayar Kapılar.....	7
Şekil 3.5. Wilbur W. Ellis Kayar Kapı Patenti 1913.....	7
Şekil 3.6. Kayar Kapı Mekanizmalarının Yapısı.....	8
Şekil 3.7. Kayar Kapı Sistemi Dayanım Testi.....	10
Şekil 3.8. Kayar Kapı Sistemi Kapı Efor Ölçümü Testi.....	11
Şekil 3.9. Kayar Kapı Sistemi Yorulma Testi.....	12
Şekil 3.10. Mekanizma Direngenlik Testi.....	13
Şekil 3.11. Yüksek Enerji ile Çarpma Testi.....	14
Şekil 3.12. Yüksek Enerji ile Çarpma Analizi.....	14
Şekil 4.1. Sonlu elemanlar modeline bir örnek, dişli.....	17
Şekil 4.2. Eleman geometrisinde müsaade edilebilir deformasyonlar.....	18
Şekil 4.3. Silindir yüzey etrafındaki tipik eleman dağılımı.....	18
Şekil 4.4. Delikli geometride delik etrafındaki tipik eleman dağılımı.....	18
Şekil 4.5. Sabit gerilmeli üçgen eleman.....	20
Şekil 4.6. Dört Düğüm Noktalı Çifte Lineer Dörtgen Eleman.....	21
Şekil 4.7. Dört düğüm noktalı ve dört kenarlı elastik eleman.....	23
Şekil 4.8. İki ucu basit mesnetli kiriş.....	24
Şekil 4.9.a. Lagrange Uzayında Bulunan 3 Boyutlu Cisim.....	28
Şekil 4.9.b. Cisim içindeki bir noktada gerilme durumu.....	28
Şekil 4.10. Farklı Ağ Yapılarının Deformasyon Şekilleri.....	30
Şekil 4.11. Farklı Ağ Yapıları.....	31
Şekil 5.1. Uygulanabilir ve kullanılabilir bölgeler.....	40
Şekil 5.2. Kısıtlı bir fonksiyonun göreceli optimumu.....	41
Şekil 5.3. Kuhn-Tucker koşullarının geometrik yorumu.....	43
Şekil 6.1. Genel yapısal tasarım optimizasyonu döngüsü.....	44
Şekil 6.2. Aynı topolojiye sahip yapılar.....	45

Şekil 6.3. Bunya Parametreleri.....	47
Şekil 6.4. Lineer Patern Grouping.....	48
Şekil 6.5. Circular Pattern Grouping.....	48
Şekil 6.6. Üç Tekrarlı Cyclical Pattern Grouping.....	48
Şekil 7.1. Yapısal optimizasyon problemi çözümünde bir iterasyon basamağı	49
Şekil 8.1. 1950-1990 yılları arasında üç temel yöntemin kalite yönetimine katkısı	59
Şekil 8.2. Kara Kutu Proses Modeli.....	61
Şekil 9.1. Akış Diyagramı.....	78
Şekil 9.2. Kayar Kapı Dayanım Testi.....	79
Şekil 9.3. Kayar Kapı Dayanım Testi Sınır Koşulları.....	79
Şekil 9.4. Kayar Kapı Sonlu Elemanlar Modeli.....	81
Şekil 9.5. Pekleşme Karakteristiği.....	82
Şekil 9.6. Kayar Kapı Dayanım Testi Sınır Koşulları.....	83
Şekil 9.7. Kuvvet Zaman Grafiği.....	84
Şekil 9.8. Mekanizma ve Kızaklarda Oluşan Gerilme Değerleri.....	85
Şekil 9.9. Alt Mekanizmada Oluşan Gerilme Değerleri.....	85
Şekil 9.10. Kayar Kapı Yerdeğiştirme Sonuçları.....	86
Şekil 9.11. Alt Mekanizma Yerdeğiştirme Sonuçları.....	86
Şekil 9.12. Alt Mekanizma Yerdeğiştirme – Zaman Grafiği.....	86
Şekil 9.13. Alt Mekanizma Kuvvet – Zaman Grafiği.....	87
Şekil 9.14. Alt Mekanizma Statik Analiz Yükleme Koşulları.....	88
Şekil 9.15. Malzeme Gerilme-Gerinim Grafiği.....	89
Şekil 9.16. Alt Mekanizma Komponentler.....	90
Şekil 9.17. Alt Mekanizma Gerilme Sonuçları.....	90
Şekil 9.18. Alt Mekanizma Yerdeğiştirme Sonuçları.....	92
Şekil 9.19. Alt Mekanizma Yapısal Optimizasyon Çalışması.....	92
Şekil 9.20. Optimizasyon Çalışması.....	92
Şekil 9.21. Optimizasyon Sonuçları.....	93
Şekil 9.22. Optimizasyon Öncesi ve Sonrası Alt Mekanizma.....	94
Şekil 9.23. Optimizasyon Sonrası Alt Mekanizma Gerilme Sonuçları.....	94
Şekil 9.24. Optimizasyon Sonrası Alt Mekanizma Yerdeğiştirme Sonuçları.	94
Şekil 9.25. Hyperstudy Cevap Değişkeni Tanımlaması.....	96

Şekil 9.26. DOE Çözüm Matris Tanımlaması.....	97
Şekil 9.27. Hyperstudy DOE Sonuçları.....	97

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Otomotiv Kapı Çeşitleri.....	2
Çizelge 4.1. Kapalı ve Açık Zaman İntegrasyonlarının Karşılaştırılması.....	25
Çizelge 8.1. Tam Faktoriyel Deney Tasarımı Tablosu.....	72
Çizelge 9.1. Malzeme Özellikleri.....	80
Çizelge 9.2. Alt Mekanizma Komponentler.....	87
Çizelge 9.3. Alt Mekanizma Sac Kalınlık Değişkenleri.....	94
Çizelge 9.4. DOE Sonuçları.....	96
Çizelge 9.5. DOE Özet Sonuçlar.....	100

1. GİRİŞ

Otomotiv kapıları ilk motorlu araçlar ile birlikte kullanılmaya başlanmış, araç gövdesinin tamamlayıcı parçalarıdır. Genel itibari ile yedi farklı kapı çeşidi bulunmaktadır. Bunlar, kullanıcı gereksinimleri, araç gövde tasarımları, araç çeşitlerine göre değişmektedir. En çok kullanılan kapı çeşitleri konvansiyonel ve kayar kapılardır. Konvansiyonel kapılar, genellikle binek araçlarda tercih edilmektedirler. Kayar kapılar ise sağladığı geniş giriş-çıkış mesafesi nedeniyle ağırlıklı ticari araçlarda kullanılmakta, binek araçlarda da uygulamaları gün geçtikçe artmaktadır.

Tasarımcılar, otomotiv kapıları ile ilgili; güvenlik, konfor ve ergonomi konularında detaylı Ar-Ge faaliyetleri yapmaktadırlar. Kapılar, aracta giriş çıkışın yapılabilmesi için hareketli menteşe vb... parçalar ile gövdeye bağlanmaktadır, herhangi bir çarpışma etkisi altında içerideki yolcu güvenliğini koruyabilecek yapıda olmalı, kullanım ve konfor açısından da belirlenen standartları sağlamalıdır (Ör: kapı açma-kapama kuvveti, kapı, menteşe açıları, kapı kolu sertliği, vb...). Otomotiv endüstrisinde emisyon kısıtlarının artması, yakıt tüketimi konularının önem kazanması gibi nedenlerden dolayı ağırlık çok önemli bir konu haline gelmiştir. Bu sebeple aracın tüm gövdesinde olduğu gibi kapılarda da ağırlık azaltma çalışmaları yapılmakta, bu sebeple, yeni malzeme denemeleri, optimizasyon metodlarının kullanımı gibi konular gündeme gelmektedir.

Bu çalışmada, bir binek araç için tasarlanmış kayar kapı sistemi ele alınmış, komponent bazında alt mekanizmaya optimizasyon yöntemleri uygulanmış, hem mukavemet hem de ağırlık açısından ürün geliştirme yapılmıştır. Çalışma esnasında sistemin başlangıç performansı incelendikten sonra optimizasyon yöntemleri ile yapının direngenliği arttırılmıştır. Sac parçaya yapılan optimizasyon çalışmasının ardından da deney tasarımı metodu ile en uygun sac kalınlıkları bulunmuştur. Optimizasyon yöntemleri ve deney tasarımı metodunun ürün geliştirme çalışmalarında kullanılması firma ve ürün için bir ilk teşkil etmektedir. Bu proje, ileride yapılacak tasarım çalışmaları için girdi oluşturacak hem optimizasyon yöntemlerinin hem de deney tasarımı metodunun önemini anlanması açısından faydalı olacaktır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Endüstrideki gelişmelere paralel olarak, ürün geliştirme süreçleri kapsamında, yapısal optimizasyon yöntemleri ve deney tasarımı metodunun kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Optimizasyon yöntemleri sayesinde parça ağırlıkları azaltılabilmekte, deney tasarımı metodları ile de değişkenlerin etkisi detaylı incelenebilmektedir. Bu bölümde hem otomotiv hem de imalat sektöründe yapılan bazı optimizasyon çalışmalarına değinilecektir.

YILDIZ, KAYA, ÖZTÜRK 2001. Çalışmada, kalıp üretiminin iyileştirilmesi bağlamında kalıp elemanlarının tasarım sureleri ve maliyetlerinin optimizasyon yöntemleri kullanılarak eniyileme çalışması yapılmıştır. Kalıp üretiminin iyileştirilmesi bağlamında kalıp tasarım işlemlerinin optimizasyonu için analiz tabanlı şekil optimizasyonu yaklaşımı kullanılmıştır. Çalışmanın amacı, ofis ortamında atölyeye entegre, kalıp tasarımını kolaylaştırıcı bir metodun uyarlanmasıdır.

YILDIZ, KAYA, ÖZTÜRK 2002. Çalışmada, topoloji optimizasyonu ile taşıt elemanlarının nasıl optimum şekilde tasarlanabileceği, ön süspansiyon sistemlerinde kullanılan salıncak kolu ve motor bağlantı elemanı örnek çalışmaları ile anlatılmıştır.

TOĞAN, DALOĞLU 2006. Çalışmada, üç boyutlu kafes sistemlerinin genetik algoritma ile şekil ve boyut optimizasyonu yapılmış, eleman en kesit alanlarına ilaveten, üç boyutlu kafes sistemlerin düğüm noktaları koordinatları da tasarım değişkenleri olarak dikkate alınmıştır. Sistemler minimum ağırlıklı olacak şekilde genetik algoritma kullanılarak incelenmiştir.

ŞANYILMAZ 2006. Bu tez çalışmasında, Kaleporselen Elektroteknik Sanayi A.S.'nde üretilen NH bıçaklı sigorta busonlarında meydana gelen çatlama probleminin çözümü için Taguchi yöntemi kullanılmıştır. L8(27) ortogonal dizini kullanılarak belirlenen şartlarda yapılan deneyler sonucunda, her bir deney konfigürasyonu için Ortalama ve S/N oranı değerleri bulunmuştur. Bulunan bu değerler varyans analizi ve Faktör etkilerinin grafiksel gösterim metodu ile analiz edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre

buson gövdesinin basınca karşı mukavemetinin enbüyükleyen faktör seviyeleri tespit edilmiştir. Bu sonuçlar Tam Faktöriyel deney tasarımı ile de doğrulanmıştır.

KASAPOĞLU 2007. Çalışmada, firmalarda kalite geliştirilmesine yardımcı olan tekniklerden Altı Sigma'yı uygulayan bir şirket olan KaleKalıp ve Indiana University Purdue University Indianapolis (IUPUI) Makine ve İmalat Mühendisliği laboratuvarlarında minimum yüzey pürüzlülüğünün elde edilmesi ile ilgili testler yapılmış, optimum yüzey pürüzlülüğünün sağlanabilmesi için deney tasarımı yöntemleri ile kesme şartlarının modellenmesi sağlanmış, sezgisel algoritmalarla da optimize edilerek kesme işlemlerinde kesinlik ve maliyetlerde düşüş hedeflenmiştir.

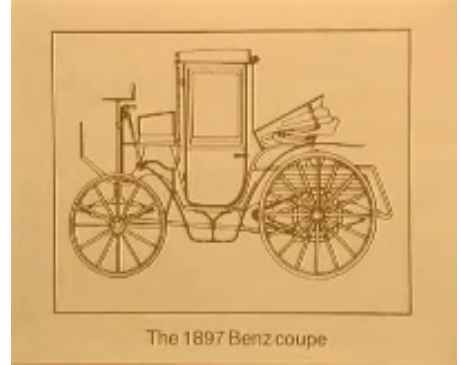
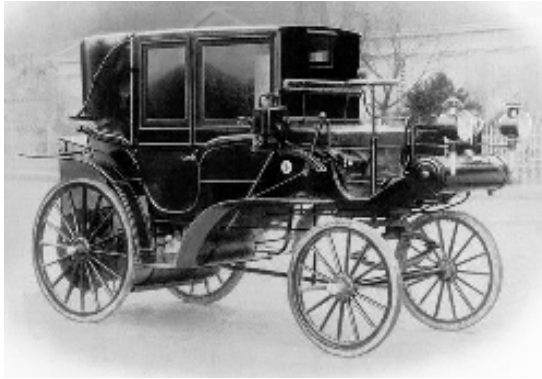
3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1 Materyal

3.1.1. Otomotiv Kapıları

Araç kapıları, araçların yan ve arka kısımlarında bulunarak araç iç kısmının dışarı ile bağlantısını sağlayan, taşıt ve yolcu güvenliğinde çok önemli bir yere sahip olan ve aynı zamanda otomotiv endüstrisinde; konfor, güvenlik, mukavemet ve tasarım konuları ile ilgili birçok araştırma-geliştirme çalışmasının yapıldığı araç gövdesini tamamlayan önemli otomotiv parçalarıdır.

Günümüzdeki sisteme benzer ilk otomotiv kapısı 1897 yılında benz coupe aracında kullanılmıştır. Bu araçta günümüz kapı modelinin temelleri atılmış, iki menteşe ve bir kapı kilidinden oluşmaktadır.



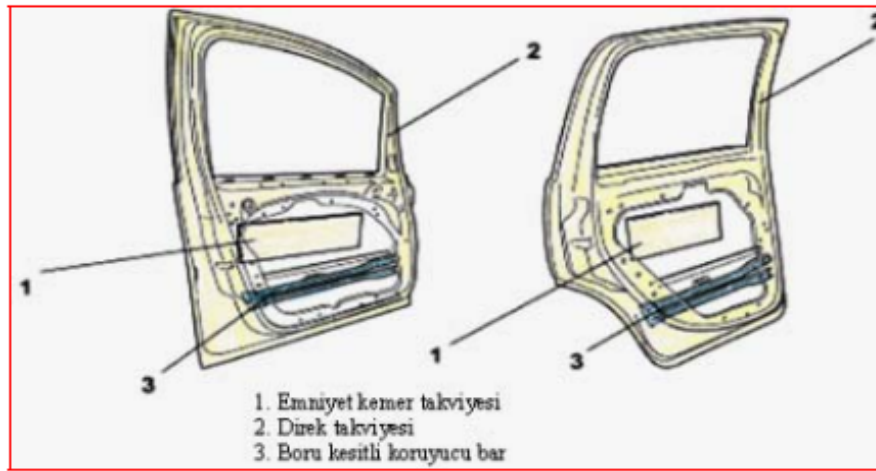
Şekil 3.1. Benz Coupe Aracı (1897)

Otomobil kapıları gövdenin hareketli parçalarıdır. Hareketli parçalar, gövdeye vida ve somunlarla bağlı olduklarından böyle isimlendirilirler. Otomobil kapılarının büyüklüğü, tam açılma açısı sürücünün ve yolcuların araca rahat girip çıkmalarını sağlamalıdır.



Şekil 3.2. Otomotiv Kapıları

Kapuların yapısı yandan gelebilecek çarpmalar halinde yolcuların güvenliği için büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle, kapuların yapısı ve geometrisi yolcuların yaralanma olasılıklarını en düşük seviyede tutacak şekilde tasarlanmaktadır. Yapı bir kontra şasi ile desteklenmiş olup tüm tertibatlar örneğin cam açma, kapı kilidi, hoparlör ve iç açma kolu gibi buraya monte edilmiş olup en ciddi ön ve arka çarpmalardan sonra dahi açılmalarına imkân verecek şekildedir. Kapı iç kaplamaları kaza esnasında oturan kişinin vücudunun zarar görmemesi için çıkıntısız ve enerji sönmüleyecek şekilde yapılmaktadır (Anonim 2006a).



Şekil 3.3. Otomotiv Kapı Yapısı

Kapı tasarımları, araç giriş çıkış boyutları, gövde formuna uygun olacak şekilde yapılmakta, belirlenen kapı açılma-kapanma açılarına uygun şekilde menteşeler belirlenmektedir. Günümüzde otomotiv endüstrisindeki gelişmelere paralel olarak, kapı tasarımlarında, güvenlik, ergonomi, yakıt tasarrufu, çevre gibi pek çok konu göz önüne alınarak, kapılarda farklı malzemeler, farklı mekanizma ve menteşe çeşitleri, ağırlık azaltma çalışmaları, ek güvenlik parçalar gözönüne alınarak pek çok araştırma ve tasarım çalışmaları yapılmaktadır .

Çizelge 3.1. Otomotiv Kapı Çeşitleri

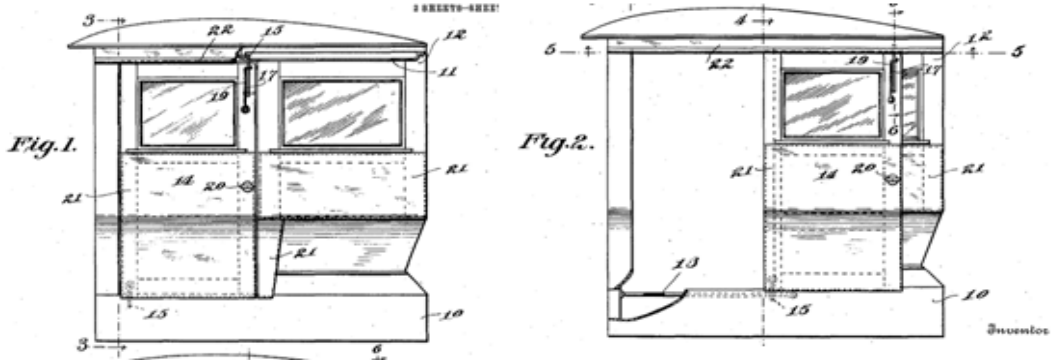
Konvansiyonel Kapılar	
Yanlara Açılan Kapılar (Suicide)	
Makas Tip Kapılar (Scissor)	
Kelebek Tip Kapılar (Buttefly)	
Martı Kanadı Tip Kapılar (Gull Wing)	
Kayar Kapılar (Sliding)	
Tente Tip Kapılar (Canopy)	

3.1.2. Kayar Kapı Sistemi



Şekil 3.4. Kayar Kapılar

Kayar kapılar, araçlarda kapı açılma ve kapanma işleminin yatay hareket eden mekanizmaların kızaklar üzerinde kayması ile sağlandığı bir kapı çeşididir. Kayar kapı sistemleri toplu taşıma araçlarından ilk olarak trenlerde kullanılmış ve 1913 yılında Wilbur W. Ellis tarafından patenti alınmıştır. Bu kapı sistemi günümüz sistemine çok benzemekte olup mekanizmaların kızaklarda kayması ile çalışmaktadır.



Şekil 3.5. Wilbur W. Ellis Kayar Kapı Patenti 1913

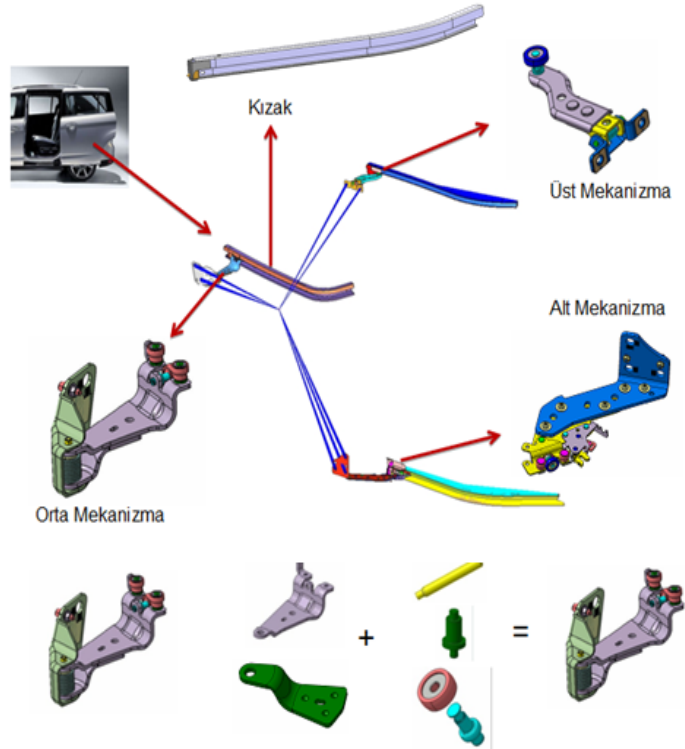
Kullanıldığı ortamda geniş giriş-çıkış mesafesi sağlanmasından dolayı günümüzde ağırlıklı olarak ticari araçlarda, minibüslerde kullanılmaktadır. Fakat sağladığı avantajlardan dolayı binek araçlarda da kullanılmaya başlanmıştır.

3.1.3. Kayar Kapı Sistemlerinin Yapısı

Kayar kapılar, metal, plastik, kauçuk, alüminyum gibi bir çok malzemenin kullanıldığı, sıcak ve soğuk şekillendirme prosesleri ile üretilen parçalardan oluşmaktadır. Çalışması esnasında dinamik ve statik yükler altında kalması, otomotiv endüstrisinin güvenlik,

konfor, çevre gibi bir çok standartını karşılayabilmesi için önemli derecede mühendislik ve Ar-Ge çalışmaları yapılan bir otomotiv parçasıdır.

Kayar kapı sistemi kızaklar ve kızaklar üzerinde kayan mekanizmalardan oluşmaktadır. Mekanizmalarda bulunan makaraların kızaklarda kayması ile kayar kapı hareket etmektedir. Kayar kapıların sistemlerinin büyük bölümünde üç adet kızak üç adet de mekanizma bulunmakta ve kızaklar gövdeye monte edilen sabit parçalardır. Kayar kapı hem mekanizmalar ile taşınmakta hem de herhangi bir kaza durumunda veya çevresel faktörlerden dolayı kapıya gelen ani yükleri kaldırabilecek dayanımında olmalıdır. Mekanizma braketleri, soğuk şekillendirme prosesleri ile pres kullanılarak şekillendirilmektedir. Ardından, perçinleme operasyonları ile mekanizma makaraları, yayları ve pimleri birleştirilerek son ürün elde edilmektedir. Kayar kapı sisteminde önemli bir yere sahip olan kızaklar ise stretch bending ve roll forming prosesleri ile üretilmektedir. Mekanizma braketlerinde ve kızaklarında soğuk şekillendirme proseslerine uygun akma gerilmesi maksimum 500 Mpa değerinde olan konvansiyonel çelik malzemeler kullanılmaktadır.



Şekil 3.6. Kayar Kapı Mekanizmalarının Yapısı

Ortalama bir binek araçta kapı ağırlığı 30-40 kg aralığında gelmektedir. Ticari araçlarda bu ağırlık 50-60 kg değerlerine ulaşabilmektedir. Kapının açılma-kapanma esnasında tüm ağırlığı, taşıyıcı mekanizmalar vasıtasıyla taşınmaktadır. Kapının açılma kapanma işlemi esnasında mekanizmalara kızıktaki harekete bağlı olarak dinamik yükler gelmektedir. Kapı açık konumda kapının tüm ağırlığı mekanizmalar tarafından taşınmakta, bu ağırlık altında mekanizmalar belirli deformasyon değerlerini aşmamalıdır. Aynı zamanda herhangi bir kaza esnasında mekanizmalar kızıklardan çıkmamalı yandan çarpma veya aracın devrilmesi esnasında kapıya gelen yüklerin bir bölümü kapı mekanizma ve kızıkları tarafından karşılanmalıdır.

3.2. Kayar Kapı Sistemine Yapılan Test ve Analiz Çalışmaları

Kayar kapının çalışma koşullarını kapıya gelen kuvvetleri simule edebilmek için ürün doğrulama ve tasarım aşamasında testler yapılmaktadır. Kayar kapı sistemine yapılan belli başlı ürün performans testlerini şu şekilde sıralayabiliriz:

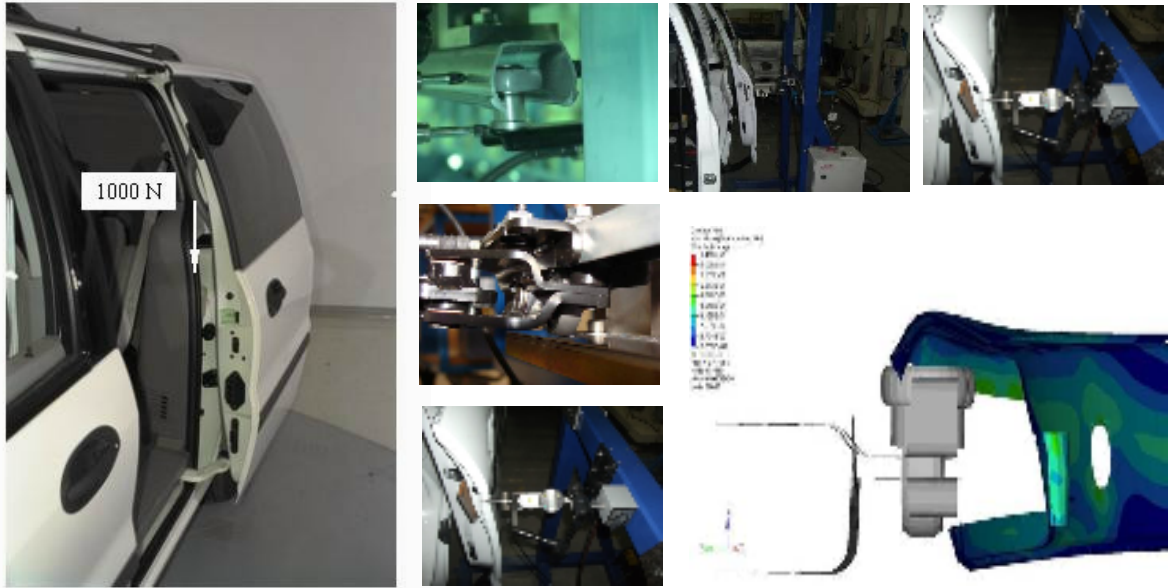
- Kayar Kapı Dayanım Testi
- Kapı Çalışma Eforu Ölçümü
- Yorulma
- Katılık Testi
- Yüksek Enerji ile Çarpma Testi
- Korrozyon
- Minimum Kapanma Enerjisi Testi
- Donma Dayanımı Testi

3.2.1. Kayar Kapı Dayanım Testi

Herhangi bir kaza esnasında veya kullanıcının bazı koşullarda oluşturduğu ani yüklenme sonucu kapıya yüksek kuvvetler gelebilmektedir. Bu kuvvetlerin büyüklükleri ve yerleri çeşitli test standartlarında belirtilmiştir.

Belirlenen durumlara göre kayar kapı; yarım açık pozisyonda tutularak, kapının zayıf noktasından +y ve -y yönünde (araç normalinde) 1500N, kapı kolundan +z ve -z yönünde (dikey yönde) 1000 N kuvvet uygulanır ve bu kuvvetler altında mekanizmalar, kızıklardan çıkmamalı, kızıklar ve mekanizmalar üzerinde oluşan deformasyonlar ölçülmelidir.

Bu testteki genel amaç; kapının çalışma koşullarında kullanıcının kapıya asılması, araç içinden herhangi bir yükün viraj esnasında kapıya uyguladığı yük, kapı açık olduğunda dışardan veya içerden gelebilecek ani yüklemeler gibi koşullarda kapının maruz kaldığı kuvvetler sonucu sistemin davranışını incelemektir. Bu test sonrasında kayar kapı olağan çalışma koşullarını korumalı, parçalarda herhangi bir kırılma, kopma benzeri deformasyonlar olmamalıdır. Kapının dayanımı tasarım aşamasında sonlu elemanlar analizler ile ürün doğrulama aşamasında fiziksel testler ile incelenmektedir.



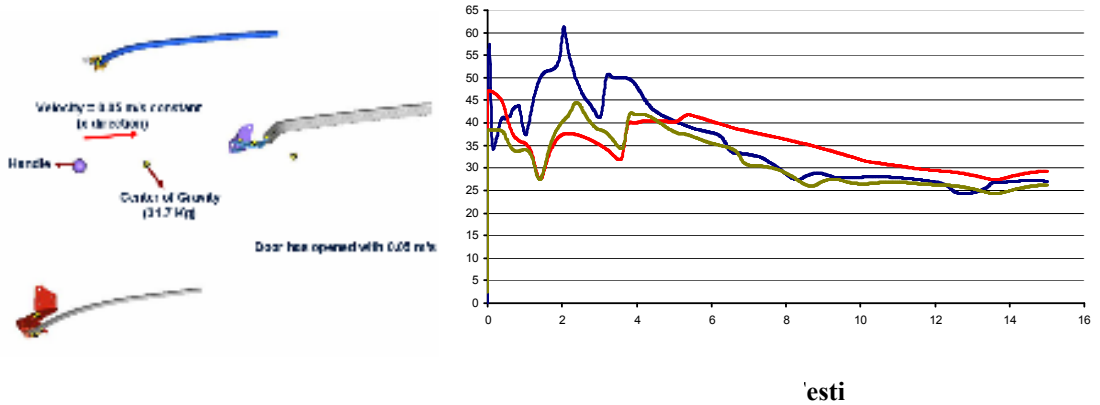
Şekil 3.7 Kayar Kapı Sistemi Dayanım Testi

3.2.2 Kapı Çalışma Eforu Ölçümü Testi

Kayar kapı ağırlıkları özellikle ticari araçlarda 50- 60 kg değerini bulabilmektedir. Kullanıcı tarafından kapının açılıp kapanma kuvvetleri konfor açısından önemli konulardır. Bu kuvvetler belirli değerler arasında kontrol edilmektedir. Aksi halde kapıyı sürekli kullanan biri için önemli zorluklara hatta sağlık problemlerine yol açabilmektedir. Bu sebeplerden ötürü, kapı açılma kapanma kuvvetlerinin 100 N ile 30 N arasında olması gerekmektedir.

Kapı çalışma eforları hem tasarım aşamasında sonlu elemanlar analizleri ile hem de ürün doğrulama aşamasında ürün testleri ile ölçülmektedir. Analizlerde kayar kapı ve mekanizma ağırlık merkezleri, kızaklar, kızaklar ile makaralar arasındaki sürtünme kuvvetleri, hareket eden parçaların ağırlıkları ve atalet momentleri tanımlanmakta doğrusal dinamik analiz yöntemleri ile yapının çalışma kuvvetleri ölçülmektedir.

Kayar kapı mekanizmalarının açma kapama eforlarının fiziksel ölçümlerinde ise kullanılan kuvvet ölçer, veri toplama cihazı ve doğrusal hareket sağlayıcı motor vb.. sistemler ile kapının çalışması esnasında oluşan kuvvet – zaman grafiği çıkarılmakta, kapı açmak için gerekli minimum kullanıcı kuvveti hesaplanmaktadır.



3.2.3 Yorulma Testi

Kayar kapı sistemi üretiminin ardından ürün ömrüne belirlenen çevrim sayısı kadar açma kapama testine tabi tutulmaktadır. Bu test esnasında parçaların dayanımı, pimlerde, perçinlerde oluşacak gevşeme, kırılma, vb... deformasyonlar, test esnasında kayar kapının açılma kapanma kuvvetlerindeki değişimler, kapı boşluklarındaki değişimler incelenmektedir.

Durability testleri, araçlara bağlı olarak 250.000 - 100.000 açma kapama çevrimini içermektedir. Ticari araçlarda bu çevrim sayısı 250.000 değerlerinde binek araçlarda ise 100.000 çevrim sayılarında olmaktadır.

Araç ömrünü simule eden yorulma testleri aracın soğuk ve sıcakta çalışma durumları göz önüne alınarak $-40C^{\circ}$, $0C^{\circ}$, $+40C^{\circ}$ ve $+80C^{\circ}$ sıcaklıklarda klimatik ortamda gerçekleştirilmektedir. Tüm kayar kapı sisteminin yanında komponent bazında da çalışma koşullarına uygun olacak şekilde parçalar test edilmektedir.



Şekil 3.9 Kayar Kapı Sistemi Yorulma Testi

3.2.4 Kayar Kapı Mekanizmaları Direngenlik Ölçümü Testi

Kayar kapı açık olduğunda kapının tüm ağırlığı, kayar kapı mekanizmaları tarafından taşınmaktadır. Kapının ağırlığı altında mekanizmalar belirli deformasyon değerlerini geçmemelidir. Mekanizma deformasyonlarının istenen değerlerden fazla çıkması durumunda kapı çalışma eforları ve sistemin performansı kötü etkilenmekte, parçalarda deformasyon problemleri görülebilmektedir.

Tasarım aşamasında ve test sonucunda mekanizmaların deformasyon değerleri belirli toleranslar içerisinde olması beklenir. Kapının toplam ağırlığı taşıyıcı mekanizma sayısına bölünerek mekanizma taşıyıcı makarasından uygulanmakta bu şekilde herbir mekanizmanın deformasyon değeri ölçülmektedir. Tasarım aşamasında bu durum doğrusal olmayan statik analizler ile hesaplanmaktadır.

Herbir komponentin ayrı olarak incelenmesinin yanında tüm mekanizmalar da kapı ile birleştirilip sonlu elemanlar programları yardımıyla tüm kapının çökmesi hesaplanabilmektedir.



Şekil 3.10 Mekanizma Direngenlik Testi

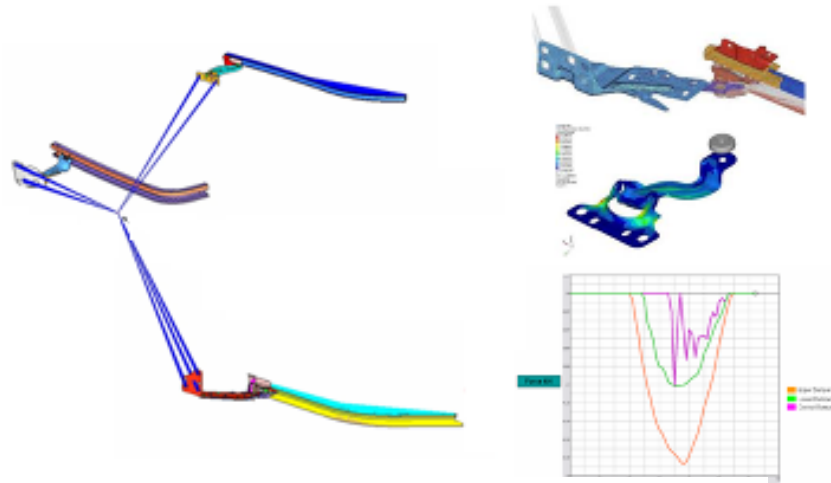
3.2.5 Yüksek Enerji ile Çarpma Testi

Aracın yokuşta beklediğinde kapının kapanması veya kullanıcının kapıyı hızlı açıp kapatması durumunu simule edebilmek için yüksek enerji ile çarpma testi yapılmaktadır. Bu test esnasında aracın, sıra ile ön kısmı ve arka kısmı %30 luk eğimlere kaldırılarak kendi hızı ile açılıp-kapatılmaktadır, bu test esnasında, kapı ağırlığının da etkisi ile yüksek çarpışma enerjileri açığa çıkmaktadır. Test sonucu ürünlerde herhangi bir deformasyon olmaması, test sonrasında kapının işlevini koruması istenmektedir.



Şekil 3.11 Yüksek Enerji ile Çarpma Testi

Kayar Kapı, başlangıç hızı verilerek yüksek enerji ile çarpma testindeki koşullar simule edilecek şekilde hesaplanan hız ile açılmaktadır. Yapılan analiz ile mekanizma ve kızıklardaki, deformasyonlar, kızak sonunda bulunan kauçuk takozlara gelen kuvvet ve deformasyonlar incelenmektedir.



Şekil 3.12 Yüksek Enerji ile Çarpma Analizi

3.2.6 Korozyon Testi

Tüm mekanizma parçaları, teknik resimde belirtilen saatler süresince tuz sisi testine tabi tutulmaktadır, bu test sonrasında parçalar üzerinde korozyon olmaması istenmektedir. Aynı zamanda tuz sisi testinden çıkan parçalar araç üzerine takılmakta ve kapı efor ölçümü yapılmaktadır.

3.2.7 Minimum Kapanma Enerjisi Testi

Kayar kapının, kapanma hızı, kapanma kuvveti, kızakların sürtünme katsayısı vb.. parametreler hesaplanarak formüle edilmekte ve kapının kapanması için gerekli minimum enerji hesaplanmaktadır.

3.2.8. Donma Dayanımı Testi

Kayar kapıya belirli oranlarda su sıkılarak -40C° sıcaklıkta dondurulmaktadır, mekanizmaların buzlanma etkisi altında açılma kapanma eforları ölçülmektedir.

3.3. Yöntem

Çalışmada, kayar kapı sistemi için yapılacak analizler sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. Mekanizma ve kızaklara doğrusal olmayan statik analizler yapılmıştır. Yapılan analizlerin ardından optimizasyon yöntemleri kullanılarak yapısal olarak parça iyileştirilmiş, deney tasarımı metodu ile optimum sac kalınlıkları bulunmuştur. Kullanılan yöntemler ile ilgili bilgiler diğer bölümlerde detaylı incelenmiştir.

4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

4.1. Giriş

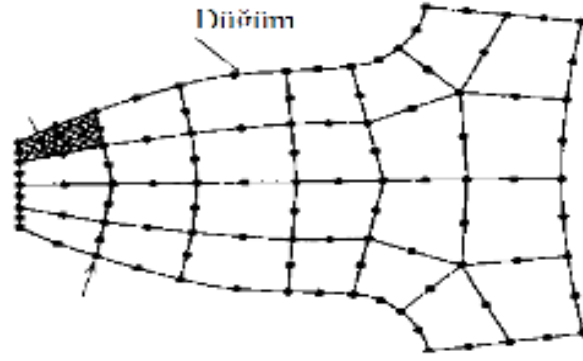
Sonlu elemanlar metodunun temeli mühendisler tarafından atılmış ve geliştirilmiştir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer yerdeğiştirme alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akısı; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur.

Sonlu elemanlar metodunda tüm yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan bir çok elemana bölünür. Şekil 4.1 de görüldüğü gibi elemanlar "düğüm noktası" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde bir denklem takımı elde edilir (Anonim 2006b). Gerilme analizinde bu denklemler düğüm noktalarındaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda temel fikir sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar (genellikle polinomlar) ile temsil etmektir. Bunun anlamı bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün (örneğin yerdeğiştirmenin) değeri o elemanın düğüm noktalarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler düğüm noktalarındaki değerlerdir. Belirli bir prensip (örneğin; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının düğüm noktalarındaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi:

$$[K] \cdot [D] = [R] \quad (4.1)$$

Şeklinde. Burada $[D]$ büyüklük alanının düğüm noktalarındaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör, $[R]$ bilinen yük vektörü ve $[K]$ ise bilinen sabitler matrisidir. Gerilme analizinde $[K]$ rijitlik matrisi olarak bilinmektedir.



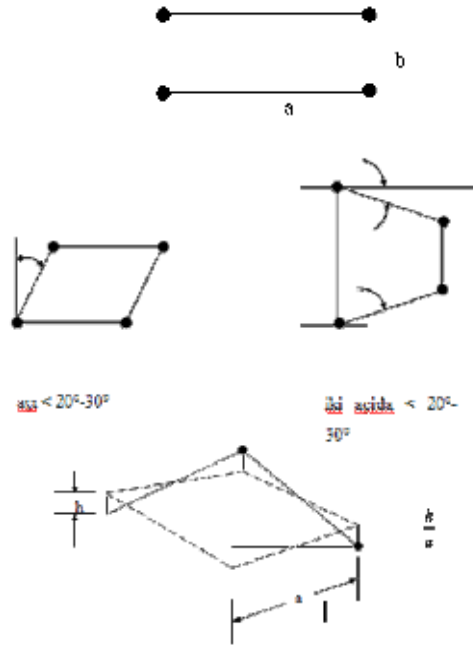
Şekil 4.1. Sonlu elemanlar modeline bir örnek, dişli

4.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanarak Modelleme

4.2.1 Genel Modelleme

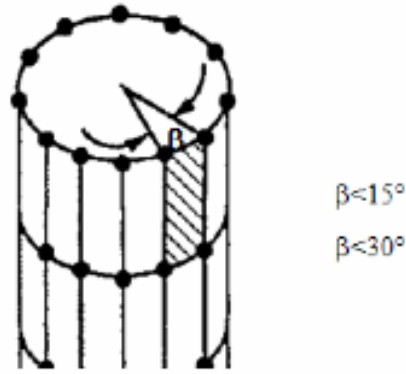
Modelleme, bir fiziksel yapı veya sürecin analitik veya sayısal olarak yeniden inşa edilmesidir. Sonlu elemanlar metodunda modelleme basit bir düğüm noktası ve elemanlardan oluşan ağ yapısı hazırlamak değildir. Problemi gerekli şekilde modelleyebilmek için gerekli sayı ve tipteki elemana karar vermek ancak problemin fiziğinin iyi şekilde anlaşılmasıyla mümkündür.

Kötü şekil verilmiş elemanlar ile hesaplanması istenilen büyüklüğün hesaplama alanı içindeki değişimini yansıtamayacak kadar büyük boyutlu elemanlar, modellemede istenmez. Şekil 4.2 de elemanlarda genelde izin verilebilecek geometrik biçim bozukluklarının seviyesi gösterilmektedir. Diğer yandan zaman ve bilgisayar olanaklarını boş yere harcamamıza neden olacak, gereğinden fazla sayıda elemanlardan oluşan bir modelleme de istenmemektedir. Hesaplanması istenilen büyüklüğü ve hesaplama alanı içindeki değişimini yeterli doğrulukta verecek kadar sıklıkta bir eleman dağılımına ihtiyaç vardır. Örneğin Şekil 4.3 de silindirik yüzeylerin modellenmesi için 4 düğüm noktalı veya 8 düğüm noktalı dörtkenarlı elemanlar kullanılması durumunda Tipik bir eleman dağılımı gösterilmiştir. Diğer yandan Şekil 4.4 de bir delik etrafında olması gereken tipik eleman dağılımı görülmektedir. Hesaplanan değerlerin kabul edilebilir olup olmadıklarının kontrol edilmesi ayrı bir öneme sahiptir. Dikkat edilmesi gereken hususlar aşağıda kısaca belirtilecektir (Anonim 2006b).



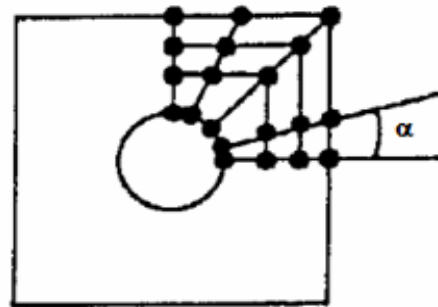
Şekil 4.2. Eleman geometrisinde müsaade edilebilir deformasyonlar

Genelde h/a oranı %5 den küçük olmalı, uzunluk oranı a/b için genelde 10:1 oranına kadar izin verilebilir.



Şekil 4.3. Silindir yüzey etrafındaki tipik eleman dağılımı

$\alpha = 15^\circ$ veya daha küçük



Şekil 4.4. Delikli geometride delik etrafındaki tipik eleman dağılımı

4.2.2 Eleman Seçimi

Sonlu elemanlar ile modelleme aşamasında, "eleman tipi (çubuk, kabuk. v.s). eleman şekli (dörtgen, üçgen) ve eleman sayısı ne olmalı?", "ara düğüm noktalı elemanlara ihtiyaç var mı?" gibi soruların cevaplanması gerekmektedir. Bu soruların cevabı ancak analiz edilen yapının ve seçilen eleman tiplerinin davranışı hakkında bilgi sahibi olunduktan sonra verilebilir. Örneğin, gerilme analizinde yapının bir bölgesindeki gerilme durumunu en iyi yansıtan eleman tipi o bölge için seçilmelidir. Aşağıda bazı eleman tipleri ve bunların kullanılabileceği mühendislik problem tipleri haklarında bilgi verilmektedir.

4.2.3. 3D Kiriş Elemanı

3D Kiriş elemanı genel amaçlı bir sonlu eleman tipi olup 3 boyutlu işlemi yapabilme kapasitesine sahiptir. Bu eleman tipi aynı zamanda uzay kiriş elemanı olarak da adlandırılmaktadır. Eleman uzayda iki adet düğüm noktası ile tarif edilmektedir. Üçüncü bir düğüm noktası ise serbestlik derecesine haiz olmayan ve eleman koordinat sistemini tarif etmek amacıyla kullanılmaktadır. Elemanın iki ucunu tespit eden iki adet düğüm noktası için 12 adet serbestlik derecesi mevcuttur. Her bir düğüm noktası 3 adet öteleme ve 3 adet dönme serbestliğine sahiptir. Eleman herhangi bir doğrultuda gelen kuvvet ve herhangi bir eksen etrafında dönme zorlamasına direnç gösterecek kapasiteye sahiptir. Elemanı tarif etmek için düğüm noktalarının koordinatına, elastisite modülüne (E), kayma modülüne (G), kesit alanına, kesit atalet momenti değerlerine, burulma sabitine (J) ve kiriş eksenine dik doğrultudaki deformasyon faktörlerine ihtiyaç vardır.

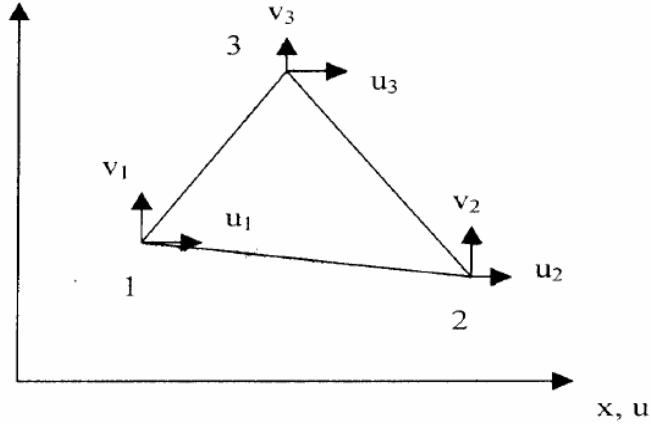
4.2.4 Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman (SGU)

SGU elemanı sabit kalınlığı olan, üç düğüm noktasını birleştiren ve toplam altı serbestlik derecesi ile tarif edilen bir elemandır (Şekil 4.5). Eleman yerdeğiştirme alanı aşağıdaki gibi tarif edilmektedir.

$$u = a_1 + a_2x + a_3y \quad (4.2.)$$

$$v = a_4 + a_5 + a_7y \quad (4.3.)$$

Yukarıdaki yerdeğiştirme bağıntılarından görüldüğü gibi yerdeğiştirme alanı eleman içinde ve kenarlar boyunca lineerdir. Eleman sınırları içinde ise gerilme değerleri sabittir. Birbirine bağlı elemanlar arasında yerdeğiştirme uyumluluğu (compatibility), bağlı iki düğüm noktası arasındaki lineer kenar deformasyon karakteristiği dolayısıyla sağlanmaktadır. Yapının bütün olarak kuvvet dengesi ise düğüm noktalarında sağlanır.



Şekil 4.5. Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman

SGU elemanı sonlu eleman modellerinde küçük gerilme gradyeni karakteristiğine sahip bölgelerde iyi sonuç verecektir. Diğer durumlarda SGU elemanının kullanılması iyi sonuç vermeyecektir. Örneğin sadece eğilmeye maruz bir yapıyı SGU elemanlarıyla modellemek gerçek problem ile uyumsuz sonuçlar verecektir. SGU elemanlarının bu olumsuzlukları, daha sık bir eleman ağ yapısıyla kısmen giderilebilir.

4.2.5 Lineer Gerilmeli Üçgen Eleman(LGU)

LGU elemanları SGU tip elemanların aksine, köşe noktalarına ilaveten kenar orta noktalarında birer adet daha düğüm noktasına sahiptir. Böylece her bir LGU elemanı 6 adet düğüm noktasına ve toplam olarak 12 düğüm noktası serbestlik derecesine sahiptir. Eleman yerdeğiştirme alanı ise aşağıdaki gibi tarif edilmektedir.

$$u = a_1 + a_2 x + a_3 y + a_4 x^2 + a_5 xy + a_6 y^2 \quad (4.4)$$

$$v = a_7 + a_8 x + a_9 y + a_{10} x^2 + a_{11} y + a_{12} y^2 \quad (4.5)$$

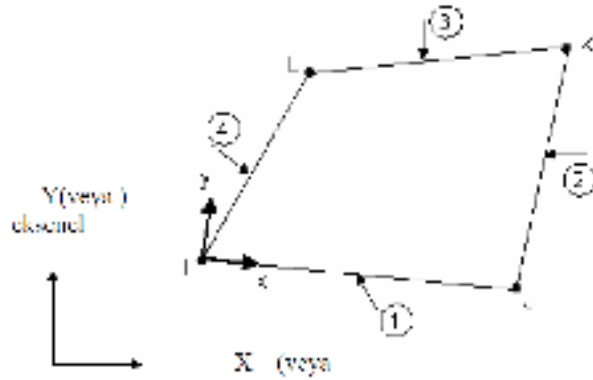
SGU elemanın aksine gerilme büyüklüğü LGU elemanı içerisinde x ve y koordinatları ile lineer olarak değişmektedir. Sadece eğilmeye maruz yapılar için LGU elemanlarıyla yapılan modellemelerde, yerdeğiştirme ve gerilme alanları için çok iyi yaklaşımlar elde edilecektir.

4.2.6 Çifte Lineer Dörtgen Eleman

2 Boyutlu problemler için diğer bir tip eleman, çifte lineer dörtgen elemanlardır. Şekil 4.6 de elemanın köşelerinde dört adet düğüm noktası yer almaktadır ve eleman sekiz düğüm noktasal serbestlik derecesine sahiptir. Diğer yandan 8 düğüm noktalı eleman tipi için ise kenarların orta noktalarında dört adet düğüm noktası vardır. Dört düğüm noktalı eleman için yerdeğiştirme alanı aşağıdaki bağıntılarda verilmiştir.

$$u = a_1 + a_2 x + a_3 y + a_4 xy \quad (4.6)$$

$$v = a_5 + a_6 x + a_7 y + a_8 xy \quad (4.7)$$



Şekil 4.6. Dört Düğüm Noktalı Çifte Lineer Dörtgen Eleman

Elemanın en önemli özelliği ox değeri x - koordinatından bağımsızdır. Bu eleman tipi, örneğin ucundan yüklü konsol kirişlerin modellenmesinde uygun sonuç vermeyecektir (Anonim 2006b).

4.2.7 Kabuk Elemanlar

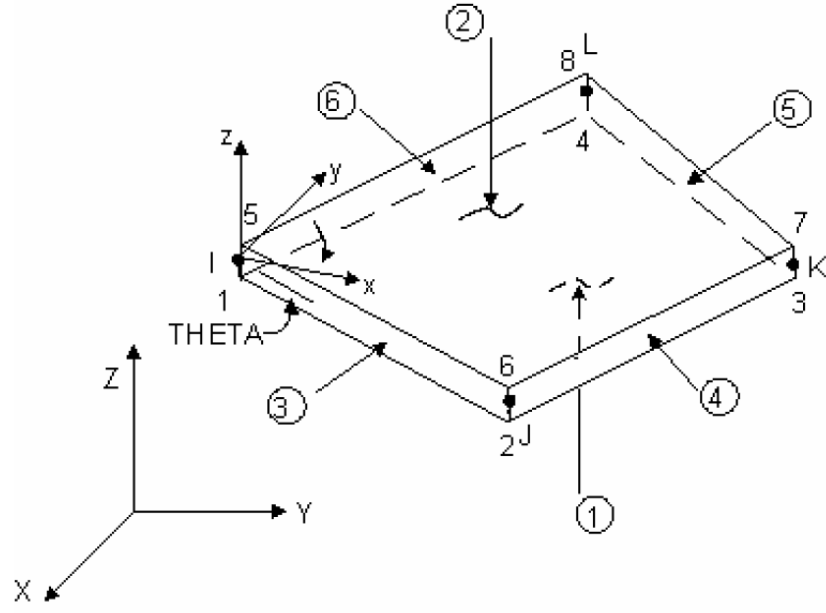
Bir genel kabuk eleman membran ve eğilme etkisini aynı anda temsil edebilmelidir. Örneğin dört düğüm noktalı basit bir dörtgen eleman tarif edilebilir. Elemanı tarif eden tüm düğüm noktaları aynı düzlem üzerinde olmayabilir. Bu da elemanda çarpılmaya

neden olur. Elemanın çarpılması performansını olumsuz yönde etkiler. Ticari paket programlar küçük miktarlarda çarpılmaya izin vermektedir. Bu dört düğüm noktalı elemanın en büyük avantajı formülasyonunun basit olmasıdır. Genellikle az sayıda daha karışık bir eleman tipi kullanılması yerine, daha fazla sayıda basit bir eleman tipi kullanılması tavsiye edilmektedir.

Dört kabuk elemanın en büyük dezavantajı düzgün eğrisel yüzeylerin düzlem elemanlarla veya az miktarda çarpılmış şekle sahip olan elemanla temsil edilmesidir. Kabuk teorisine dayanarak elde edilen eğrisel yüzeyli elemanlar düzlemsel elemanların yaratmış olduğu problemleri ortadan kaldırmaktadır. Fakat diğer yandan beraberinde başka zorlukları getirmektedir. Eğrisel elemanı tarif etmek için çok daha fazla geometrik bilgiye ihtiyacımız olmaktadır. Elemanın formülasyonu ise düzlemsel elemanlara nazaran çok daha zordur.

Çoğu ticari programda yer alan bu eleman tipi eğilme ve membrane yüklerini taşıyabilme özelliğine sahiptir. Eleman düzlemi içinde ve düzlemine dik doğrultudaki yüklemelere müsaade eder. Her düğüm noktası, üç tanesi x , y , z – doğrultusunda öteleme ve üç tanesi de bu eksenler etrafında dönme serbestliği olmak üzere altı adet serbestlik derecesine sahiptir (Şekil 4.7).

Eleman dört düğüm noktası ile tarif edilmekte ve değişken kalınlığa müsaade edilebilmektedir. Değişken kalınlıklı elemanlar için kalınlık eleman içerisinde düzgün olarak değişmelidir. Bu eleman tipi plakların olduğu kadar düzgün eğrisel yüzeylerin modellenmesinde de kullanılmaktadır. Eğrisel yüzeylerde iyi bir yaklaşım elde edebilmek için fazla sayıda bu elemandan kullanılmalıdır. Formülasyonunun basit olması nedeniyle diğer tip elemanlara göre daha avantajlıdır (Anonim 2006b).



Şekil 4.7. Dört düğüm noktalı ve dört kenarlı elastik eleman (x,y eksenleri eleman düzlemi içindedir.)

4.2.8 Yüklemeler ve Sınır Koşulları

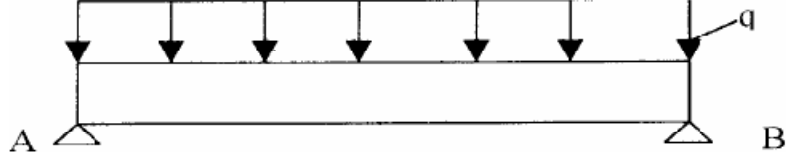
Tekil yükler mutlaka düğüm noktalarına uygulanmalıdır. Bu nedenle ağ yapısı tekil yüklerin düğüm noktalarına uygulanmasını sağlayacak şekilde yapılandırılmalıdır.

Klasik lineer teoriye göre bir noktaya tekil yük uygulandığı zaman, o noktada;

- a)- Kiriş için sonlu bir yerdeğiştirme ve gerilme değeri oluşur,
- b)- Levha için sonlu yerdeğiştirme, sonsuz gerilme değeri oluşur,
- c)- İki veya üç boyutlu geometrik cisim için ise sonsuz yerdeğiştirme ve gerilme değeri oluşur.

Diğer yandan bir tekil yük malzemede o bölgede akmaya neden olacaktır. Lineer teori ise akmayı modellemez. Sonuç olarak tekil yükler küçük alanlar üzerine dağıtılmış yüksek yoğunluklu yayılı yükler olarak modellenebilir. Eğer tekil yük bir düğüm noktasına uygulanırsa sonsuz yerdeğiştirme ve gerilme değerleri hesaplanmaz. Bir tekil moment sadece öteleme serbestlik derecesine sahip bir düğüm noktasına uygulanamaz. Bu durumda tekil momentler eşlenik kuvvetler olarak temsil edilirler. Diğer yandan yayılı yükler düğüm noktalarına tekil yükler olarak uygulanırlar. Sınır koşulları yapıların mekaniğinde mesnet şartları olarak da isimlendirilmektedir. Sonlu eleman modellemelerin de sınır koşulları (mesnet şartları) sık sık yanlış veya eksik olarak tanımlanmaktadır. Modelleme de sınır koşullarına gerekli özen daima gösterilmelidir. Her ne kadar yapılan hata küçük gibi görülse de, sonuçlar üzerindeki etkisi oldukça

büyük olacaktır. Örneğin Şekil 4.8 de görülen ve iki ucu basit mesnetlenmiş kirişin sonlu elemanlar modelinde, elemanlar tarafsız ekseninden geçen çizgi üzerinde yer alırlar. Kiriş parçasının uçlarının yatay doğrultudaki hareketi sınırlandırıldığı için, kiriş bu doğrultuda zorlanmaya maruz kalacaktır. Bu nedenle kirişin sonlu eleman modelinin uçları düşey bağlantılarla A ve B noktalarına bağlanır.



Şekil 4.8. iki ucu basit mesnetli kiriş

Sonlu elemanlar modelinde aktif olmayan serbestlik dereceleri çözüm işleminden önce sınırlandırılmalıdır. Bu sınırlandırılması gereken serbestlik derecesi modelin sınırdaki veya başka bir bölgesinde olabilir. Örneğin düzlem elemanlar düğüm noktalarında düzlem içinde iki doğrultudaki ötelemeye karşı direnç gösterirler. Fakat genel amaçlı bir sonlu elemanlar programı her bir düğüm noktasına üçü öteleme ve diğer üçü de dönme olmak üzere altı serbestlik derecesi atayacaktır. Rijidlik matrisinde tekillikleri önlemek amacıyla düzlem elemanlar için her düğüm noktasındaki üç dönme serbestliği ve eleman düzlemine dik doğrultudaki öteleme serbestliği kısıtlanmalıdır. Çünkü seçilen eleman tipi bu serbestlik dereceleri için direnç gösteremeyeceğinden, rijidlik matrisinde tekillikler oluşacak, bu da denklemlerin çözümünü zorlaştıracak veya imkansız hale getirecektir. Doğru bir modelleme için düzlem elemanların her bir düğüm noktası için üç serbestlik derecesi atanır. Sınır koşulları için ise yine sınırdaki yer alan düğüm noktaları için bu serbestlik derecelerinden bazılarının kısıtlanması gerekebilir. Bazı durumlarda gerçek problem için sınır koşulları net olarak anlaşılır olmayabilir. Böyle durumlar için çözümün üst ve alt sınırlarını iki ayrı analizle saptamak fiziksel olarak daha anlamlı olabilir. Örneğin iki ucundan mesnetlenmiş uniform yüklü bir kirişin uçları dönmeye belli olmayan bir dereceye kadar kısıtlanmış olabilir. Böyle bir durum için kirişin uçları bir çözüm için basit mesnetli olarak kabul edilir, diğer bir analiz içinse tamamıyla tespit edilmiş olarak kabul edilerek problem çözülür: İki analizden elde edilen değerler aslında gerçek problem için alt ve üst sınırları göstermektedir (Anonim 2006c).

4.2.9 Önemli Noktalar ve Ayrıklaştırma

Bir problemin sonlu elemanlar metoduyla çözümü için kaç adet eleman gereklidir? Böyle bir soruya cevap aramak için aynı problemi iki farklı modelle ayrı ayrı analiz etmek gerekir. İkinci analizde daha fazla sayıda eleman ile daha sık bir ağ kullanmamız gerekmektedir. İkinci sonlu eleman modeli daha küçük bir ayrıklaştırma hatası verecektir. Ayrıca gerçek fiziksel objenin geometrisi daha iyi modellenmiş olacaktır. Eğer iki analiz neticesinde bulunan sonuçlar arasında önemli bir fark yoksa, sonuçların yakınsanmış olduğu kabul edilmektedir.

Yazılımlarda genelde bir takım hatalar bulunabilir. Sonlu eleman paket programları oldukça büyük yazılımlar olup, devamlı düzeltmeler yapılmaktadır. Elde edilen hatalı sonuçlar için programı suçlamak kolay bir yol olmasına rağmen, hatalı sonuçlara genelde yanlış modellemeler neden olmaktadır. Doğru modelleme yapabilmek için ayrıklaştırma esnasında bir takım hususlara dikkat edilmesi gerekmektedir. Bu hususlar aşağıda sıralanmaya çalışılmıştır.

Sonlu elemanlar eleman ağının mümkün olduğu kadar düzgün olmasına dikkat edilmelidir. Fakat yüklemde ve yapının davranışında hızlı değişimlerin görüldüğü bölgelerde daha sık bir ağ yapısı için düzgünlüğün bozulmasına izin verilebilir. Dört kenarlı elemanların üçgen elemana göre bir çok avantajı olması nedeniyle, dört kenarlı elemanlar daima üçgen elemanlara tercih edilmelidir. Fakat geometrinin ve/veya yüklemenin üçgen eleman gerektirdiği durumlarda bu kural bozulabilir. Yerdeğiştirme analizi için gerilme analizinde kullanıldığı kadar sık ağ yapısına gerek yoktur. Geometride veya malzemede non-lineerliliği hesaba katan analizler için lineer analizlere kıyasla daha sık bir ağ yapısına ihtiyaç vardır. Titreşim modlarının hesabı doğal frekansların hesabına kıyasla daha sık ağ yapısı gerektirmektedir. Düğüm noktalarının numaralandırılması mümkün olduğu kadar büyük yerdeğiştirme bölgelerinden küçük yerdeğiştirme bölgelerine doğru yapılmalıdır. Fakat genelde sonlu eleman paket programlarında sonuçlar numaralandırmadan etkilenmezler. Eğrisel yüzeylerin düzlemsel elemanlar ile tarif edilmesi durumunda yüzey normali etrafındaki dönme serbestliği kaldırılmalıdır. Aksi takdirde kötü koşullu bir matrisle uğraşılması

gerekecektir. Elemanların kenar uzunluk oranları (aspect ratio) eleman tipleri arasında değişiklik gösterse de, uzunluk oranı yerdeğiştirme hesapları için 10'un altında, gerilme hesapları için ise 5'in altında kalmalıdır. Yüksek mertebeden elemanlar için ara düğüm noktalarının dağılımı mümkün olduğu kadar uniform olmalıdır.

Sonlu eleman hesaplarının ilk kontrolü için yüklerin, kuvvetlerin ve reaksiyonların dengesinin kontrol edilmesi tavsiye edilmektedir. Eğer analiz edilen yapı ve yükleme simetrik ise, hesaplamalarda bu avantaj kullanılmalıdır. Yani analiz için yapının yarısı veya dörtte biri modelleme için kullanılabilir. Fakat burkulma ve özdeğer problemlerinde dikkatli olunması gerekir. Çünkü anti-simetrik düğüm noktaları bu problemler için önemli olabilir. Yüksek frekanslı tepkisel değerlerin önemli olmadığı dinamik analizler için. Statik analizde kullanılan benzer bir ağ yapısı yeterli olacaktır. Transient dinamik analizlerde eleman boyu, zaman adımı, integrasyon metodu ve pulse süresi uyumlu olmalıdır. Yüksek uzunluk oranlı dörtgen elemanlar, büyük açılı üçgen eleman gibi elemanlardan mümkün olduğu kadar sakınılması gerekmektedir. Yakınsaklık analizinde orijinal mesh kullanılarak ağ sıkılaştırılmalıdır. Eğer farklı bir mesh kullanılırsa yakınsaklık analizine tekrar başlamak gerekecektir.

Yüksek ve düşük mertebeden elemanların birbirine bağlanması gerilmelerde düzensizliklere neden olacaktır. Eleman boyutlarında hızlı değerlikler mümkün olduğu kadar minimize edilmelidir. Anisotropik malzemeler için Poisson oranı açıkça tanımlanmalıdır. Ayrıca ν , E ve G değerlerinin teorik limitlerinin açılıp aşılmadığı kontrol edilmelidir. Kompleks yapıların sonlu elemanlar metoduyla analizinde, tüm yapı göreceli olarak kaba bir ağ yapısıyla analiz edilir. Bu analiz sonuçları yapı içinde detaylı bilgi sahibi olmak istediğimiz bölge için sınır koşulu olarak kullanılarak, bu bölge daha sıkı bir ağ yapısı ile analiz edilebilir (Anonim 2006d).

4.2.10. Implicit ve Explicit Zaman İntegrasyonu Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Zamana bağlı dinamik analizlerin çözümünde hem kapalı ve hem de açık zaman integrasyonu metodları kullanılabilir. Bu metodlar arasındaki farklar özetle şöyledir:

Çizelge 4.1. Kapalı ve Açık Zaman İntegrasyonlarının Karşılaştırılması

Kapalı Zaman İntegrasyonu	Açık Zaman İntegrasyonu
Matrisin tersini almak gerekir.	Matrisin tersini almak gerekmez.
Ortalama ivme ve yer değiştirmeler $t+\Delta t$ zamanında hesaplanır: $\{u_{t+\Delta t}\} = [K]^{-1} \{F_{t+\Delta t}^a\}$	Merkezi farklar metodu kullanılarak ivmeler t zamanında hesaplanır: $\{a_t\} = [M]^{-1} ([F_t^{ext}] - [F_t^{int}])$ ki buradan hızlar ve yer değiştirmeler $\{v_{t+\Delta t/2}\} = \{v_{t-\Delta t/2}\} + \{a_t\} \Delta t_t$ $\{u_{t+\Delta t}\} = \{u_t\} + \{v_{t+\Delta t/2}\} \Delta t_{t+\Delta t/2}$ olur ki burada, $\Delta t_{t+\Delta t/2} = 0.5(\Delta t_t + \Delta t_{t+\Delta t})$ ve $\Delta t_{t-\Delta t/2} = 0.5(\Delta t_t - \Delta t_{t+\Delta t})$
Doğrusal olmayan bağıntılar dengeleme için iteratif çözüm gerektirir (yakınsama problemleri vardır).	Doğrusal olmayan problemleri rahatlıkla çözebilir (yakınsama problemleri yoktur).
İntegrasyon zaman adımı Δt büyük tutulabilir ancak yakınsama problemleri göz önünde bulundurulmalıdır.	İntegrasyon zaman adımı Δt kritik zaman adımından küçük olmalıdır: $\Delta t \leq \Delta t^{crit} = \frac{2}{\omega_{max}}$
Δt 'nin küçük olmasını gerektiren durumlar dışında oldukça verimlidir.	İntegrasyon zaman adımı Δt küçük olmak durumundadır (genellikle 1×10^{-6} saniye civarındadır).
Genellikle atalet etkileri hesaba katılmaz.	Dalga yayılımı, şok yüklemeler, ve metal şekillendirme gibi yüksek dereceden doğrusal olmayan kısa süreli problemler için faydalıdır.

4.2.11 Açık Sonlu Elemanlar Metodu

Eksplisit dinamik sonlu elemanlar analizi, gerçek yapıların yavaş (quasi-statik) veya hızlı yüklemeler altında davranışının bilgisayar ortamında modellenmesinde son yıllarda yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Metot günümüzde Bilgisayar Destekli Tasarımın/Mühendisliğin (CAD/CAE) en önemli araçlarından birisidir. Bu metot sayesinde prototip geliştirme süreci bilgisayar ortamına taşınmakta, hızlanmakta ve maliyeti ise düşürülmektedir.

Esnek cisimlerin hareketi rijit cisimlerden farklı olarak cisim içinde noktadan noktaya değişebilmektedir. Bu tür cisimlerin her bir noktasındaki hareketi/davranışı diferansiyel denklemlerle tanımlanır. Cisim içindeki herhangi bir nokta, sonsuz küçüklükte bir küp olarak düşünülüp bu küpün yükleme altında dengesi kullanılarak noktanın diferansiyel

hareket denklemi çıkarılabilmektedir. Aşağıda elde edilen hareket denklemi ve sınır şartları tensörel notasyonda gösterilmektedir:

$$\sigma_{ij,j} + \rho b_i - \rho \ddot{x}_i = 0 \quad \left. \begin{array}{l} \text{Cismin } V \text{ hacmi} \\ \text{üzerinde} \end{array} \right| \quad (4.8)$$

$$\sigma_{ij} n_j = T_i \quad \left. \begin{array}{l} \text{Zorlama} \\ \text{yüzeyi üzerinde} \end{array} \right| \quad \text{St} \quad (4.9)$$

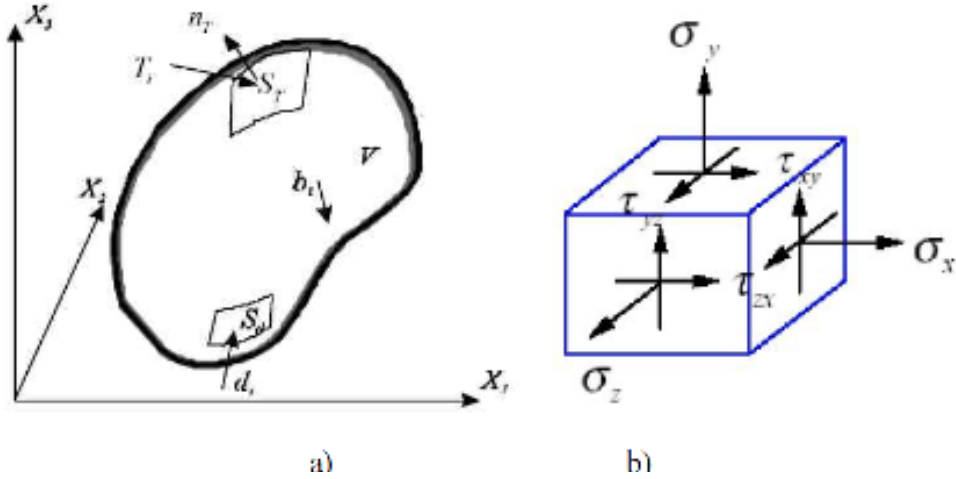
$$x_i = d_i \quad \left. \begin{array}{l} \text{Yer} \\ \text{Sd üzerinde} \end{array} \right| \text{değiştirme} \quad (4.10)$$

σ_{ij} : Cauchy gerilme tensörünü,

ρ : malzemenin o anki yoğunluğunu,

\mathbf{n}_j S_T : zorlama yüzeyine normal doğrultuda olan birim dış vektörü ifade eder.

(4.8.) hareketin güçlü (strong) formu da denir. Bu denklem sınır şartlarıyla birlikte cisim üzerindeki ve yüzeylerdeki her noktada sağlanmalıdır.



Şekil 4.9 a) Lagrange Uzayında Bulunan 3 Boyutlu Cisim, b) Cisim içindeki bir noktada gerilme durumu

4.3 HYPERMESH Yazılımı

Çalışmada, sonlu elemanlar modeli Hypermesh programında oluşturulmuş, analizler RADIOSS ve ABAQUS programlarında çözülmüştür. Yapısal optimizasyon çalışması ise OptiStruct programında yapılmıştır.

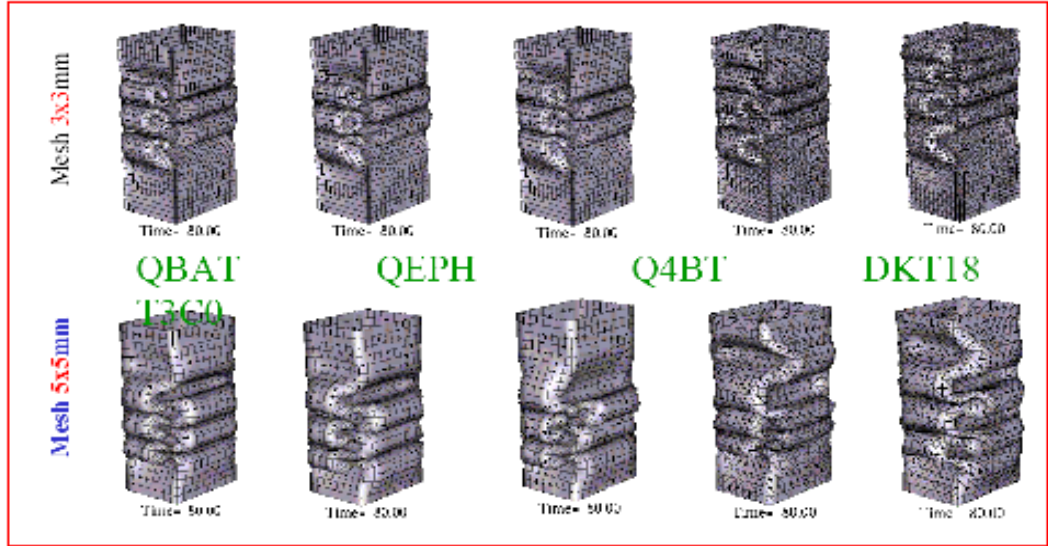
Altair HyperMesh en çok kullanılan sonlu eleman çözücülerini destekleyen, mühendislerin ürün tasarımlarını analiz etmelerine ,kolay ve hızlı bir şekilde olanak sağlayan yüksek performanslı sonlu eleman hazırlama programıdır.

HyperMesh'in kullanımı ve öğrenmesi kolay kullanıcı arayüzü ,desteklediği çok sayıdaki CAD geometri ve sonlu eleman model dosyaları işlerlik ve verimliliği artırmaktadır. Bu özellikler ; yüzey ve katı modellerin shell ve katı olarak meshlenmesi ,morphing teknolojisi ile yeni tasarım değişikliklerinin varolan mesh üzerinden update edilmesi , değişen kalınlığa sahip karmaşık modellerin arayüzeyinin (mid-surface) otomatik olarak oluşturulması. Otomatikleştirilmiş tetra ve hexa mesh özellikleri ile mesh oluşturma zamanının düşürülmesi ve batch mesh özelliği ile geometri temizliği yapılmadan minimum kullanıcı müdahalesi ile büyük boyutlardaki parçaların meshlenmesidir.

Hypermesh, tetra-mesh modülü güçlü AFRL algoritmasını kullanmaktadır. Kullanıcılar yapısal ve CFD uygulamaları için eleman growth opsiyonlarını kontrol edebilmektedirler (Anonim, 2008).

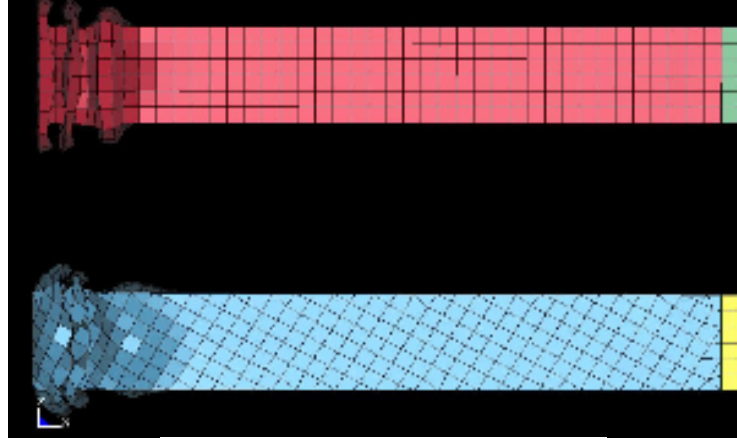
4.3.1. Ağ yapısının Oluşturulmasında Genel Kriterler

Mesh üretme fiziksel bir tanım aralığını daha küçük tanım aralıklarına (elemanlara) bölme işlemi olarak tanımlanabilmektedir. Burada amaç bir diferansiyel denklemin çözümünü kolaylaştırmaktır. Bundan dolayı sonlu elemanlar yönteminde elde edilecek sonuçların yaklaşım doğruluğu, ağ içersinde kullanılan eleman tipine ve eleman sayısına bağlıdır. Buna örnek olarak aşağıdaki şekillerde çarpışma analizinde kullanılan bir profilin , aynı analize tabii tutulmasına karşın farklı mesh tipleri ve boyutlarındaki yakınsamaları görülmektedir.



Şekil 4.10. Farklı Ağ Yapılarının Deformasyon Şekilleri

Şekillerde de görüldüğü üzere farklı eleman tipleri ve boyutları ,analiz sonuçlarını etkilemektedir. Quadrilateral ve hexahedral şeklindeki elemanların üçgen ve tetrahedral şekilli elemanlara göre daha iyi performansa sahip oldukları bilinmektedir (Aynı serbestlik derecesine sahip olduklarında). Ayrıca hexahedral şekilli elemanların kullanılması eleman sayısını önemli miktarda düşürebilmektedir. Bu düşüş sonucunda da analiz zamanı ve analiz sonrası işlem zamanı düşmektedir. Bunlara ek olarak lineer-olmayan sistemler için ve elemanların dizilişinin fiziksel olarak önemli olduğu yerlerde hexahedral ve quadrilateral şekilli elemanların kullanımı daha uygun olmaktadır. Bundan dolayı çalışmada ağırlık olarak quadrilateral ve hexahedral elemanlar kullanılmıştır. Aslında çarpışma analizlerinde hexahedral ve quadrilateral elemanların kullanmanın gerekliliğinin yanı sıra asıl önemli olan elemanların model üzerindeki dizilişleridir. Analiz sonuçlarının gerçekçi olması için ortogonal diziliş tercih edilmelidir. Aşağıdaki örnek şekilde ortogonal dizilişin önemi görülmektedir.



Şekil 4.11. Farklı Ağ Yapıları

Sonlu elemanlar yöntemi yaklaşık çözümler üreten bir metottur. Eleman sayısı artırılarak, eleman tipi değiştirilerek, mesh üretim yöntemi değiştirilerek veya mesh üzerinde manuel olarak oynanarak çözüm tekrarlanabilmektedir. Böylece sonuçlar arasındaki fark ta gözlenebilmektedir.

Bir çok uygulama mesh üretimi için aşağıdan-yukarıya doğru bir yaklaşım kullanmaktadır. Bu yaklaşımda önce noktalar meshlenir daha sonra sırasıyla eğriler, yüzeyler ve son olarak hacimler meshlenir. Bu uygulamada bir sonraki mesh üretme işlemi girdi olarak bir önceki mesh üretme işlemi esas almaktadır. Mesela en önce düğümler geometrideki bütün noktalara yerleştirilmektedir. Bu düğümler daha sonra geometrik eğriler boyunca dağıtılmaktadır. Eğri meshleme işleminin sonucu yüzeysel mesh üretme algoritması için girdi oluşturulmaktadır. Burada eğriler kümesi kapalı yüzey kümeleri tanımlamaktadır. Yüzeyi daha uygun şekilli üçgenlere veya kuartilateral'lara dönüştürmek mesh üretme işleminin diğer bir adımıdır. En son olarak, eğer geometrik tanım aralığı olarak hacimsel bir model gerekiyorsa, kapalı bir hacim tanımlayan mesh'lenmiş bir alanlar kümesi, tetrahedra, hexaheadra veya karışık elemanların otomatik olarak oluşturulması için hacimsel mesh üretici algoritmaya girdi olarak verilmektedir.

Modele mesh üretirken, yakınsamanın yüksek olabilmesi ve analizin doğru sonuç verebilmesi için ek olarak aşağıdaki hususlar dikkate alınmıştır:

- Meshlemenin üniform dağılımı.
- Eğrisel Yüzeylerde eleman seçimine dikkat edilmesi.
- Yapının durumuna göre simetriden yararlanılması.

4.3.2 Eleman Kontrolleri

Elemanlar kontrolleri Hypermesh programı içindeki “Check elems” panelinde yapılmaktadır. Mekanizma braket ve kızak modelindeki elemanlarda kontrol edilen kriterler şunlardır :

- Aspect Ratio (basıklık oranı)
- Chordal Deviation (doğruluk faktörü)
- Length (min.)
- Skew angles
- Warpage
- Connectivity
- Duplicates

4.4 RADIOSS yazılımı

RADIOSS lineer, non-lineer implisit ve eksplisit simülasyonlar yapabilen eleman çözücüsüdür. RADIOSS programı ile; yapıların, akışkanların, akışkan-katı etkileşiminin, saç metal şekillendirmenin ve mekanik sistemlerin simülasyonları gerçekleştirebilmektedir. Bu güçlü , multi-disiplinli çözümler üreticilerin dayanıklılık, gürültü ve titreşim performansı, crashworthiness, güvenlik ve üretilebilirliğini en üst düzeye çıkarmalarına imkan tanımaktadır.

RADIOSS'la gerçekleştirilen analiz türleri:

- Lineer Statik Analiz
- Non-lineer explicit dinamik analiz
- Non-lineer implicit quasi-static analiz
- Doğal frekans analizi
- Lineer burulma (buckling) analizi

- Complex Eigenvalue analiz
- Frekans cevap analizi (Frequency response analysis)(direkt ve modal)
- Random cevap analizi (Random response analysis)
- Lineer transient cevap analizi (direkt ve modal)
- Lineer akışkan-katı (akustik) analizi
- Statik analizle birleştirilmiş lineer steady-state ısı transferi analizi
- Yorulma analizi (stress-life / strain-life)
- Sub-structuring, CMS
- Explicit ALE (Arbitrary Euler-Lagrangian) formülasyonu
- Explicit Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)
- Smooth Particle Hydrodynamics (SPH)

One-step ve incremental saç metal şekillendirme analizi

4.5. ABAQUS yazılımı

ABAQUS Standard, ABAQUS Explicit ve ABAQUS CAE olmak üzere üç temel bölüme ayrılmıştır.

Abaqus/Standard; statik, dinamik, ısı transferi, akustik ve bunların bağlaşımlı (çift-etkili) çözümlenmeleri için geliştirilmiş, geniş ve gelişmiş eleman, malzeme ve temas modelleme kabiliyetine sahip güçlü ve güvenilir bir kapalı (implicit) sonlu elemanlar çözücüsüdür. Abaqus/Standard ayrıca plastik enjeksiyon kalıp çözümlenmeleri için ilgili yazılımlarla sonuç alış verişi yapabilmektedir. Abaqus/Explicit; zamana bağlı dinamik ve sanki-statik problemlerin modellenmesi ve çözümlenmesi için geliştirilmiş açık (explicit) bir SE çözücüsüdür. Düşürme testi benzetimleri, çarpışma (kaza) ve ürün benzetimleri gibi yüksek derecede doğrusalsızlığın bulunduğu devinim problemlerinin çözümü için uygundur. Mevcut yazılımlar arasındaki en kararlı ve güvenilir, tam ve yarı otomatik temas modelleme kabiliyetine sahiptir. Gelişmiş malzeme modellerine ve yüksek paralel işlem başarımına sahiptir. Abaqus/CAE, Yukarıda bahsedilen Abaqus çözücülerini için tümünden bir kullanıcı ara yüzü ortamı sağlar. Günümüz kullanıcı ve bilgisayar ihtiyaçlarına yönelik olarak geliştirilmiş bir sonlu elemanlar Ön/Son (Pre&Post) yazılımıdır. Diğer çağdaş CAD yazılımlarında olduğu gibi unsur tabanlı değiştirgeçli (parametrik) modelleme kabiliyetine sahiptir. Doğrudan ve dolaylı

yollardan dışarıdan geometri okunabilmekte ve sadeleştirilebilmektedir (defeaturing). Abaqus çözüm sonuçlarının değerlendirilmesi veya son işlemi Abaqus/CAE ile yapılmaktadır. Çok büyük çözüm dosyaları (>3Gb), pahalı grafik kartlarını ihtiyaç duyulmadan çok hızlı bir şekilde okunabilmekte, model rahatlıkla döndürülebilmektedir.

4.6. OPTISTRUCT yazılımı

Optistruct, mevcut veya konsept aşamasındaki tasarımların ağırlıklarının azaltılmasına, şekil optimizasyonlarının yapılmasına, doğal frekansların ötelenmesine (üretim metodlarını dikkate alarak) imkan tanıyan optimizasyon çözücüsüdür.

OptiStruct mekanik yapıları tasarlamak, değerlendirmek ve performanslarını arttırmak için kullanılmaktadır. OptiStruct yazılımı ,klasik sonlu elemanlar çözücülerinden farklı olarak tüm tasarım işleminde daha iyi ve yeni çözümler sunmaktadır. Güçlü optimizasyon özellikleri; tasarımı kolay, güvenilir ve doğru oluşturulması için lineer statik, buckling ve frekans analizi gibi popüler analiz tipleri ile entegre olarak çalışabilmektedir. OptiStruct üretim şartlarını göz önünde tutarak tasarım sürecinin başında ihtiyaçları karşılayan bir tasarımı sunmaktadır.

OptiStruct tasarım işlemi öncesinde daha net tasarım yolu göstererek ürün geliştirme zamanının azaltılmasını ve maliyetinin düşürülmesini sağlamaktadır.

OptiStruct'in tasarım sentez yaklaşımı, CAE uygulamalarındaki tasarım değişiklik sayısını azaltmaktadır. Optistruct programı ile topoloji optimizasyonu, topografya optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve boyut optimizasyonu çalışmaları yapılabilmektedir.

5. OPTİMİZASYON

5.1 Optimizasyon Kavramı

Optimizasyon, insanlığın mükemmellik için duyduğu istekle ilgili bir kavramdır. Optimizasyon işlemi farklı alanlarda, farklı formlar alır. Günlük yaşamda yapılan aktivitelerin çoğunluğunun temelinde optimizasyon vardır. Optimizasyon; daha hızlı bir yarış çıkarmak, bir tartışmayı kazanmak, karlılığı arttırmak, daha iyisini yapmak veya daha iyi olmak anlamına gelir. Mühendislikte ise, mevcut kaynaklarla mümkün olabilecek en kaliteli, en iyi ürünü tasarlamayı ve üretmeyi hedeflemektir. Bunun için, tasarım yaparken istenilen sonuçları sağlayacak araçlar kullanılır.

Sayısal optimizasyon metodları, tasarım işlemi için hesaplamalı araçlardır ve önceleri tecrübeye veya içgüdüye dayanarak verilen kararlara daha düzenli yaklaşımlar getirmeyi sağlar. Tasarım optimizasyonu çalışırken, analiz ile tasarımı ayırt etmek gerekir. Analiz, belirli bir sistemin çevresine veya koşullara verdiği cevaptır. Bir yapıda uygulanan yüklerden kaynaklanan gerilmelerin hesaplanması analiz olarak adlandırılır. Tasarım ise sistemi belirlemenin gerçek işlemidir. Örneğin, öngörülen yükleri taşıyacak elemanların boyutunun belirlenmesi ve tasarım alanı içerisinde yerleşimi, yapısal tasarım olarak adlandırılır. Analiz, tasarımın yeterliliğini kontrol etmek için kullanılan, tasarımın alt problemidir.

Tasarım, amaç fonksiyonu olarak tanımlanabilecek bazı parametrelerin maksimum veya minimumunun bulunması olarak tanımlanabilir. Ayrıca tasarımın kabul edilebilir olması için, kısıt olarak adlandırılan bazı gereksinimleri sağlaması gerekir.

Örnek olarak, içten yanmalı bir motor tasarımını ele alalım ve tasarımın amacı yanmanın verimliliğini maksimum yapmak olsun. Ayrıca, motorun belirli bir güçte olması ve egzoz gazındaki karbondioksit oranının miktarının belirli bir değerin altında olmasını istensin. Burada güç gereksinimi ve kirletme limiti tasarım üzerindeki kısıtlardır.

Tasarım amacını gerçekleştirmek için çeşitli metodlar kullanılabilir. Bir yaklaşım, deneyler yardımıyla imal edilen motorların test edilmesi ve geliştirilmesidir. Bu çok pahalı bir yöntemdir. İkinci bir yöntem, tasarım işlemini analitik olarak tanımlamak ve çözümü diferansiyel cebir veya varyasyonel cebir ile elde etmektir.

Gerçekte tasarım probleminin çok karmaşık olması nedeniyle doğrudan analitik çözümü elde edecek uygulamalar nadir olarak kullanılır. Günümüzde bilgisayar kodları yardımıyla tasarımı analiz etmek ve sonuçları değerlendirmek mümkündür. Örneğin, verilen sıkıştırma oranını, yakıt-hava karışımını, stroğu, silindir çapı ve diğer parametreleri kullanarak çıkan gücü ve kirlilik emisyon oranını hesaplayan bir program geliştirilebilir. Tasarım değişkenlerini değiştirerek ve programı tekrar çalıştırarak kabul edilebilir bir tasarım elde edilebilir.

5.2 Optimizasyon Probleminin Tanımı

Optimizasyon, belirli kısıtlar dahilinde tanımlanan bir amaç fonksiyonunun değerini minimum veya maksimum yapma işlemidir. Doğrusal olmayan bir optimizasyon problemi matematiksel olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$F(X) \quad \text{Amaç fonksiyonu} \quad (5.1)$$

Tasarım kısıtları:

$$g_j(X) \leq 0 \quad j = 1, m \quad \text{eşitsizlik kısıtları} \quad (5.2)$$

$$h_k(X) = 0 \quad k = 1, l \quad \text{eşitlik kısıtları} \quad (5.3)$$

$$X_i^l \leq X \leq X_i^u \quad i = 1, n \quad \text{yan kısıtlar} \quad (5.4)$$

Tasarım değişkenleri;

$$\mathbf{X} = \left\{ \begin{array}{c} X_1 \\ X_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ X_n \end{array} \right\} \quad (5.5)$$

Yan kısıt fonksiyonları, tasarım değişkenleri \mathbf{X} üzerinde sınır tanımlamaya yarar. Eğer eşitlik kısıtları $h(X)$, X' in açık fonksiyonları ise tasarım değişkenlerinin sayısını azaltmak için kullanılabilir.

Amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonları, X ' in açık ve kapalı fonksiyonları olabilecekleri gibi doğrusal veya doğrusal olmayan fonksiyonları da olabilirler. Eğer amaç fonksiyonu maksimum yapılmak istenirse, $g(X)$ sifıra eşit veya sıfırdan büyük tanımlanır veya $F(X)$ ' in başına (-) işareti getirilir. Kısıt sınırlarının içerisinde kalan tasarım alanı uygulanabilir olarak adlandırılır (Vanderplaats, G. N 1984).

5.3 İteratif Prosedür

Çoğu optimizasyon algoritmasında başlangıç tasarım değişkenleri (X^0) tanımlamak gerekir. Bu değerler başlangıç noktası olarak kullanılarak iterasyon yapılır ve her adımda tasarım yenilenir. İteratif prosedürün en genel formu (5.6) denklemindeki gibidir.

$$X^q = X^{q-1} + \alpha^* \cdot S^q \quad (5.6)$$

q = iterasyon sayısı.

S = tasarım alanı içerisinde vektörel araştırma yönü.

α^* = S araştırma yönü üzerindeki hareket miktarını gösteren sıklıkla bir büyüklük.

Küçük bir ilerlemenin herhangi bir sınırı ihlal etmeden amaç fonksiyonunda azalma sağladığı sürece S ' in seçimi isteğe bağlıdır. Bu da, S vektörünün yaklaşık olarak $\nabla F(X)$ ' in negatifi olduğu anlamına gelir.

(5.6) denklemini esas alan doğrusal olmayan optimizasyon algoritmaları iki temel kısma ayrılabilir.

1. Araştırma yönü S ' in belirlenmesi
2. S yönündeki hareket miktarı α^* ' nın belirlenmesi.

α^* ' yı belirlemek için α ' nın önerilen birkaç değeri kullanılarak sayısal interpolasyon yapılır. Bu işlem herhangi bir sınırı ihlal etmeden araştırma yönünde $F(X)$ ' in bulunmasını sağlar. Böylece, n değişkenli problem, α ' ya bağlı tek değişkenli bir probleme indirgenir.

Başlangıçta belirlenen araştırma yönü ve ilerleme miktarına göre basit bir iterasyon işlemi aşağıda verilmiştir.

$$S^1 = \begin{Bmatrix} -1.0 \\ -0.5 \end{Bmatrix}, \text{ başlangıçtaki araştırma yönü}$$

$$\alpha = 0, \quad X = \begin{Bmatrix} 2.0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} \Rightarrow F(X) = 10.0, \quad g(x) = -1.0$$

$$\alpha = 1.0 \quad X = \begin{Bmatrix} 2.0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + 1.0 \begin{Bmatrix} -1.0 \\ -0.5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1.0 \\ 0.5 \end{Bmatrix} \Rightarrow F(X) = 8.4, \quad g(x) = -0.2$$

$$\alpha = 1.5 \quad X = \begin{Bmatrix} 2.0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + 1.5 \begin{Bmatrix} -1.0 \\ -0.5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.5 \\ 0.25 \end{Bmatrix} \Rightarrow F(X) = 7.6, \quad g(x) = 0.2$$

α 'nın son değeri 1.5 için $g(x) > 0.0$ olduğundan sınır ihlal edilir ve buradan adımın küçültülmesi gerektiği anlaşılır. Son iki α değerini kullanarak, $\alpha = 1.0$ ve $\alpha = 1.5$, interpolasyon yapılır ve $g(x) = 0.0$ ' ı sağlayan α değeri bulunur.

$$\frac{g(X_1) - g(X_2)}{\alpha_1 - \alpha_2} = \frac{g(0) - g(X_2)}{\alpha - \alpha_2} \Rightarrow \frac{-0.2 - 0.2}{1.0 - 1.5} = \frac{0 - 0.2}{\alpha - 1.5} \Rightarrow \alpha = 1.25$$

$$\alpha^* = 1.25 \quad X^* = \begin{Bmatrix} 2.0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + 1.25 \begin{Bmatrix} -1.0 \\ -0.5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.750 \\ 0.375 \end{Bmatrix} \Rightarrow F(X) = 8.0, \quad g(x) = 0.0$$

5.4 Kısıtlı Olmayan Optimizasyon Problemi

Optimizasyon probleminde herhangi bir sınırlama yoksa $F(X)$ ' i minimum yapabilmek için gradyan $\nabla F(X)$ 'in sıfıra eşitlenmesi gerekir. Bu koşul gerekli, fakat optimumu garanti eden yeterli bir koşul değildir. Ayrıca, tek değişkenli bir fonksiyonun minimum olabilmesi için fonksiyonun bağımsız değişkene göre ikinci türevi pozitif olmalıdır.

$$\nabla F(X) = \begin{bmatrix} \partial F(X)/\partial X_1 \\ \partial F(X)/\partial X_2 \\ \vdots \\ \partial F(X)/\partial X_n \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

Amaç fonksiyonunun ikinci kısmi türevlerinin oluşturduğu matrise, *Hessian* matrisi denir. Eğer gradyan sifıra eşitse ve Hessian matrisi verilen bir X değeri için pozitif tanımlıysa, tasarımın en azından bir yerel minimuma sahip olduğu anlaşılır. Fakat global minimuma sahip olduğu garanti edilemez. Eğer Hessian matrisi bütün X değerleri için pozitif tanıma sahipse tasarımın global minimuma sahip olduğu garanti edilir. Pozitif tanımlılık, matrisin bütün öz değerlerinin pozitif olması anlamına gelir (Kreyszig, E 1993)

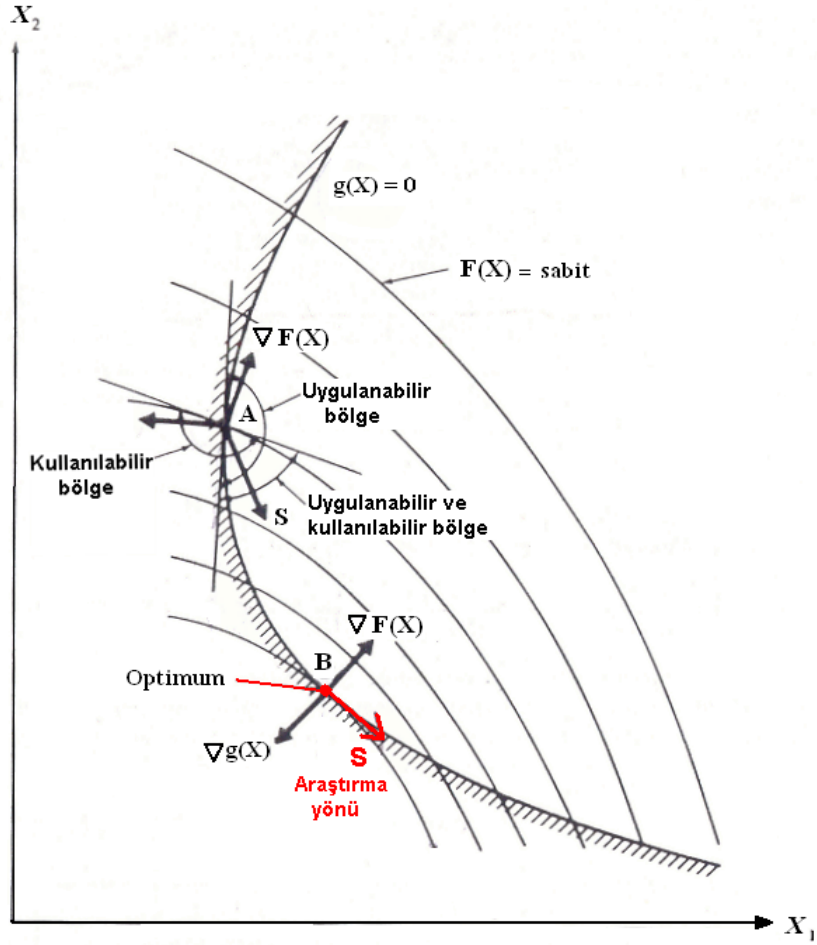
$$H = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_1^2} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_1 \partial X_2} & \cdots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_1 \partial X_n} \\ \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_2 \partial X_1} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_2^2} & \cdots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_2 \partial X_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_n \partial X_1} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_n \partial X_2} & \cdots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_n^2} \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

Tutarlı bir optimum noktasının elde edilip edilmediğini görmek ve bu noktanın tasarım için doğru minimum olduğunu garanti etmek için tasarım işlemine farklı başlangıç noktalarından başlanmalıdır.

5.5 Kısıtlı Optimizasyon Problemi

Tasarım üzerinde sınırlamalar mevcut ise optimuma ulaşmak için amaç fonksiyonunun gradyanının sifıra eşit olması zorunluluğu ortadan kalkar.

Amaç fonksiyonunu aktif tasarım sınırlarını ihlal etmeden azaltabilecek kullanılabilir bir yön belirlenmelidir. Seçilen bir A noktasında amaç fonksiyonunun sabit değerine çizilecek teğet bir çizgi, kullanılabilir yönlerin sınırını belirler. (Şekil 3.1). Bu çizginin amaç fonksiyonu azaltacak bir tarafı kullanılabilir bölgedir. Kullanılabilir bölge içerisinde seçilen herhangi bir S yön vektörü ile amaç fonksiyonunun gradyanı skaler çarpılırsa sonuç sıfır veya negatif değerler alır ($S \cdot \nabla F(X) \leq 0$). Diğer bir ifadeyle, bu iki vektör arasındaki açı 90^0 ile 270^0 arasında olmalıdır.



Şekil 5.1 Uygulanabilir ve kullanılabilir bölgeler.

Benzer şekilde A noktasında, kısıt fonksiyonuna çizilen teğet bir çizgi uygulanabilir bölgenin sınırlarını tayin eder. Bu bölgesi içerisinde seçilen bir yön üzerinde küçük ilerlemeler kısıt fonksiyonunu ihlal etmiyor ise, yön vektörü S uygulanabilir olarak adlandırılır. Bu durumda, S vektörü ile kısıt fonksiyonunun gradyanının skalar çarpımı sıfıra eşit veya sıfırdan küçük olur ($S \cdot \nabla g(X) \leq 0$). Dolayısı ile iki vektör arasındaki açı 90° ile 270° arasında olmalıdır.

İki değişkene ve bir kısıta sahip tasarım problemi ele alındığında, başlangıçta sabit değerli bir kısıt fonksiyonu tanımlanır. Optimizasyon esnasında kısıt fonksiyonunu ihlal etmeyecek ve amaç fonksiyonunu sağlayacak tasarım değişkenlerine ulaşılmaya çalışılır. Amaç fonksiyonu son değerini sınır fonksiyonuna göre alır.

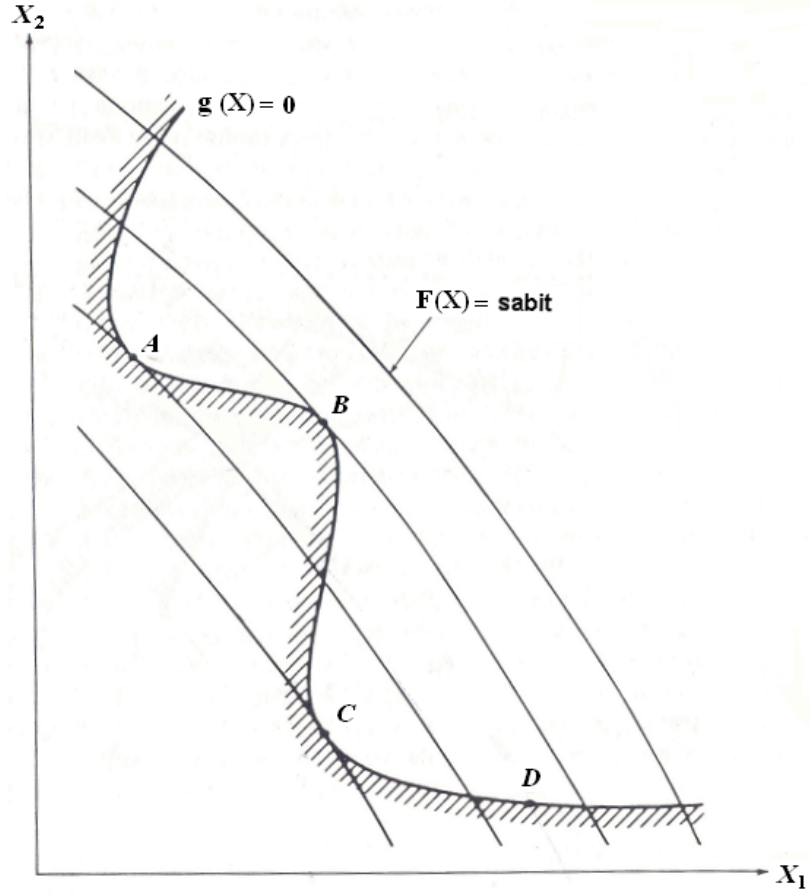
Bu problem için optimum tasarımı gösteren B noktası ele alındığında amaç fonksiyonunun gradyanı ile kısıt fonksiyonunun gradyanının birbirlerine göre ters

yönlerde oldukları görülür (Şekil 5.1). S vektörü hem amaç fonksiyonuna hem de kısıt fonksiyonuna teğet olmalıdır. Bu durum matematiksel olarak şu şekilde ifade edilir;

$$\nabla F(X) + \sum_{j=1}^m \lambda_j \nabla g_j(X) + \sum_{k=1}^l \lambda_{m+k} \nabla h_k(X) = 0 \quad (5.9)$$

$$\lambda_j \geq 0, \lambda_{m+k} \text{ (-) veya (+) olabilir} \quad (5.10)$$

Denklem (5.9), bir tasarımın kısıtlı optimum olması için gerekli bir koşuldur, fakat yeterli değildir. Şekil 5.2' de görüldüğü gibi A, B ve C noktalarının her biri denklem (5.9)' u sağlamaktadır fakat sadece C global optimumdur.



Şekil 5.2 Kısıtlı bir fonksiyonun göreceli optimumu.

5.6 Kuhn-Tucker Koşulları

Denklem (3.9) kısıtlı optimumluk için gerekli üç koşuldan birisidir. Bunlar Kuhn-Tucker koşulları olarak isimlendirilir. Eğer X^* vektörü optimum tasarımı tanımlıyorsa aşağıda verilen her üç koşulda sağlanmalıdır.

$$1. \quad X^* \text{ uygulanabilir olmalıdır.} \quad (5.11)$$

$$2. \quad \lambda_j \nabla g_j(X^*) = 0 \quad j = 1, m \quad \lambda_j \geq 0 \quad (5.12)$$

$$3. \quad \nabla F(X^*) + \sum_{j=1}^m \lambda_j \nabla g_j(X^*) + \sum_{k=1}^l \lambda_{m+k} \nabla h_k(X^*) = 0 \quad (5.13)$$

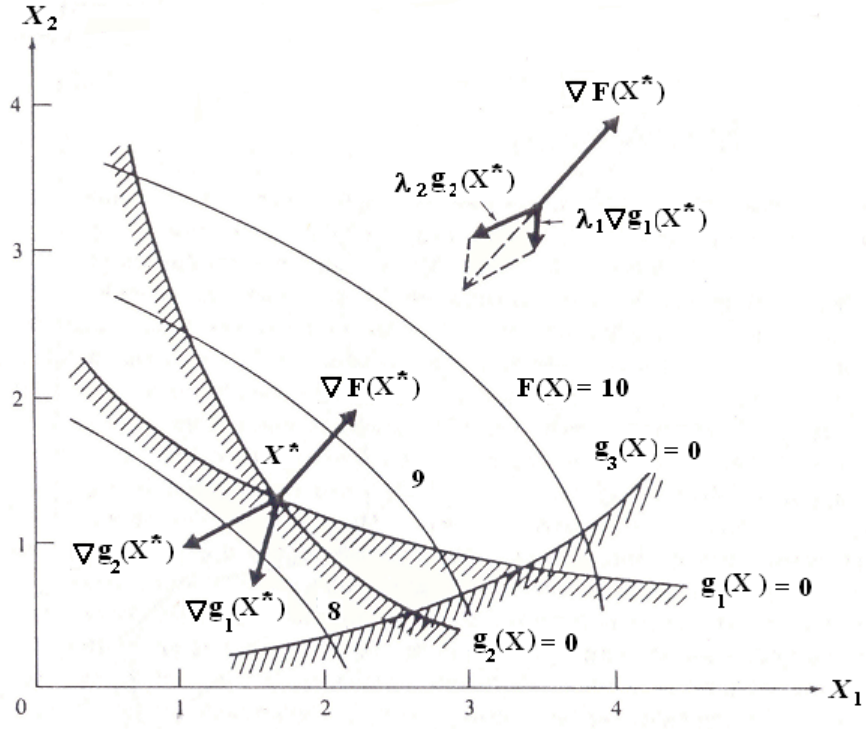
$$\lambda_j \geq 0, \quad \lambda_{m+k} \text{ işaret sınırlaması yok.}$$

(3.11) denklemi, optimum tasarımın bütün kısıtları sağlaması gerektiğinin açık ifadesidir. (3.12) denkleme göre, $g_j(X)$ ' in tam olarak sağlanmaması durumunda [$g_j(X) < 0$ olması durumu], ilgili Lagrange çarpanı $\lambda_j = 0$ olmalıdır.

Kuhn-Tucker koşullarının geometrik anlamı ve önemi, iki değişkenli ve üç kısıt denklemlerle bir optimizasyon problemine ait Şekil 5.3 incelendiğinde daha iyi anlaşılabilir. Optimum noktada $g_3(X^*)$ kritik değildir ve (5.12) denkleme göre $\lambda_3 = 0$ olmalıdır. (5.13) eşitliği, her bir kritik kısıtın ($g_1(X^*)$ ve $g_2(X^*)$) ilgili Lagrange çarpanı ile çarpıldıklarında oluşan bileşke vektörün, amaç fonksiyonun gradyanının tersine eşit olması gerektiğini ifade eder.

$$\nabla F(X^*) + \lambda_1 \nabla g_1(X^*) + \lambda_2 \nabla g_2(X^*) = 0 \quad \lambda_1 \geq 0, \quad \lambda_2 \geq 0 \quad (5.14)$$

$g_1(X^*) = 0$ ve $g_2(X^*) = 0$ olduğundan, kısıtlara uygun olarak 2. Kuhn-Tucker koşulu sağlanır. Ayrıca, Şekil 5.3' de görüldüğü gibi X^* uygulanabilirdir ve gerekli Kuhn-Tucker koşullarından her biri sağlanmaktadır.



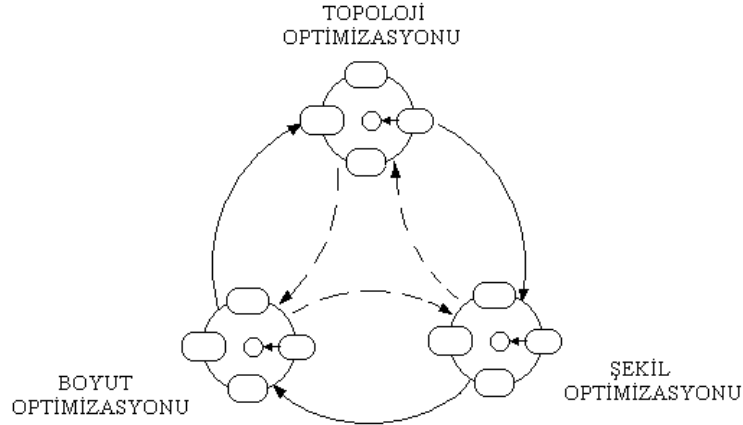
Şekil 5.3 Kuhn-Tucker koşullarının geometrik yorumu.

6. YAPISAL OPTİMİZASYON

Genel olarak yapısal optimizasyon problemi üç kısma ayrılabilir; boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu. Literatürde bilinen en eski yapısal optimizasyon metodu boyut optimizasyonudur (parametrik optimizasyon diye de adlandırılabilir). Ardından şekil optimizasyonu gelir ve en yeni olan topoloji optimizasyonudur.

Komple yapısal optimizasyon işlemi, verilen bir tasarım topolojisinden başlar. Malzeme dağılımı veya sınırların şekli, çeşitli kısıtlar altında optimumu yakalamak için değişir. Tasarım işlemi üç aşamalı olarak uygulanır (Şekil 6.1).

- 1- Mevcut metodlarla optimum başlangıç topolojisi oluşturulur.
- 2- Bu topoloji bilgisayar görüntüleme teknikleri yardımıyla işlenir ve tasarımlara dönüştürülür.
- 3- Daha sonra şekil optimizasyonu uygulanarak yapının dış hatlarına ve deliklerine düzgün bir şekil verilir ve eğer gerekli ise boyut optimizasyonu ile yapının son boyutları belirlenir.



Şekil 6. 1 Genel yapısal tasarım optimizasyonu döngüsü

Boyut ve şekil optimizasyon metodlarının dezavantajı veya sınırlayıcı özelliği, tasarım topolojisinin sabit kabul edilmesidir.

6.1 Boyut Optimizasyonu

Konfigürasyonu önceden tanımlanmış bir yapı üzerinde uygulanır. Örneğin, saçlarda kalınlık, kirişlerde kesit alanı ve uzunluk gibi boyutların optimum kombinasyonunu

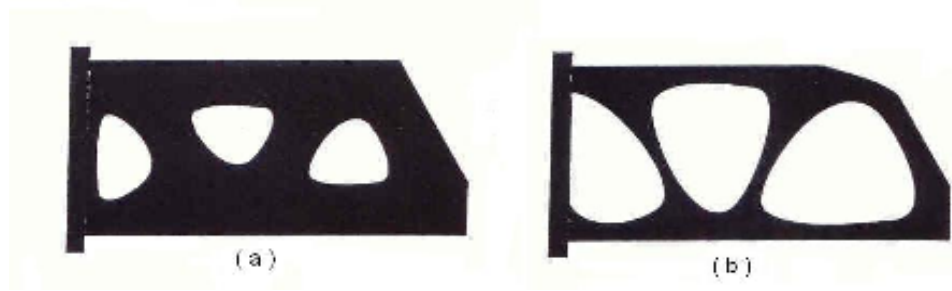
araştırır. Yapının sınırlarının veya yapı içinde yer alan deliklerin geometrisinin tekrar tanımlanmasına olanak sağlamaz. Önceden belirlenmiş geometriden en iyi tasarımı elde etmeye çalışır.

6.2 Şekil Optimizasyonu

Şekil optimizasyonu yapının dış sınırlarını ve deliklerinin geometrisini yani şeklini değiştirir. Yüzeyle üzerinde ve eğri hatlar üzerinde tanımlanabildiğinden boyut optimizasyonunun kapasitesinin genişletilmiş halidir. Bununla birlikte, boyut optimizasyonu gibi konfigürasyonu önceden belirlenmiş yapıları esas alır. Şekil 3.2’ de verilen kirişe şekil optimizasyonu uygulanmıştır.

6.3 Topoloji Optimizasyonu

Bir yapının topolojisi deliklerin sayısı, çubukların bağlantıları ve kirişlerin sayısı ile tanımlanır. Herhangi bir yapı, üzerindeki deliklerin sayısı aynı kalmak koşulu ile sadece deliklerin şekli değiştirilerek başka bir yapıya dönüştürüldüğünde bu iki yapı aynı topolojiye sahip olur (Anonim 1998). Şekil 6.2’ den de anlaşılacağı gibi a kirişi üzerinde yalnızca deliklerin şekli değiştirilerek b kirişi elde edilmiştir ve bu iki kirişin topolojisi aynıdır.



Şekil 6.2 Aynı topolojiye sahip yapılar.

Topolojinin, yani malzeme dağılımı ve geometrinin yapıların performansı üzerinde büyük etkisi vardır. Tasarım alanı içerisinde yer alacak elemanların yerleşimine veya yapının geometrisine karar verirken belirli sorular cevaplandırılmalıdır. Örneğin, kafes sisteminde kullanılan bir çubuğun veya yapı üzerindeki bir parçanın gerekli olup olmadığı, kafes sisteminde kullanılan çubukların sayısı ve bağlantılarının şekli, sürekli bir yapıda deliklerin sayısı v.b. Gelişmiş yapısal optimizasyon teknikleri kullanılmaya

başlanmadan önce bu sorular tasarımcının tecrübesinden ve içgüdüsünden yararlanarak çözümlenirdi.

Topoloji optimizasyonu, mümkün olabilecek bütün konfigürasyonları içeren ve kullanıcı tarafından tanımlanan konfigürasyon seti arasından, uygulanan yükleme ve sınır koşulları dahilinde en uygun konfigürasyona sahip yapıyı yaratmayı amaçlar. Topoloji optimizasyonu, ayırık yapılarda ve sürekli yapılarda topoloji optimizasyonu olmak üzere iki kategoriden oluşur.

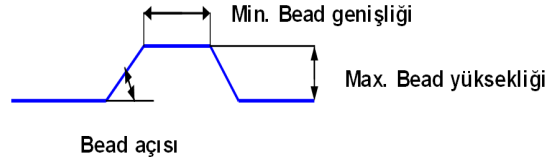
6.4 Topografya Optimizasyonu

Topografya optimizasyonu, yapı üzerinde belirlenen bir tasarım bölgesinde tanımlanan ve bu bölge içindeki bunyalara dayalı şekil değişimleri sağlayan, şekil optimizasyonunun gelişmiş bir formudur. Diğer bilinen bir ismi de ‘Bunya Optimizasyonu’dur. Topografya optimizasyonu yaklaşımı, topoloji optimizasyonunda kullanılan yaklaşıma, şekil değişkenlerinin yoğunluk değişkenlerine nazaran daha çok kullanılması haricinde, oldukça benzemektedir. Tasarım bölgesi, yapı üzerinde etkisi hesaplanan ve bir seri iterasyonla optimize edilmiş çok sayıda değişkene bölünmektedir. Çok sayıdaki şekil değişkeni kullanıcıya, tasarım alanı içerisinde bunya oluşturulması imkanını sağlamaktadır.

Topografya optimizasyonunda amaç ve kısıt fonksiyonları için kullanılan bazı cevaplara şu örnekler verilebilir: Mass (Kütle), Moment of Inertia (Atalet Momenti), Frequency (Frekans), Strain (Birim Şekil Değiştirme), Composite Strain (Kompozit Birim Şekil Değiştirmesi), Combined Compliance Index (Birleşik Komplians Dizini), Volume (Hacim), Compliance (Komplians), Buckling Eigenvalue (Burkulma Eigenvalue), Force (Kuvvet), Composite Failure Criterion (Kompozit Bozukluk Kriteri), Function (Fonksiyon), Center of Gravity (Yer Çekimi Merkezi), Displacement (Yer Değiştirme), Stress (Gerilme), Composite Stress (Kompozit Gerilme), Weighted Compliance (Ağırlıklı Komplians).

6.4.1. Topografya Optimizasyonu Parametreleri

Bunya Parametreleri



Şekil 6.3. Bunya Parametreleri

Bunya parametreleri Hypermesh-Optistruct içerisinde tanımlanır. Bu parametreler değiştirilerek tasarım alanı içerisinde bunya dağılımı değişimleri gözlemlenebilir. Bunya parametreleri tanımlanırken eleman normallerine dikkat edilmelidir. Bunya yönleri isteğine göre eleman normalleri aynı yönde olmalıdır. Çift yönlü bunya oluşumu için alt ve üst sınır tanımlamaları yapılarak bunya yönleri belirlenmiş olur.

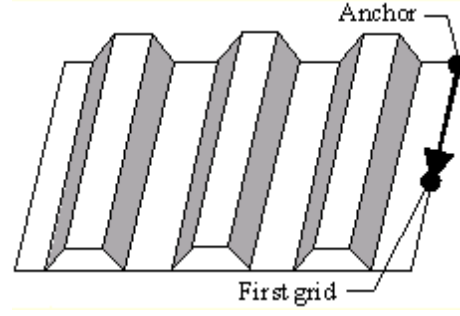
Üretim Kısıtları (Simetri Kısıtları)

Üretilebilirliği kolaylaştırmak için optistruct-topografya optimizasyonunda bir çok simetri kısıtı kullanılabilir. Simetri kısıtları aşağıdaki gibidir ;

Linear,circular, planar, radial2d, cyclin, radial2d+lin, radial3d, 1-pln sym, 2-plns sym, 3-plns sym, cyclic, cyc 1-pln, cyclin, cyc rad, cyc lin-rad

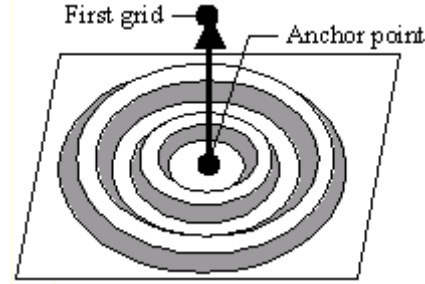
Simetri kısıtlarından en çok kullanılanlar aşağıda açıklanmıştır :

Linear Pattern Grouping : Linear Pattern Grouping, ‘anchor’ ve ‘first grid’ ile belirtilen doğrultu boyunca parça uzunluğu kadar mesafede bunya’lerin oluşturulmasını sağlar. Özellikle sabit bir kesit görünümü koruması gereken parçaların şekillerini optimize etmek için kullanışlıdır.



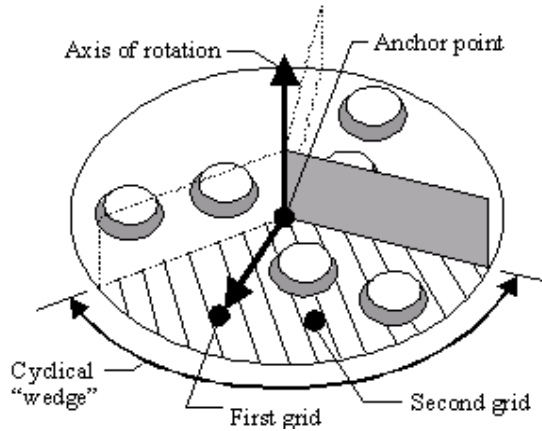
Şekil 4.4. Linear Pattern Grouping

Circular Pattern Grouping : Circular Pattern Grouping, kullanıcının belirlediği eksen etrafında eş merkezli dairesel bunya'lerin oluşturulmasını sağlar. Bu uygulama, dairesel desteklere ihtiyacı olan dairesel parçaların şeklinin optimize edilmesinde oldukça kullanışlıdır.



Şekil 4.5. Circular Pattern Grouping

Cyclical Pattern Grouping : Cyclical Pattern Grouping, belirtilen bir merkez etrafında belirlenen sayı kadar simetrik şekil değişkeninin oluşturulmasını sağlar. Bu uygulama, açısız olarak tekrarlanan yüklemelerin olduğu dairesel bir yüzeye bunya atanmak istendiğinde oldukça kullanışlıdır.

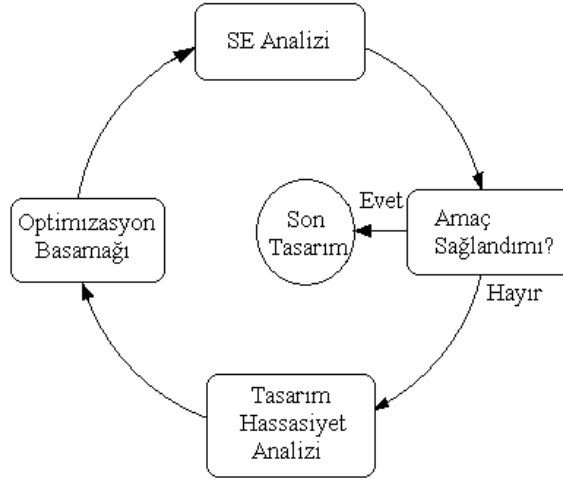


Şekil 4.6. Üç Tekrarlı Cyclical Pattern Grouping

7. YAPISAL OPTİMİZASYON PROBLEMİNİN TANIMLANMASI

7.1 Optimizasyon Prosedürü

Çoğu yapısal optimizasyon problemi, Şekil 7.1’de gösterilen döngü takip edilerek çözülebilir. Başlangıçtaki yapı, yer değiştirme, frekans ve gerilme gibi performans fonksiyonlarını hesaplamak için SE metoduyla analiz edilir. Eğer yapının performansı yeterli değilse bir sonraki adım mevcut tekniklerle tasarım duyarlılık analizi yapmaktır. Performans fonksiyonlarının birinci ve ikinci dereceden yaklaşımları tasarım duyarlılık bilgisi kullanılarak optimizasyon algoritmasına aktarılır. Optimizasyon algoritması, kısıt fonksiyonlarını sağlayacak ve yapısal cevapları iyileştirecek şekilde tasarım değişkenlerini yeniler. Bu döngü performans ölçüleri istenilen seviyeye gelinceye kadar devam eder. Yerel yakınsama metodu olarak bilinen ve yapısal optimizasyon probleminin çözümünde kullanılan iteratif bir prosedür aşağıda detaylı olarak anlatılmıştır.



Şekil 7.1 Yapısal optimizasyon problemi çözümünde bir iterasyon başamağı.

İterasyon prosedürü şöyledir;

- 1- Sonlu elemanlar analizi ile fiziksel problemin çözülmesi.
- 2- Yakınsama testi ile problemin yakınsayıp yakınsamadığının kontrol edilmesi.
- 3- Tasarım duyarlılık analizi.

4- Duyarlılık bilgisini kullanarak formüleştiren yaklaşık optimizasyon probleminin çözümü.

5- 1. adıma dönüş.

Bu yaklaşım, her optimizasyon adımı ile tasarımda küçük değişikliklerin meydana geldiği varsayımına dayanır. Elde edilen sonuç yerel minimumu gösterir. En büyük değişiklikler ilk birkaç adımda oluşur.

Yapısal cevapların tasarım değişkenlerine göre duyarlılık analizi, basit tasarım değişiminden hesaplamalı optimizasyona geçişte en önemli unsurdur. Tasarımın yenilenmesi, duyarlılık bilgisine dayanarak kurulan yaklaşık optimizasyon probleminde faydalanılarak yapılır. Çözücü (OptiStruct) üç farklı metod kullanır; optimumluk kriteri metodu, ikili metod ve birincil uygulanabilir yönler metodu.

Optimumluk kriteri metodu, klasik topoloji optimizasyonu formülasyonları için, minimum esneklik, müşterek frekans, ağırlıklı esneklik, ağırlıklı müşterek frekans ve esneklik indeksi ile kütle-hacim cevabını veya kütle-hacim oranı cevabını birlikte kullanılır.

İkili veya birincil metod, tanımlanan kısıtların ve tasarım değişkenlerinin sayısına bağlı olarak kullanılır. İkili metod, tasarım değişkenlerinin sayısının kısıtların sayısını aştığı durumlarda, özellikle topoloji ve topografi optimizasyonlarında avantaj sağlar. Birincil metod ise tam tersi durumda kullanılır. Daha çok boyut ve şekil optimizasyonunda yaygındır. Fakat hangi metodun kullanılacağına program karar verir.

7.1.1 Duyarlılık Analizi

Tasarım duyarlılık analizi, yapısal cevapların değişim hızını, tasarım parametrelerindeki değişimlere göre hesaplar. Tasarım parametreleri genelde tasarım değişkenleri olarak adlandırılır; saçın kalınlığı, kirişin kesit ölçüleri v.b. Yapısal cevapların değişim hızları bilindiğinde optimum tasarım parametreleri elde edilebilir. Örneğin, araç kabininin rezonans frekansındaki değişimlerin panel kalınlığından nasıl etkilendiği bilindiğinde, tasarımcı kabin rezonans frekansının en düşük seviyede olmasını sağlayan optimum panel kalınlığını hesaplayabilir. Değişim hızları, matematikte kısmi türevlerle ifade edilen tasarım duyarlılık katsayılarıdır. Tasarım duyarlılığı ve optimizasyon, elle modifiye edilemeyecek kadar karmaşık tasarımların iyileştirilmesinde kullanılır.

Cevap büyüklüğü g , yer değiştirmeden yararlanarak şu şekilde hesaplanır.

$$g = q^T u \quad (7.1)$$

Cevabın, tasarım değişkeni X ' e göre duyarlılığı veya cevabın gradyanı:

$$\frac{\partial g}{\partial X} = \frac{\partial q^T}{\partial X} u + q^T \frac{\partial u}{\partial X} \quad (7.2)$$

Duyarlılık analizi için iki yöntem mevcuttur; doğrudan ve bitişik değişken metodu.

Verilen hareket denklemi:

$$K \cdot u = f \quad (7.3)$$

Hareket denkleminin tasarım değişkeni X ' e göre türevi:

$$\frac{\partial K}{\partial X} u + K \frac{\partial u}{\partial X} = \frac{\partial f}{\partial X} \quad (7.4)$$

Yer değiştirme vektörünün duyarlılığı:

$$K \frac{\partial u}{\partial X} = \frac{\partial f}{\partial X} - \frac{\partial K}{\partial X} u \quad (7.5)$$

Bu denklem kullanıldığında en büyük zorluk, cevabın gradyanı hesaplanırken tasarım değişkenine göre yerdeğiştirme vektörünün türevinin hesaplanması için ileri-geri yer değiştirmenin gerekli olmasıdır. Bu doğrudan metod olarak adlandırılır. Her bir tasarım değişkeni için bir ileri-geri yer değiştirme gereklidir.

Eğer kısıtlar birden fazla yükleme durumunda aktif ise ve yük, tasarım değişkeninin bir fonksiyonu ise (şekil optimizasyonu için yayılı yük veya basınç yükü), ileri-geri yer değiştirme seti her bir aktif yükleme durumu için yerine getirilmelidir. Eğer yük, tasarım değişkeninin fonksiyonu değilse, fakat birden fazla sınır koşulu ve yükleme durumu var ise ileri-geri yer değiştirme her aktif sınır koşulu için uygulanmalıdır.

Bitişik değişken metodu ile duyarlılık analizinde kullanılan a vektörü (7.5) denklemi ile hesaplanır.

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{f} \quad (7.5)$$

Kısıtın türevi şu şekilde hesaplanır,

$$\frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{X}} = \frac{\partial \mathbf{q}^T}{\partial \mathbf{X}} \mathbf{u} + \mathbf{a}^T \left[\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{X}} - \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \mathbf{X}} \mathbf{u} \right] \quad (7.6)$$

Duyarlılık analizi için bitişik değişken metodu kullanıldığında, varolan her sınırlama için bir ileri-geri yer değiştirmeye ihtiyaç duyulur. Bu ileri-geri yer değiştirme \mathbf{a}' yı hesaplamak için gereklidir.

Boyut ve şekil optimizasyonunda az sayıda tasarım değişkeni (5 ile 50 arasında kabul edilsin) ve çok sayıda kısıt kullanılır. Eğer 20.000 eleman, her eleman üzerindeki bir gerilme kısıtı ve 10 yükleme durumu mevcutsa, toplam 200.000 gerilme kısıtından bahsedilebilir.

Topoloji optimizasyonunda özellikle çok sayıda tasarım değişkeni (eleman başına 1 ile 3 arasında) ve az sayıda kısıt kullanılır. Gerilme sınırlaması genelde topoloji optimizasyonunda kullanılmadığından, bitişik değişken metodunun kullanılması hesaplama maliyetinin azaltılması bakımından önem arz eder.

Şekil ve boyut optimizasyonu için doğrudan metodu kullanmak faydalıdır. Ancak fazla sayıda tasarım değişkeni ve az sayıda sınırlama olduğu durumda bitişik değişken metodu kullanılabilir. Örneğin, topografi optimizasyonunda gradyanların hesaplandığı kısıtların sayısı kısıt izleme ile azaltılabilir. Kısıt izleme ile ihlal edilme olasılığı olmayan kısıtlar ihmal edilir. İhlal edilen veya ihlal edilmeye yakın olan kısıtlar korunur. Ayrıca eğer küçük bir bölgede birçok gerilme sınırlaması varsa, örneğin gerilme yoğunlaşması bölgesinde, aralarından en kritik birkaç tanesinin korunması gerekir.

7.1.2 Kısıt İzleme

Amaç fonksiyonu ve bütün kısıtlar her SE analizi sonrasında değerlendirilir. Kritik olmayan veya potansiyel olarak kritik olmayan kısıtlar o andaki tasarım döngüsünden silinir. Bu duyarlılık analizinin maliyetini azaltır ve optimizasyon probleminin boyutunu düşürür. Başlangıçta varsayılan, kritik değerlerin % 50' si içerisinde yer alan kısıtlar korunur. Ek olarak yapının bir bölgesinde belirli sayıda sınırlama aktif ise örneğin

gerilme yoğunlaşması bölgesinde sadece en kritik 20 değer tutulur (başlangıçta otomatik olarak varsayılan).

7.1.3 Hareket Miktarının Ayarlanması

Tasarım başlangıç noktasından uzaklaştıkça, optimizasyon probleminde başlangıçta alınan yaklaşık değerlerin doğruluğu giderek azalır. Yaklaşık optimum tasarım gerçek optimum tasarıma benzemez ve bu durum daha yavaş yakınsamaya sebep olur. Tasarım değişkenleri üzerindeki hareket limitleri veya orta seviyeli tasarım değişkenleri yaklaşımın doğruluğunu korumak için kullanılır.

Küçük ilerleme adımları daha düzgün yakınsamaya götürür. Her iterasyonda tasarımda küçük değişiklikler olacağından birçok iterasyona ihtiyaç duyulur. Büyük ilerleme adımları kritik değerleri doğru hesaplamazken, uygulanamaz tasarımlar arasında dalgalanmaya neden olur. Yaklaşık optimizasyon probleminde kullanılan hareket limiti, tasarım değişkeninin % 20' sine eşittir. Hassas yaklaşımlarda küçük ilerleme adımları, hassas olmayan yaklaşımlarda ise büyük hareket adımları kullanılır. Bütün cevap yaklaşımları için aynı tasarım değişkeni setinin hareket limitleri uygulanmalıdır. Tasarımı yönlendiren cevapların yaklaşımına bakmak önemlidir. Bunlar amaç fonksiyonu ve en kritik kısıtlardır. Amaç fonksiyonunun yanlış yönde değişmesi ve kritik sınırlamaların daha fazla ihlal edilmesi yaklaşımın doğru olmadığını gösterir. Bu durumda bütün tasarım değişkenlerinin hareket limitleri azaltılır. Fakat hareket limitleri aşırı azaltılırsa yakınsama hızı da azalır.

7.2 Yapısal Optimizasyon Programında Kullanılan Cevaplar

Yapısal optimizasyon programları, sonlu elemanlar analizinde hesaplanan yapısal cevaplardan birkaçının kullanımına olanak sağlar.

7.2.1 Kütle ve Hacim

Her ikisi de global cevaptır. Yapının tamamı için veya yapının kısımları için tanımlanabilir.

7.2.2 Kütle Oranı ve Hacim Oranı

Her ikisi de topoloji optimizasyonunda kullanılan, tasarım alanının bir oranını tarif eden, 0.0 ve 1.0 arasında değerler alan global cevaplardır. Yapının bütünü için tanımlanabildikleri gibi belirli bir bölge ve malzemeler için de tanımlanabilirler.

7.2.3 Esneklik

Esneklik yapının şekil değiştirme enerjisidir ve yapının katılığının farklı zıt bir ölçüsüdür. Bütün yapı için olduğu gibi belirli bir bölge için de tanımlanabilir. Esneklik, yükleme durumu ile ilişkilendirilmelidir.

Esneklik C , aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanır.

$$f = Ku \quad (7.7)$$

$$C = \frac{1}{2} u^T f \quad (7.8)$$

$$C = \frac{1}{2} u^T Ku \Rightarrow C = \int \varepsilon^T \sigma .dV \quad (7.9)$$

7.2.4 Rezonans Frekans

Doğal frekans değerleri normal modal analizin sonucudur ve normal mod durumu ile ilişkilendirilmelidir.

7.2.5 Yer değiştirme

Yer değiştirme doğrusal statik analiz sonucunda hesaplanan bir cevaptır. Düğüm noktalarının yer değiştirmesi vektörel ve skaler büyüklük olarak seçilip cevap olarak tanımlanabilir.

7.2.6 Gerilme

Yapının parçaları, parçaların özellikleri veya malzemeler için farklı gerilme türleri cevap olarak tanımlanabilir. Elemanlar üzerinde oluşan gerilmeler kullanılır ve kısıt olarak tanımlanan gerilme cevabının takibi yapılır. Gerilme cevabı amaç fonksiyonu olarak kullanılamaz. Gerilme kısıtı kesinlikle yükleme durumu ile ilişkilendirilmelidirler.

7.2.7 Ağırlıklı Esneklik

Birden çok yükleme durumunu değerlendirmek için kullanılan bir metottür. Cevap her bir yükleme durumunun sebep olduğu esnekliğin ağırlıklı ortalamasıdır. Bu global cevap sadece bütün yapı için tanımlanabilir

$$C_w = \sum w_i c_i = \frac{1}{2} \sum w_i u_i^T f_i \quad (7.10)$$

7.2.8 Ağırlıklı Müşterek Frekans (weighted reciprocal frequency)

Bu metod klasik topoloji optimizasyonunda birden fazla frekansı değerlendirmek için kullanılır. Cevap, optimizasyonda dikkate alınan her bir modun müşterek frekanslarının ağırlıklı toplamıdır.

$$f_w = \sum \frac{w_i}{\lambda_i} \quad (7.11)$$

$$[K - \lambda_i M] u_i = 0 \quad (7.12)$$

Bu işlem, düşük modların rezonans frekanslarının arttırılmasının amaç fonksiyonu üzerindeki etkisinin, yüksek modların frekanslarının arttırılmasına göre daha fazla olacak şekilde yapılır. Sadece bütün yapı için tanımlanabilen bir cevaptır.

7.2.9 Birleştirilmiş Esneklik İndeksi

Birleşik esneklik indeksi, klasik topoloji optimizasyonunda birden fazla rezonans frekansının ve statik yük durumunun birlikte ele alınmasına yardımcı olur. Bu cevap da yalnızca bütün yapı için tanımlanabilir.

$$C = \sum w_i c_i + NORM \sum \frac{w_i / \lambda_i}{\sum w_j} \quad (7.13)$$

Normalleştirme faktörü NORM, öz vektörlerin ve esnekliğin katkılarının normalleştirilmesi için kullanılır. Tipik bir yapısal analiz de esneklik değeri 10^4 ile 10^6 arasındadır. Oysa, tipik bir ters öz değer 10^{-5} derecesindedir. Eğer NORM kullanılmaz ise lineer statik esneklik değeri çözüme hakim olur. NORM'un değeri şu formül ile hesaplanır.

$$NF = C_{\max} \cdot \lambda_{\min} \quad (7.14)$$

C_{\max} = en yüksek esneklik değeri

λ_{\min} = en düşük öz vektör

Yeni bir tasarım probleminde, NORM yakın bir değerde tahmin edilemez ise, optimizasyon çözücüsü, 1. iterasyonda hesaplanan frekans ve esneklik değerlerine dayanarak NORM değerini hesaplar.

8. DENEY TASARIMI

8.1. Giriş

Araştırmacılar tarafından bir sistem veya prosesin belirli bir özelliği veya parçasına ait detayları incelemek üzere yapılan faaliyetlere deney denilmektedir. İstatistikte deney, yeni gerçekler elde etmek, önceki sonuçları doğrulamak veya reddetmek için planlanmış bir iş olarak algılanmaktadır. Gerçekleştirilen deney belirli bir sürecin devamının veya değiştirilmesinin önerilmesi konusunda bir karara ulaşılmasında yardımcı olacaktır. Deneyler bir veya birkaç soruya yanıt bulmak için gerçekleştirilebilir.

Deneyler, kesin ve karşılaştırmalı deneyler ile tek ve çok etmenli deneyler olarak iki farklı türde yapılır (Çömlekçi 2003). Kesin ve karşılaştırmalı deneyler, bilinmeyen bir ilki veya etkiyi ortaya çıkarmak için yapıldığı gibi, aynı zamanda bilinen veya ileri sürülen bir tezi onaylamak için de yapılan deneylerdir. Tek ve çok etmenli deneyler ise, bir veya birden çok etmenin bir durum veya proses üzerindeki etkisini belirlemek için sadece o an için tasarlanan şartlarda yapılan deneylerdir. Bu deneyler aynı zamanda çalışmanın konusu olan deney tasarımları için yapılan deney türleridir. Tasarlanmış deney terimi ise; bir sistem veya prosese ait girdi faktörlerinin amaçlı bir takım değişikliklere tabi tutulması ve bu değişiklikler sonucu oluşan çıktı üzerindeki değişme sebeplerinin belirlenmeye çalışılması için denemeler yapılması demektir (Çömlekçi 2003). Deney tasarımı kavramı ile ilgili farklı tanımlar yapmak mümkündür. Deney tasarımı; bağımlı faktördeki değişikliğin nedeni olarak ele alınan bağımsız faktörün etkilerinin ölçülmesi işlemi yürütmek için kullanılan tekniktir (Soylak 2000). Deney tasarımı (DT), bir prodesteki girdi faktörleri üzerine istenilen değişikliklerin sistematik bir şekilde yapılmasıyla cevap değişkeni üzerindeki değişkenliğin gözlenmesi ve yorumlanması olarak da tanımlanabilir (Çömlekçi 2003). Kalite mühendisliğinde DT'nin tasarımcıya kazandırdığı en büyük faydalardan bir tanesi de prodesteki değişkenliğin azaltılarak kalitenin geliştirilmesidir. Bilindiği gibi kalite mühendisliğinin temel noktası değişkenliğe neden olan faktörlerin tespit edilip giderilmesi ile prodesteki değişkenliğin en küçüklenmesi veya başka bir ifade ile kararlılığının artırılmasıdır. Deney tasarımı teknikleri, yeni bir proses geliştirmede ve performans artırma amacıyla

mevcut prosesi düzeltme çalışmalarında önemli bir rol oynamaktadır. Deney tasarımının amaçları kısaca aşağıdaki şekilde sıralanabilir (Şanyılmaz 2006).

- Sonuç üzerinde en etkin girdi faktörlerini belirlemek.
- Performans karakteristiğini hedef değere en yakın sonuca ulaştıracak girdi faktörlerinin seviyelerini belirlemek.
- Kontrol edilemeyen girdi faktörlerinin çıktı üzerindeki etkisinin en az olacağı kontrol edilebilen girdi faktörleri kombinasyonunu oluşturmak.

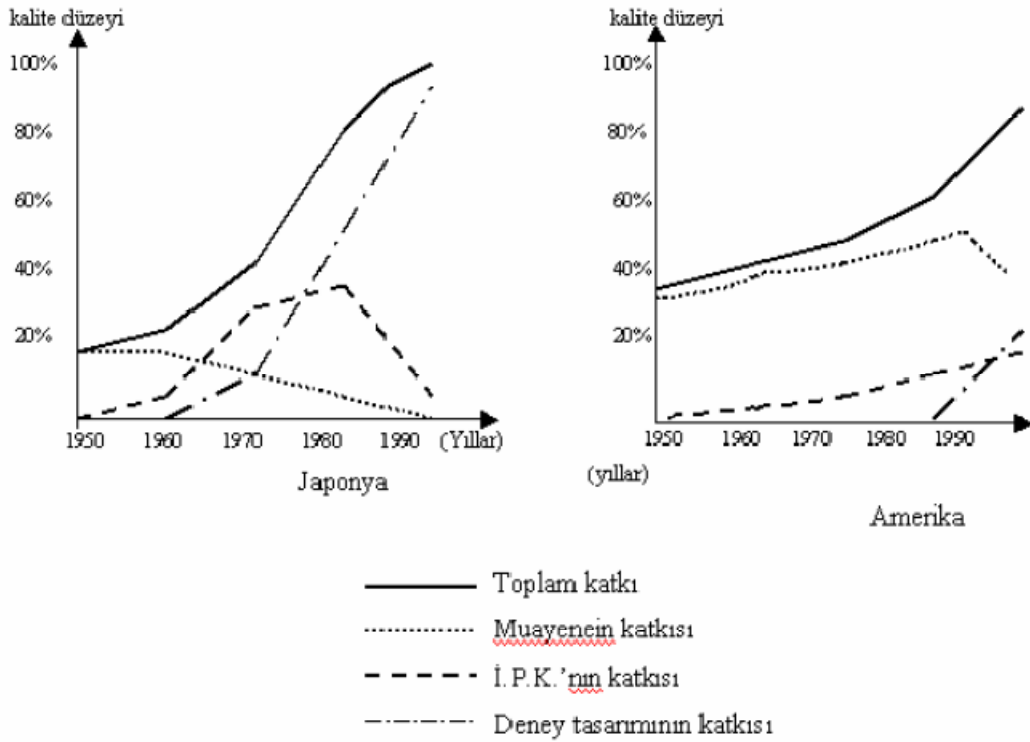
Deney tasarımında, süreci etkileyen her türlü etken “faktör” olarak adlandırılır. Faktörlerin kesitli kategorileri, dereceleri ve yoğunlukları ise “seviye” olarak adlandırılır. Bir deney tasarımı sırasında birden fazla faktör ve seviye grupları bulunabilir.

8.2. Deney tasarımının tarihçesi

Deney tasarımı ilk olarak 1920’lerde istatistik biliminin en önemli isimlerinden İngiliz istatistikçi Sir A. Ronald Fisher tarafından tarım ürünlerinin üretimindeki verimi arttırmak amacıyla geliştirilmiştir. Fisher ürünlerin verimine en yüksek katkıyı sağlayan gübre çeşidini bulmak amacıyla yaptığı çalışmada, ilk olarak ürün yetiştirilecek olan toprağı, verimliliğı aynı olacak şekilde bloklara ayırdı. Daha sonra ayırdığı bloklara ürün çeşitlerini ve gübreleri rasgele olarak dağıtarak bu bloklarda ürünlerini yetiştirdi. Fisher’in yaptığı bu denemeler aynı zamanda deney tasarımının temellerini teşkil etmiştir (Hamzaçebi 2000).

Fisher aynı zamanda deney verilerinin analizi için bugün klasik sayılan “varyans analizi” (ANOVA) yöntemini de geliştirmiştir. Yöntem kısa sürede Amerika’da tarım sektöründe üretimin geliştirilmesi için yoğun olarak uygulanmış ve Amerika’nın bu alanda dünyada lider konuma gelmesine büyük katkıda bulunmuştur. Tarım alanında çeşitli gübre ve dozları ile iklim koşullarının ve sulama düzeylerinin çeşitli ürünler üzerindeki etkilerini belirlemek üzere uygulanmıştır.

DT 1950'li yıllara kadar, kimya ve ilaç sanayinde de kullanılmasına rağmen diğer sektörlerde kullanımı çok yaygın olmamıştır. W. Edwards Deming'in Japonya'da toplam kalite yönetimi ile ilgili yaptığı çalışma ve konferanslardan sonra özellikle kısmi faktöriyel tasarımın Japon endüstrisinde güvenilir, etkili ve düşük maliyetli çalışmalarda başarı göstermesi, DT tekniklerinin kullanımını yaygınlaştırmıştır (Hamzaçebi 2000).. Tarım sektöründeki yoğun olarak uygulanmasına rağmen, üretim sektöründe deney tasarımı yöntemleri çok fazla uygulanmayan Amerika'da ise, 1970'li yıllarda Japonya'da yaşanan sanayi hamlesinden sonra 1980'li yıllarda üretim sektöründe de deney tasarımı teknikleri uygulanmaya başlanmıştır. Motorola firmasının kalite grubundan K.Bhote, "World Class Quality" adlı kitabında amaçları kalite sağlamak olan üç yöntemin kalite geliştirmeye olan katkısını 1950-1990 yılları arasında Amerika ve Japonya için karşılaştırmıştır. Bu üç yöntem geleneksel muayene (kalite kontrol), istatistiksel proses kontrol ve deney tasarımı yöntemleridir. Şekil 8.1'de görüldüğü gibi Japonya'da kalite ilerlemesine en büyük katkıyı 1970'den sonra deney tasarımı yapmıştır. Amerika da ise 1980'lerden sonra çok büyük bir ivme kazanmıştır (Şanyılmaz 2006)..



Şekil 8.1. 1950-1990 yılları arasında üç temel yöntemin kalite yönetimine katkısı

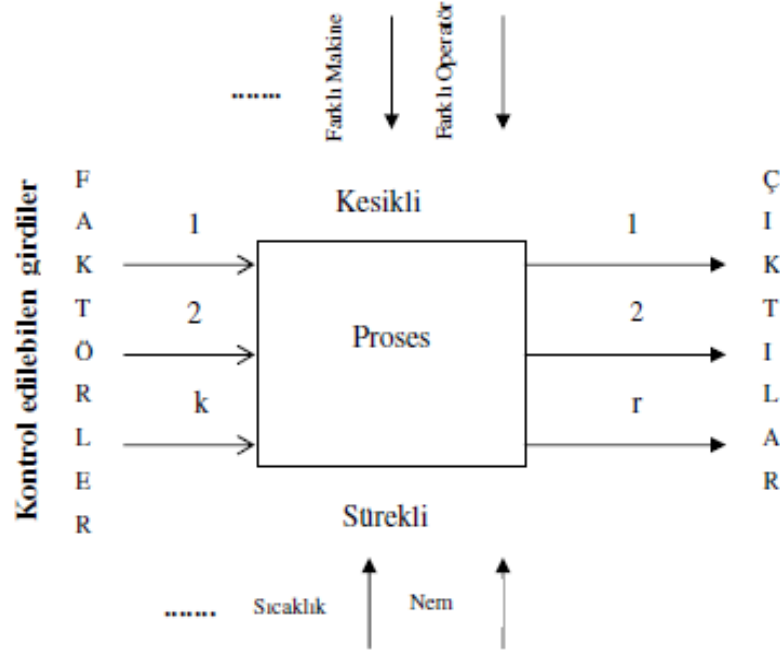
Deney tasarımı tekniklerinin özellikle imalat endüstrisinde son yıllarda çok yaygın olarak kullanılmasının en önemli sebeplerinden bir tanesi de, Dr. Genichi Taguchi'nin geliştirmiş olduğu Taguchi yöntemi olmuştur. Bugün dünyanın hemen hemen her ülkesinde deney tasarımı eğitimleri verilmekte ve yöntem üretimde uygulanmaktadır (Şirvancı 1997).

8.3. Deney Kavramı ve Deney Tasarımı

İnsanın birçok faaliyet alanında özellikle bilim ve teknikte, deneyler önemli yer tutmaktadır. Deney tasarımı bilimi çerçevesinde deney kavramı, malzemelerin kopma veya aşınma gibi test adını da taşıyan yalnızca basit deneyler için değil tasarım ve üretim çalışmaları da dahil olmak üzere en geniş anlamda kullanılmaktadır. Örneğin tasarımı yapılacak bir ürünün veya o ürünle ilgili prosesin modelini kurarak faktörlerini ileri yöntemlerle incelemek, deney kapsamına girmektedir. Bu nedenle günümüzde deneyler yeni proseslerin geliştirilmesi, yeni proseslerin optimizasyonu, yeni malzemelerin geliştirilmesi, ömür ve güvenilirlik testleri, parça toleranslarının tayini gibi işlemlerde önemli rol oynamaktadır (Akkurt, 2002).

Bir deneyde bir ya da daha çok proses değişkeni (faktör) değiştirilerek, bir ya da daha çok cevap değişkeni üzerindeki etkisine bakılır. İstatistiksel deney tasarımı verilerden geçerli ve objektif sonuçlar çıkarılmasını sağlayan verimli bir prosedürdür. Deney tasarımı deneyin amaçlarını ve çalışma için proses faktörlerinin belirlenmesi ile başlar. Deney tasarımı, deneyin yapılmasından ziyade deneyin detaylı olarak planlanmasını gerektirir. İyi seçilmiş bir deney tasarımı, bilgiyi ekonomik olarak en büyükler. Deney tasarımının altındaki, teori proses modeli kavramıyla başlar (Kasapoğlu 2007).

Kontrol edilemeyen girdiler



Şekil 8.2. Kara Kutu Proses Modeli

Deney tasarımına, deney yapanın değiştirebileceği birden fazla kesikli veya sürekli faktörlerin ve bir ya da daha fazla ölçülebilir çıktıların oluşturduğu bir proses modeli olan “kara kutu” modeli ile başlanması genel bir yaklaşımdır. Çıktıların genellikle sürekli olduğu varsayılır. Deneysel veriler girdi ve çıktıların amprik modeller oluşturulmasında kullanılır. Bu amprik modeller genellikle birinci ve ikinci dereceden olurlar. Genellikle deney farklı makine ve operatör gibi kesikli olan ve kontrol edilemeyen faktörleri ve/veya sıcaklık ve nem gibi sürekli olan ve kontrol edilemeyen faktörleri de içermelidir. Şekil 8.1 bu durumu açıklamaktadır (Kasapoğlu 2007).

Deney tasarımı, bir ürün veya prosesi etkileyen değişken parametrelerden kritik olanları ve bunların hedef değerlerini tayin eden bir yöntemdir. Bu amaçla biçimsel deney tekniklerini kullanarak birçok değişkenin etkileri aynı anda incelenmektedir. Ayrıca olay ile değişkenler arası matematiksel bir bağıntı kurmak için bilimsel bir yöntem olan regresyon yöntemi kullanılmakta ve ürün veya prosesteki değişiklikler, rasgele bir biçimde ve yüksek istatistik yöntemler kullanılarak incelenmektedir. Bunun yanı sıra deneylerin iyi bir planlaması ile, çok az deneyle çok bilgi toplamak mümkündür. Deneyler pahalı işlemler oldukları için bu husus çok büyük önem taşımaktadır. Deney

tasarımı günümüzde kendi başına büyük ve geniş bir bilim dalı durumuna gelmiştir (Akkurt ,2002).

Deneysel veriler için doğrusal form ve üstel (kuadratik) form en çok kullanılan amprik modellerdendir. X_1 ve X_2 faktörlerinden oluşan doğrusal model şöyle yazılabilir.

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \beta_{12} X_1 X_2 + \text{deneysel hata}$$

Burada ana faktörler olan X_1 ve X_2 ve aralarındaki mümkün olan etkileşim için $X_1 X_2$ kullanılmıştır. Sabit olan β_0 ise ana etkilerin 0 olması durumunda çıktı Y 'nin alacağı değerdir. Doğrusal modelin 3 faktör içeren daha karmaşık hali de aşağıda gösterildiği gibidir.

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \beta_3 X_3 + \beta_{12} X_1 X_2 + \beta_{13} X_1 X_3 + \beta_{23} X_2 X_3 + \beta_{123} X_1 X_2 X_3 + \text{deneysel hata}$$

Burada tek başına olan X 'ler ana faktörlerdir, $k(k-1)/2=3*2/2$ adet ikili etkileşim ve 1 tane üçlü etkileşim vardır, ama üçlü etkileşim genellikle basitleştirilmek amacıyla ihmal edilir. Deneysel veriler analiz edildiğinde bütün bilinmeyen parametreler tahminlenir ve X değişkenlerinin sıfırdan farklı olup olmadığı test edilir. Deney tasarımının olabileceği tahmin edilen cevap yüzeylerinde tipik olarak kullanılan iki dereceli (kuadratik model), üçlü etkileşim terim içermez ama doğrusal modele 3 adet daha terim ekler. Bu durum şöyle ifade edilebilir:

$$\beta_{11} X_1^2 + \beta_{22} X_2^2 + \beta_{33} X_3^2$$

8.4. Deney Tasarımı İkeleri

Yeni bilginin verilerin özenli derlenmesi, çözümlenmesi ve yorumlanmasıyla elde edilebileceği kabul edilirse, maksimum bilginin mümkün olan en düşük maliyetle sağlanabilmesi için deneysel verinin derlenmesiyle ilgili tasarımın belirlenmesi gerekliliği açıktır. Araştırmacının gereksinim duyduğu veriyi elde edebilmesi, yani karşılaştığı sorunu çözebilmesi, araştırma önsavlarının gereği gibi oluşturulmasıyla mümkündür.

İstatiksel olarak tasarlanmış bir deney, iki işleyim ortalamasının karşılaştırılması gibi yalın bir uygulama olabileceği gibi, çok karmaşık bir deney tasarımının gerçekleştirilmesini de gerektirebilir. Deney gerçekleştirilmeden önce çözümlenmesi istenen sorun bir istatikçiye aktarılırsa, etkileri arasındaki gerçek farkın araştırıldığı işleyimler için maksimum bilgiyi sağlayacak şekilde deneyin tasarlanması mümkün olur. İstatikçinin bir deneyin tasarlanması aşamasında gerçekten büyük katkıda bulunabileceği unutulmamalıdır. Oysa çoğu zaman istatistikçiye sunulan deneysel veriye dayanarak işleyim ortalamaları ile farklarının ve yanılığın değişkesinin ancak yanlı kestirimlerinin yapılabilirdiği, işin başlangıcında ortaya atılan sorulara yanıt sağlanamadığı, belirli işleyimlerin istenilen bilgiyi vermediği, ulaşılan sonuçların aslında hedeflenen evrene genellenemeyeceği ve farkların ortaya çıkarılabilmesi için deneyin kesinliğinin yeterli olmadığı söylenebilir. Gerçekte tasarımda yapılacak ufak bir değişiklik ve daha az bir çabayla istenilen bilginin sağlanması mümkün olur.

Anlaşılacağı gibi, deneyin tamamlanmasından sonra değil, tasarlanması aşamasında istatistikçiyle işbirliği yapan araştırmacının amaçlarına erişme şansının artabileceği unutulmamalıdır. Karşılaştırmalı deneylerde gerçek etki farklılıklarının ortaya çıkartılabilmesi için bir deneyin tasarlanmasında aşağıdaki konular gözönünde bulundurulmalıdır.

- 1-) Herşeyden önce etkileri arasındaki gerçek farkların araştırılması düşünülen işleyimlerin belirlenmesi gerekir; bir bakıma deneyin tasarlanmasındaki en önemli öğelerden olan sorunun saptanması ele alınmış olur.
- 2-) Deneyde her işleyim için kaç yinleme yapılacağı kararlaştırılır.
- 3-) Veri çözümlemesinde kullanılacak teknik saptanır.
- 4-) Kararlaştırılan deney tasarımıyla elde edilen deneysel veriden hangi geçerli sonuçların çıkartılabileceği üzerinde düşünülür.

Benimsenecek deney tasarımıyla, araştırılması sözkonusu işleyim etkilerine ilişkin en fazla bilgi miktarının elde edilmesi amaçlanmaktadır; bunun sağlanması deneysel yanılığın enazlanmasıyla mümkündür. Araştırmada elde edilecek bilgi miktarının ençoklanması, mümkün olan en yalın deney tasarımıyla sağlanmalıdır (Çömlekçi 2003).

8.5. Deney tasarımının uygulama aşamaları

Deney tasarımı uygulamaları yedi adımdan oluşmakta olup bu adımlar aşağıda açıklanmaktadır (Açar 2001).

8.5.1. Problemin belirlenmesi

Problemin tanımlanması kolay bir nokta gibi görünse de tasarımın en önemli adımlarından birisidir. Yapılacak her işte olduğu gibi, deney tasarımından da en iyi sonucu alabilmek için yapılacak deneylere konu olan sorunun tam olarak bilinmesi şarttır. İlk bakışta konu ile ilgili bir çok problem olabilir ancak bunların içinden temel sorunu bulmak gerekir. Bunun için beyin fırtınası, balık kılçığı, pareto analizi vb. gibi kalite araçlarından faydalanılabilir (Şirvancı 1997). Deneyin amacı ile ilgili tüm fikirler problemin belirlenmesi aşamasında ortaya konulmalıdır. Konu ile ilgili birimlerden (üretim planlama, pazarlama, kalite güvence) gerekli verilerin toplanması gerekir.

8.5.2. Faktör ve seviyelerinin belirlenmesi

Deney tasarımcısı, problemi belirledikten sonra ilk olarak oluşturacağı tasarımın sonucunu belirleyen süreci etkileyen faktörleri ve bu faktörlerin seviyelerini (derece) belirlemelidir. Tasarımcı belirlediği faktörleri ve bu faktörlerin seviyelerini tespit ederken daha önce bu konuda yapılan çalışmalar ile bu konudaki kendi bilgisini göz önünde tutmalıdır. Seviyeler sonuç üzerindeki etkisine göre ve uygun aralıklarla seçilmelidir (Hamzaçebi 2000).

8.5.3. Cevap değişkeninin seçimi

Cevap (bağımlı) değişkeninin seçimi sırasında deney tasarımcısı cevap değişkeni olarak seçtiği değişkeni, deneyin amacı hakkında kesin bilgiler verdiği emin olması gerekir. Cevap değişkeninin nasıl ölçüleceği ve bu ölçümlerin kesinlik derecelerinin güvenilirliği konusunda dikkatli olunmalıdır. Cevap değişkeni olarak genellikle ölçülen karakteristiğin ortalaması veya standart sapması seçilir (Şanyılmaz 2006).

8.5.4. Deney tasarımının seçimi

İlk üç aşamayı doğru olarak yapan deney tasarımcısı ihtiyaç duyduğu bilginin çeşidine ve uygulamayı yapacağı koşullara göre deney tasarımı tekniğini seçer. Bu aşamada ilk olarak dikkat edilecek konu örnek büyüklüğü, deneylerin yapılış sırası ve tekrarlama sayısına bağlı olarak deneylerin maliyetini de hesaba katmaktır (Şanyılmaz 2006).

8.5.5. Deneylerin yapılması

Asıl verilerin toplanacağı aşamadır. Rassallık, tekrarlama ve bloklama gibi deney tasarımı ilkelerine dikkat edilmelidir. Bu aşamada yapılacak deney hataları deney geçerliliğinin bozulmasına sebep olur.

8.5.6. Verilerin analizi

Yapılan deneylerden elde edilen veriler çeşitli istatistiksel metotlarla bu aşamada analiz edilir. En çok kullanılan analiz yöntemleri grafiksel yöntem ve varyans analizi yöntemleridir (Çömlekçi 2003).

8.5.7. Sonuç

Yapılan veri analizinden çıkan sonuçlar bu aşamada değerlendirilir. Bulunan istatistiksel sonuçlar fiziksel olarak da yorumlanabilir olmalıdır. Sonuçların güvenilirliği için bulunan sonuçlarla bir deneme testi yapılmalıdır. Bütün bu aşamalardan sonra tasarlanan deneyin sonuçları proses veya sistem hakkında bize önemli bilgiler sunar.

8.6. Geleneksel Yaklaşım İle İstatistiksel Yaklaşımın Karşılaştırılması

Burada öncelikle varolan ve klasik olarak tanıdığımız deneylerle, yeni geliştirilen deney tasarımı arasındaki farkı açıklamakta fayda vardır. Klasik deneylerde incelenmek istenilen belirli bir olay ele alınır, olayı etkileyen faktörlerden birisi seçilir, olayla faktör arasındaki etkileme şekli hakkında bir hipotez yazılır, olayın gerçekleşmesini sağlayan

bir deney tertibatı kurulur, deneyler yapılır ve elde edilen sonuçlardan hipotezin doğru olup olmadığı sonucuna varılır. Genelde deneylerde bir test grubu, bir de kontrol grubu bulunmaktadır. Klasik deneylerde bu iki grup üzerinde düzenlemeler yapılır, olayı etkileyen bir tek değişken incelenir. Ayrıca olay ile değişken arasında matematiksel bir bağıntı kurmak için belirli bir yöntem yoktur. Bu husus daha çok araştırmacının bilimsel kabiliyeti ve dehasına bağlıdır. Başta Galile'nin yer çekimi kanunu olmak üzere bir çok doğa kanunu bu şekilde keşfedilmiştir (Akkurt, 2002). Bütün faktörlerin bir tanesi hariç sabit tutulması, lisede öğretilen bir yaklaşımdır. Bu yaklaşım kullanıldığında değişkenliğin sebep sonuç ilişkisine dayandığı bilinmektedir. Ama bu yöntem birçok yönden yanlışlar içermektedir.

- 1) Genellikle bütün değişkenlerin sabit tutulması imkansızdır.
- 2) Birlikte değişen ya da etkileşimde bulunan değişkenlerin etkisini hesaplamak olanaksızdır.
- 3) Deney hatasını, ölçme değişkenliğini içeren bir şekilde ölçmek imkansızdır. İstatistiksel olarak tasarlanan deney genellikle iki ya da daha fazla değişkenin aynı deney şartlarında tekrarlı ölçümlerle denenmesidir. İstatistiksel yaklaşımın avantajları ise şöyledir:

1) Etkileşimler saptanarak ölçülebilir. Bir kerede bir faktör (OFAT) yaklaşımında etkileşimlerin saptanmasında genellikle hataya rastlanır.

2) Düzgün olarak tasarlanan deney birkaç farklı etkinin saptanması için aynı gözlemin kullanılmasını sağlar bu da istatistiksel yaklaşımla kıyaslandığında daha düşük maliyet sağlar.

3) Deney hatası ölçülür ve sonuçlar deney yapanın güvenilirliğinin bulunmasında kullanılır (Pyzdek, 2003).

8.7 Deney Tasarımında Kullanılan Bazı Tanımlar

8.7.1. Yanıt Değişken: Bağımsız değişken olarak anılır, araştırılan değişkendir.

8.7.2. Primary (ilk) Değişken: Etkisi olduğu düşünülen kontrol edilebilir değişkenlerdir. Sıcaklık, basınç, hız gibi kantitatif olabilecekleri gibi, operatör, üretim metodu, satıcı gibi kalitatif değişkenler de olabilir.

8.7.3. Gürültü Değişkenleri: Deneyi dizayn edenler tarafından saptanmış etkisi olabilen ama değiştirilmemesi ya da sabit tutulması gereken değişkenlerdir.

8.7.4. Deneysel Hata: Herhangi bir deneysel durumda birçok değişken, birçok değişkenliğin potansiyel kaynağı olabilir. Değişken sayısı çok olduğunda bütün değişkenlerle ilgilenebilecek bir deney mümkün değildir. Bu değişkenler, değişkenliğin genel sebeplerine benzerdir ve prosesin gürültü seviyesini oluştururlar. Rassallık sayesinde gürültünün gerçek değişkenlerle karışması engellenir.

8.7.5. Etkileşim: Bir faktörün etkisinin diğer bir faktörün seviyesine bağlı olmasıdır.

8.7.6. Faktör: Deneyde etkisi incelenen kontrol edilemeyen değişkenlerdir.

8.7.7. Seviye: Deneyde bir faktörün incelenen değerleridir.

8.7.8. Blok: Bir deneysel programda bir değişiklik kaynağının etkisi olduğu bilinen faktördür.

8.7.9. Deneysel Tasarım: Bir deneyin yapılması için yapılan öncül tasarımıdır.

8.7.10. Ortogonallik: Aynı boyutta iki vektörün çarpımlarının toplamının sıfır olması durumudur (Juran, 1998).

8.8 Deney tasarımının kullanım alanları

Deney tasarımı tekniği bir çok kalite tekniğinde geniş bir uygulama alanı bulmuştur. Aslında tasarımın prosesin bir parçası olarak görülmesi gerekmektedir. Bu şekilde görülürse deney tasarımı her türlü üretimde vazgeçilmez araçların birisi olacaktır. Deney tasarımı sektörel olarak sınırlamak doğal olarak imkansızdır. Deney tasarımı üretim yapılan veya belirli bir proses çevresinde işlem gören her türlü alanda kullanılır. Yeni bir proses geliştirilirken veya varolan prosesin iyileştirilmesinde kullanılan önemli bir araçtır.

DT özellikle aşağıda belirtilen durumlarda etkin olarak kullanılır.

- Ürün veya proses tasarımıdaki kritik kalite problemlerinin çözülmesi,
- Üretim sırasındaki kritik kalite problemlerinin çözülmesi.

Deney tasarımı, “kalite ürünle birlikte tasarlanmalı” anlayışının bir uygulamasıdır. Bu şekilde tüm yeni ürün ve proses tasarımlarında daha üretime geçmeden oluşabilecek tüm kritik hatalardan kurtulabilmek mümkün olabilecektir.

Deney tasarımı metodunun mühendislik tasarımında, yeni ürünler geliştirmede ve mevcut ürünlerdeki kalite problemlerinin çözümü uygulamalarına aşağıdaki gibi örnekler verilebilir.

- Temel tasarım kombinasyonlarının değerlendirilmesi ve karşılaştırılması.
- Malzeme alternatiflerinin değerlendirilmesi.
- Değişik çalışma koşulları altında ürünün iyi çalışabilmesi için tasarım parametrelerinin seçimi.
- Ürün performansını etkileyen önemli parametrelerinin belirlenmesi.

Deney tasarımı yöntemleri, incelenen sistemde; değişimlerin nedenlerini araştırmayı, bu değişimleri en aza indirmeyi ve değişimlere karşı güçlü (değişimlerden etkilenmeyen) bir sistem oluşturmayı hedefler. Deney tasarımında sistemi etkileyen tüm faktörler ele alındığından birkaç faktörde küçük değişiklikler yapılarak toplamda çok fayda sağlanabilir. (Şanyılmaz 2006)

8.9 Deney Tasarımı İlkeleri

8.9.1. Rassallaştırma İlkesi

Modern deney tasarımlarının çok önemli özelliklerinden biri rassallaştırma R.A. Fisher tarafından geliştirilmiş bir kavramdır. Rassallaştırmayı gerçekleştirmenin bir yolu deney birimlerinin işlemlere rassal olarak atanmasıdır. Rassallaştırma sözkonusu işlemle sınırlı değildir; deney birimlerinin çok sayıda işleme atanması durumunda, işlemlerin uygulanma sırasının seçiminde de rassallaştırma uygulanır. Rassallaştırma ayrıca deneysel verinin derlenmesi sırasında da gerçekleştirilmelidir.

8.9.2. Yineleme İlkesi

Bir işleyimin bir deneyde birden fazla defa yer alması durumunda işleyimin yinelenildiği ifade edilir. Anlaşılacağı gibi yineleme işleyimle bağdaştırılan bir kavramdır; bir işleyimin bir deneye sadece bir defa alınması hiçbir zaman düşünülemez. Yineleme olmaksızın herşeyden önce değişkenliğin belirlenebilmesi sözkonusu olmaz.

8.9.3. Deneysel Yanılgının Denetlenmesi İlkesi

Deney materyalinin çok önemli bir özelliği değişkenliğidir. Deneysel yanılgı, aynı işleyimlerin uygulandığı deney birimlerinin gözlem değerlerinin değişkenliğinin ortalama ölçütüdür. Belirtilen değişkenlik iki nedenden kaynaklanmaktadır. Nedenlerden ilki, aynı işleyimin uygulandığı deney materyalindeki doğal olarak var olan değişkenliktir. İkinci değişkenlik nedeni ise deneyin fiziksel olarak yürütülmesi sırasında türdeşliğin sağlanamamasıdır. Bu iki değişkenliğin görece büyüklüğü araştırma alanının özelliğine göre farklıdır.

Çıkarımasada sınamanın gücünün artırılması ve belirlenecek güven aralığının daraltılması (kesinliğinin artırılması) amacıyla deneysel yanılgı değerinin küçültülmesi için gerekli çabanın gösterilmesi gerekir. Deneysel yanılgı değerinin küçültülebilmesi için sözkonusu değişkenlik ölçüsünün iki kanağına inilmelidir:

1-) Deney tasarımının seçimine özen gösterilmelidir,

2-) Deney materyali, doğal olarak sahip olduğu değişkenliğin etkilerini azaltacak şekilde kullanılmalıdır (Çömlekçi 2003).

8.10. Deney Tasarımı Çeşitleri

8.10.1. Rassal Bölüntüler Tasarımı

Türdeş deney materyeliyle yürütülecek deneyler için en uygun deney tasarımı “Rassal Bölüntüler Tasarımı” olarak bilinmektedir. Bu tasarımda etkileri denenecek işleyimler deneklere rassal olarak dağıtılır. Aynı işleyimin atandığı denekler için yapılan gözlemlerin değişkenliğini ölçen deneysel yanılgı, yineleme sayısı arttıkça

azalacağından, en büyük yineleme sayısının sağlanmasına çalışılır. Yineleme sayısı ile etkileri arasındaki farkların belirlenmesine çalışılan işleyim sayısı gözönünde tutularak denek (deney birimi) sayısı saptanır. İşleyim sayısı t , yineleme sayısı n ile gösterilirse; $N=nt$ sayısında deney birimine gereksinim duyulacaktır. Etkilerinin belirlenmesi için dört işleyimin üç yineleme ile homojen deney materyeline uygulanacağı bir deney düşünülün. Deney materyeli $12(t=4, n=3)$ deney birimine bölündükten sonra işleyimler deney birimlerine rassal sayılardan yararlanılarak dağıtılacaktır (Çömlekçi 2003).

İşleyimlerin homojen deney birimlerine rassal olarak dağıtılabilmesi için, deney birimlerine 1'den 12'ye kadar numara verilir. Bundan sonra rassal sayılar çizelgesinden bir başlangıç noktası belirlenerek ve rassal olarak belirlenen bu başlangıç noktasından başlayarak on iki tane iki basamaklı sayı rassal olarak saptanır. Sözkonusu sayıların aşağıdaki gibi olduğu varsayalım:

09,70,78,67,63,84,39,80,68,37,89,88

Bundan sonra rassal olarak belirlenen 12 sayıya büyüklüklerine göre sıra numarası verilir; en küçük sayı olan 09'un sıra numarası 1, en büyük sayı olan 89'un sıra numarası da 12 olacaktır. Bu işlem tammalandıktan sonra dört işleyimden rassal olarak belirlenen ilki 1,2 ve 3 numaralı deney birimlerine; rassal olarak belirlenen ikinci işleyim 4,5,6 numaralı deney birimlerine; yine rassal olarak belirlenen üçüncü işleyim 7,8,9 numaralı deney birimlerine; sonuncu işleyim de son üç deney birimine atanır. Örneklenen rassallaştırmanın bütünüyle farklı bir biçimde gerçekleştirilmesi her zaman mümkündür.

Deneyisel veri elde etmede örnekleme tekniği olarak benimsenen deney tasarımları içinde en yalın olan rassal bölüntüle tasarımı, yukarıdaki açıklamalarda işleyimlerinden deney birimlerine rassal olarak atanması esas alınarak deneyel araştırmalardaki uygulanaşına yer verildi; araştırma ortamına bir müdahalenin olduğu durum ele alındı. Oysa neden-sonuç ilişkisinin ortaya çıkarılmasında gözlemsel veriye göre daha etkili olan deneyel verinin elde edilebilmesi için örnekleme tekniği olarak deney tasarımı araştırma ortamına herhangi bir müdahale yapılmaksızın da uygulanabilir. Örneğin belirli bir dersteki öğrenci başarısının, derse devam oranından

nasıl etkilendiğini ortaya koyabilmek amacıyla rassal bölüntüler tasarımını uygulayarak “deneysel” nitelikli veri elde edilebilir: derse devam oranı %100, %90 ve %80 olan öğrenci başarı düzeylerinin karşılaştırılması, derse devam oranının öğrenci başarı düzeyi üzerindeki etkisini ortaya çıkaracaktır.

Verilen son örnekte anlaşılacağı gibi deneysel verinin bir inceleme araştırmasında elde edilmesi söz konusudur. Aynı inceleme araştırmasında gözlemsel veriyle çalışılması da mümkündür. Sözü edilen öğrencilerin derse devam oranları ile dersteki başarı düzeyleri belirlenir; “derse devam oranı” değişkeni ile “dersteki başarı düzeyi” arasındaki ilişkinin saptanmasına çalışılabilir; regresyon çözümlemesi bu konuda yararlanılacak bir çözümleme olur (Çömlekçi 2003).

8.10.2. Rassal Bölükler Tasarımı

Birçok bilimsel araştırmada açıklanan değişken çok sayıda etmeden etkilenir. Bu bakımdan derlenen verinin çeşitli ölçütlere göre bölümlendirilmesi gündeme gelir. Rassal bölükler tasarımında gözlemler iki farklı ölçüte göre bölümlendirilir. Sözkonusu ölçütler bölükler ve işleyimlerdir. “İşleyimler” sözcüğü ile bir deney birimine uygulanan bir değişkenin düzeyleri veya çok sayıda değişkenin düzey bileşimleri anlaşılmalıdır. Bölükler ise çok homojen deneklerin bir araya getirilmesiyle oluşturulur. Bölük oluşturmanın anlamlı olabilmesi için, homojen deneklerden oluşan bölüklerin birbirinden çok farklı olması gerekir. Diğer taraftan aralarında etki farklılığı araştırılan işleyimlerin her bölükteki deneklere rassal olarak atanması gerekir. Rassal bölükler tasarımında her bölükte yer alan denek sayısının işleyim sayısına eşit olması sözkonusudur. .anlaşılacağı gibi her bölük bir “yineleme” niteliğindedir. Bölüklerin tüm işleyimleri içermemesi durumunda “eksik bölükler tasarımı” adı verilen bir tasarım ortaya çıkar.

8.10.3. Latin Karesi Tasarımı

Deneklerin birbirinden çok farklı olması durumunda, bölük oluşturularak rassal bölükler uygulamak mümkün olmayabilir. Deney materyeli iki ayrı etmene göre homojen gruplarda toplanabiliyor ve bu iki etmenin birbirinden bağımsız olduğu varsayımı benimsenebiliyorsa, bölükler önce bir etmene, sonra da ikinci etmene göre oluşturulur.

Belirli bir etmene göre meydana getirilen bölüklere “sütun bölükleri”, ikinci etmene göre meydana getirilenlere de “sıra bölükleri” denir. Her işleyimin her sıra bölümü ile sütun bölümünde sadece bir defa yer almasıyla Latin karesi tasarımı da oluşturulmuş olur. Uygun çözümlenmeyle sıra ve sütun bölüklerindeki farklılıktan kaynaklanan değişkenlik, deneysel yanılığın ayrılabilir.

İşleyimlerin deneklere atanma sırasının etkilerinin araştırılması sözkonusu olduğunda kullanılan tasarım, Latin karesi tasarımıdır. Bu tasarım, işleyimlerin belirli bir sırayla atanması ve işleyimlerin sözkonusu sıradaki yerleriyle meydana gelen etkilerin belirlenmesi imkanını verir. Zamanın ekisiyle ortaya çıkan değişkenliğin yanılığın kareler toplamından ayrıştırılarak tek başına değerlendirilmesi bu tasarımda mümkün olur. Diğer taraftan latin karesi tasarımı, rassal bölükler tasarımına göre daha az sayıda deneye gereksinim gösterdiği gibi, deneklerin neden olduğu değişkenliğin ayrıştırılmasını sağlar. Ancak işleyim evrenlerine ilişkin ortak değişkenlerin homojen olmaması hali bu tasarım için önemli bir sakıncadır.

Latin karesi tasarımının bir diğer sakıncası, veya daha doğru bir ifadeyle tasarımdaki önemli bir sınırlama işleyim, sıra bölükleri ile sütun bölükleri sayısının eşit olması zorunluluğudur. İşleyim sayısı arttığında, gerekli olan denek sayısı kolayca sağlanabilecek miktarı aşar. Genellikle işleyim sayısı 5 ile 8 arasında değişen sayıda seçilir; özellikle kullanılan ,latin Karesi tasarımları anlaşılacağı gibi 5x5, 6x6, 7x7 ve 8x8 tasarımlarıdır. 12x12 şeklindeki Latin Karesi tasarımıdan daha büyük kareler nadiren kullanılır. Latin Karesi tasarımında sıra bölükleri sayısı, bağlı olarak da sütun bölükleri sayısı artınca, rassal bölükler tasarımıda olduğu gibi her bölük için deneysel yanılığın da büyür.

8.10.4. Yinelemeli Ölçümlü Tasarım

Deney materyelinin homojen olması durumunda benimsenen rassal bölüntüler tasarımında yanılığın kareler ortalaması, işleyimler arasındaki farklılıktan kaynaklanan değişkenliğin ölçüsü olan işleyimler kareler ortalamasından ayırılmaktadır. Sözkonusu tasarımda yanılığın kareler ortalaması ölçüm yanılığları, deney birimlerinin farklılıkları gibi nedenlerle ortaya çıkan değişkenliğin ortalama ölçüsüdür. Deney

materyelinin heterojenliği sözkonusu olunca uygulanan rassal bölükler tasarımında deneysel yanılığının küçültülmesi mümkün olmaktadır. Deneklerin farklılığı nedeniyle ortaya çıkan değişkenliğin bir bölümünün yanılığı değişkenliğinden ayrılması rassal bölükler tasarımında mümkün olmaktadır; açıklanan değişkeni etkileyen (ancak açıklanan değişken üzerindeki etkileri istenmeyen), “ilintisiz” bir değişkenin düzeyleri esas alınarak deneklerin bölüklerde toplanmasıyla bu sağlanmaktadır. Bu bölümde incelenecek olan yinelemeli ölçümlü tasarımda ise, deneklerin neden olduğu değişkenlik bütünüyle deneysel (rassal) değişkenlikten ayrılmaktadır.

Yinelemeli ölçümlü tasarımda bağımsız değişkenin tüm düzeyleri, yani işleyimlerin tamamı aynı deneğe uygulanır. Deneye alınan t kadar işleyim her deneğe rassal bir sıralamayla atanır. Anlaşılacağı gibi, farklı düzeyleri işleyim olarak tanımlanan sadece bir bağımsız değişkenin deneye alınması durumu açıklanmaktadır. Ancak yinelemeli ölçümlü bu tasarım tek etmenli bir deneyde uygulanıyor olmasına rağmen, denekler ikinci bir etmen olarak düşünülebilir. Denekler iki etmenli bir deneydeki bir ana etki olarak kabul edilir, ana etkiye ilişkin değişkenlik ayrılır ve bunun sonucu olarak yanılığı değişkenliği, denekler arasındaki farklılıktan kaynaklanan değişkenlik ile büyütülmemiş olur.

Yinelemeli ölçümlü tasarımının rassal bölüntüler ve rassal bölükler tasarımına göre daha etkin (deneysel yanılığının daha küçük) olması, bu tasarımın diğerlerine tercih edilmesinin tek nedeni değildir. Üç farklı tasarımla aynı bilginin elde edilebilmesi için, anlaşılacağı gibi en az deney materyeline gereksinim yinelemeli ölçümlü tasarımda duyulur. Özellikle uzunca bir zaman aralığı boyunca az sayıda denekle çalışılması zorunluğuyla karşı karşıya kalındığında yinelemeli ölçümlü tasarım benimsenmelidir. Bağımlı değişken üzerindeki zaman etkisiyle ilgilenildiğinde, önemli bulunan zaman noktalarında denekler için gözlem yapılır. Böyle bir durumda zaman, bağımlı değişken üzerindeki etkisi araştırılan bağımsız değişken (işleyim değişkeni) olacaktır (Çömlekçi 2003).

Yinelemeli ölçümlü tasarımda, deneye alınan t kadar işleyimin aynı deneğe uygulanması nedeniyle gözlemler arasında bir ilişkinin varlığı sözkonusu olabilir. Bu

durumda, daha önceki tasarımlarda sürekli olarak vurgulanan yanılıgı terimlerinin (\square_{ij}) ve dolayısıyla terimlerin (y_{ij}) bağımsızlığı varsayımın kabul edilmesi mümkün olmaz.

8.10.5. Tam Faktöriyel

En az iki veya daha fazla parametre ve bu parametrelere ait en az iki veya daha fazla seviyelerin bulunduğu deneylerde seviyelerin birbirleri ile çarpımları ile oluşan kombinasyondur. Çizelge 1 de örnek bir deney modeli verilmiştir. Bu deney modeline göre 3 adet parametre bulunmaktadır. Her bir parametrenin de 2 adet seviyesi bulunmaktadır. Bu durumda her bir parametre ve seviye kombinasyonu denendiğinde toplam 8 adet deney yapılmalıdır. Aynı şekilde 4 parametrelili bir deneyde her bir parametre 3 seviyeye sahipse $3 \times 3 \times 3 \times 3 = 81$ adet deney yapılması gerekmektedir. Çizelge 1 de P1, P2 ve P3 parametreleri, 1-2 parametrelere ait seviyeleri göstermektedir. Her bir deneyin sonucu S_n olarak deney satırı sonuna yerleştirilmiştir.

Çizelge 8.1. Tam Faktöriyel Deney Tasarımı Çizelgesi

Deney Sayısı	Parametre ve seviyeleri			Sonuç
	P ₁	P ₂	P ₃	
1	1	1	1	S ₁
2	1	1	2	S ₂
3	1	2	2	S ₃
4	1	2	1	S ₄
5	2	1	1	S ₅
6	2	1	2	S ₆
7	2	2	1	S ₇
8	2	2	2	S ₈

Tam faktöriyel deney tasarımı istatistiksel metotlar ile birleştirildiğinde analiz aşamasında araştırmacılara büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Çizelge 1 deki örneğe göre her bir parametrenin etkisi ve birbirleri ile olan etkileşimi araştırıldığında basit olarak ortaya şöyle bir denklem ortaya çıkar.

$$EX1=(S1+S2+S3+S4)/4-(S5+S6+S7+S8)/4$$

$$EX2=(S1+S2+S5+S6)/4-(S2+S3+S7+S8)/4$$

$$EX3=(S1+S4+S5+S7)/4-(S2+S3+S6+S8)/4$$

$$EX1X2=(S1+S2+S7+S8)/4-(S3+S4+S5+S6)/4$$

$$EX1X3=(S1+S4+S6+S8)/4-(S2+S3+S5+S7)/4$$

$$EX2X3=(S1+S3+S5+S8)/4-(S2+S4+S6+S7)/4$$

$$EX1X2X3=(S2+S4+S5+S8)/4-(S1+S3+S6+S7)/4$$

Bilimsel olarak deney tasarımı 3 temel prensibe sahiptir. Bunlar; deney tekrarı, deneyin sırasının rastgele yapılması ve deneyin bloklanmasıdır (Hinkelmann 2005). Tam faktöriyel deney tasarımında rastsal tam bloklamalar kullanılır. Bloklamanın temel amacı bilinmeyen ve kontrol edilemeyen hataların deneyi etkilemesini önlemesidir. Eğer bu temel prensipler yerine getirilmezse deneyde bilinmedik hataların ortaya çıkması muhtemeldir. Deney esnasında oluşabilecek hatalardan ve sapmalardan sakınmak için iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlar deneylerin rastgele yapılması ve geriye dönük detayların incelenerek gerekli düzeltmelerin yapılmasıdır (Cox ve Reid 2000). Deney sonrasında varyasyon analizinin yapılabilmesi için deneyin en az üç kez tekrar edilmesi gerekmektedir. Böylece deney istatistiksel olarak yorumlanabilir. Tam faktöriyel deneylerin analizinde ANOVA (Varyasyon Analizi) ve regresyon analizi kullanılmaktadır. Bu yöntemler ile bir parametrenin deney üzerindeki etkisi hesaplanabilir. Varyasyon ve regresyon analizi teknikleri işlem sırasınca bir değişiklik yapmadan farklılıkların kaynağının belirlenmesine yardımcı olur (Breyfogle 2003).

8.10.6. Kısmi Faktöriyel Deney Tasarımı

Kısmi faktöriyel tasarım tam faktöriyel tasarımdaki zaman ve maliyet kaybını azaltmaya yönelik olan bir deney tasarımı yöntemidir. Bu tür tasarımlarda ortogonal dizinler kullanılır. Her bir deneyde birden fazla sayıda faktörün seviyesi değiştirilerek az sayıda deney ile bütün faktörlerin seviyelerinin denenmesi mümkün olmaktadır. Kısmi faktöriyel deneylerde amaç deney sayısını azaltmaktır. Ancak bunu yaparken incelenen faktörlerde değil faktörler arasındaki etkileşimlerin sayısında bir azaltma yapmak daha uygun olacaktır. Performans karakteristiği üzerindeki etkisinin az olacağı kabul edilen

ve serbestlik derecesi yüksek olan etkileşimlerin sayısında bir azaltma yapılabilir. Kısmi faktöriyel tasarımda deney sayılarının azaltılmasının diğer önemli bir yolu da faktör seviyelerinin mümkün olduğunca ‘yüksek değer’ ve ‘düşük değer’ olarak 2 seviyeli seçilmesidir. Bu şekilde deneylerin tüm kombinasyonlarının yapılması yerine sadece sonucu etkileyeceği düşünülen faktör ve seviyelerin performans karakteristiği üzerine olan etkisi araştırılabilir. Örnek olarak her biri 2 seviyeli bir deney tasarımı için kısmi faktöriyel deney tasarımı kullanılarak 2^k sayıda deney yapmak yerine 2^{k-p} kadar deney yapılır. Aynı zamanda bu deney tasarımı $1/2^p$ kısmi faktöriyel deney tasarımı olarak adlandırılır. Kısmi faktöriyel deney tasarımlarının en büyük dezavantajı tüm deneylerin yapılmamasından dolayı bazı etkileşimlerin etkilerinin tam olarak anlaşılamamasıdır. Çalışmanın ana konusunu olan Taguchi yöntemi de bir çeşit kısmi faktöriyel deney tasarım türüdür (Gökçe, B., Taşgetiren, S., 2009).

8.11. Hyperstudy yazılımı

Çalışmada, deney tasarımı metodu analizlerinde Hyperstudy programı kullanılmıştır. Hyperstudy ürün tasarımı için kullanılan etkili parametrik çalışma ve birden çok değişkenli optimizasyon aracıdır. Design of experiments (DOE), stochastic simülasyon ve optimizasyon teknikleri için özellikle geliştirilmiş bu program ile mühendisler,

- Tasarım fiziğini anlayabilirler
- Tasarım parametrelerindeki değişiklikler için bir tasarımın güvenilirliği değerlendirilebilirler
- Farklı değişkenler için tasarım optimizasyonu yapabilirler

HyperStudy işlem tabanlı çalışma hazırlanmasına imkan veren kolay kullanımlı bir arayüze sahiptir. Ayrıca, HyperStudy'nin Altair HyperWorks ile etkileşim içerisinde olması, lineer, non-lineer, akışkan dinamiği ve diğer multi-fizik çözücü teknolojilerini içeren geniş CAE çözücülerine doğrudan erişim sağlanabilmektedir.

9. BULGULAR

9.1. Kayar Kapı Sistemi Analiz ve Optimizasyonu

Kayar kapı sisteminde Kayar Kapı Dayanım testi, mekanizma ve kızakların performansını belirleyen en önemli testlerden biridir. Bu çalışmada, binek bir araç için tasarlanmış kayar kapı sisteminin dayanım testindeki performansı incelenmiş, ardından, optimizasyon teknikleri kullanılarak, sistem için hem ağırlık hem de performans bakımından optimum tasarıma ulaşılmaya çalışılmıştır.

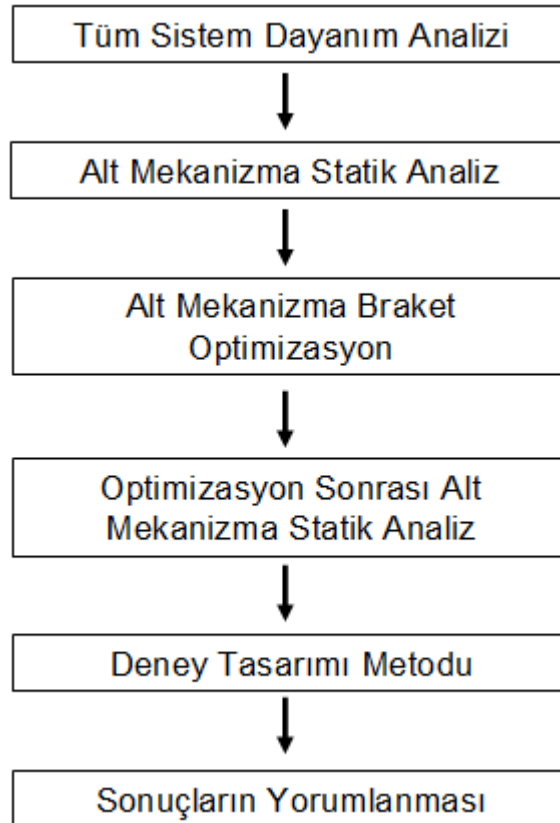
Analiz için sonlu elemanlar modeli Hypermesh programında hazırlanmıştır. Çözüm, öncelikle tüm kayar kapı sistemi (üç mekanizma ve kızak) RADIOSS programında doğrusal olmayan malzeme ve temas tanımlamaları ile eksplisit çözüm yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Kapının 1000 N yük altında çökme değerleri incelenmiştir. Kapının nominal konumunda mekanizma ve kızaklar arasında boşlukların olması, fiziksel testin normal koşullarda dinamik olarak yapılması ve yakınsama problemlerinin olmaması için analiz eksplisit olarak çözülmüştür. Analiz çözüm süresi için 1 sn seçilmiştir. Daha önceki çalışmalarda analiz süresi için farklı zamanlarda çözümler yapılmış 1 sn lik çözüm süresinin atalet kuvvetlerinin dengelenmesi bakımından yeterli olması ve sonuçlar ve zaman açısından en iyi sonucu verdiği gözlenmiştir.

Kayar kapı sisteminde, kapı ağırlığı iki mekanizma tarafından taşınmaktadır. Alt ve orta mekanizmalar kapıyı z yönünde (dikey) taşımakta üst mekanizma da y yönünde kapıya destek vazifesi görmektedir. Tüm sisteme, RADIOSS programında yapılan analizin ardından tüm mekanizmalara gelen yükler hesaplanmış ve alt mekanizma tek başına ele alınarak parçaya gelen yükler altında mekanizmanın deformasyon değerleri incelenmiştir. Sisteme yapılan ikinci analiz ise; ABAQUS programında doğrusal olmayan malzeme özellikleri kullanılarak implisit yaklaşım ile yapılmıştır.

Alt mekanizma 4 adet sac parçadan oluşmaktadır. İlk etapta yapılan analizler, mevcut konumda parçaların statik yükler altında performansını incelemek amacıyla yapılmıştır. İlk çalışmaların ardından, Optistruct programı ile alt mekanizmanın yapısal

optimizasyon çalışmasına geçilmiştir. Özellikle sac parçalarda form değişikliği ile yapının direngenliğini arttırmak, kalınlığını dūřurmek gibi çalışmaların yapıldığı topografya optimizasyon yöntemi kullanılarak, alt mekanizma saclarının direngenliğini arttırma çalışmaları yapılmıştır. Alt mekanizmada özellikle en büyük ağırlığa ve ürün performansında en büyük etkiye sahip olan braket sacı üzerinde çalışılarak maksimum deformasyon değeri dūřrlmeye çalışılmıştır.

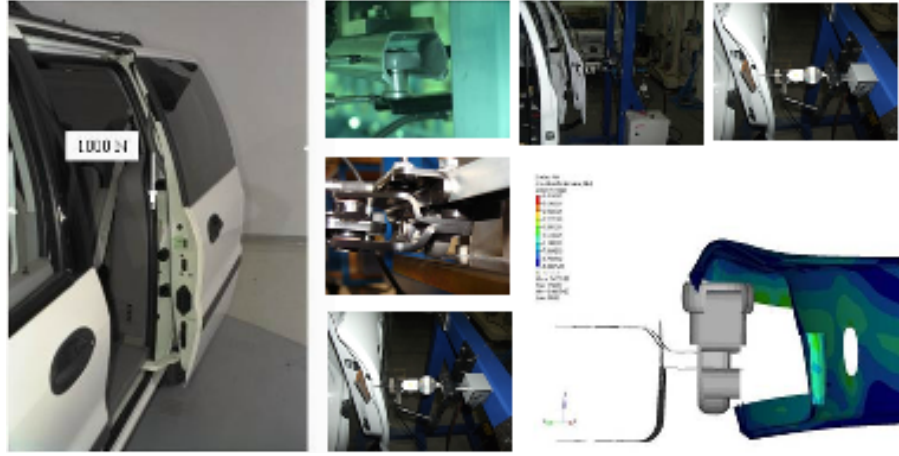
Alt mekanizma için optimizasyon sonucu son data elde edildikten sonra, parçalara varyasyonel analizler yapılarak optimum kalınlık elde edilmeye çalışılmıştır. Tezin bu aşaması için Hyperstudy programı kullanılmış, yapılan statik analize deney tasarımı metodu uygulanarak mekanizma saclarının değişik kalınlıklardaki durumlarında parça deformasyonunun ne lde değiştiği incelenmiştir. şekil 9.1'de yapılacak çalışmaların akış diyagramı grlmektedir.



şekil 9.1 Akış Diyagramı

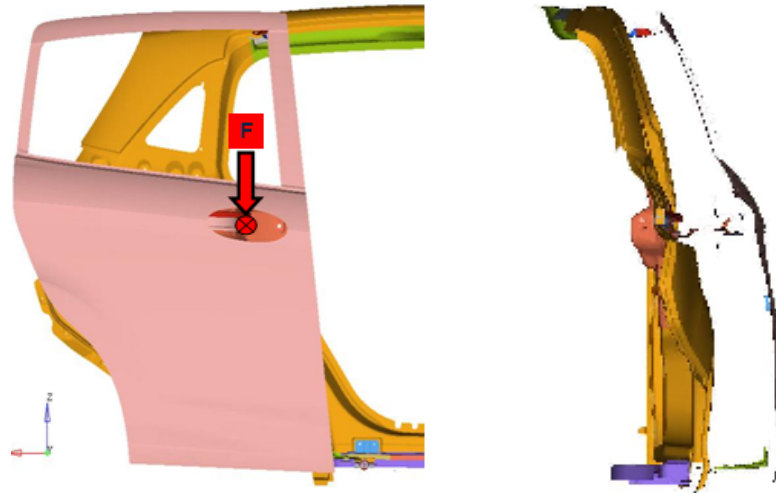
9.2. Kayar Kapı Dayanım Testi

Kayar kapı dayanım testinde, kayar kapı, tam açık pozisyonda tutularak, kapı kolundan dikey yönde (+z ve -z yönünde) 1000 N kuvvet uygulanmaktadır. Bu yük altında mekanizmalar; kızıklardan çıkmamalı, kapının çalışmasını engelleyebilecek büyük deformasyonlar olmamalıdır. Test esnasında, kızıklar ve mekanizmalar üzerinde oluşan deformasyonlar ölçülmektedir.



Şekil 9.2 Kayar Kapı Dayanım Testi

Bu çalışmada ilk olarak mekanizmaların mevcut parçaları ile kayar kapının tam açık konumda kapı kolundan -z yönünde 1000 N uygulanması durumundaki performansı incelenmiştir.



Şekil 9.3 Kayar Kapı Dayanım Testi Sınır Koşulları

Test esnasında kuvvet uygulama noktasında ve mekanizmalar üzerinde oluşan maksimum yerdeğiştirme değerleri ölçülmüştür.

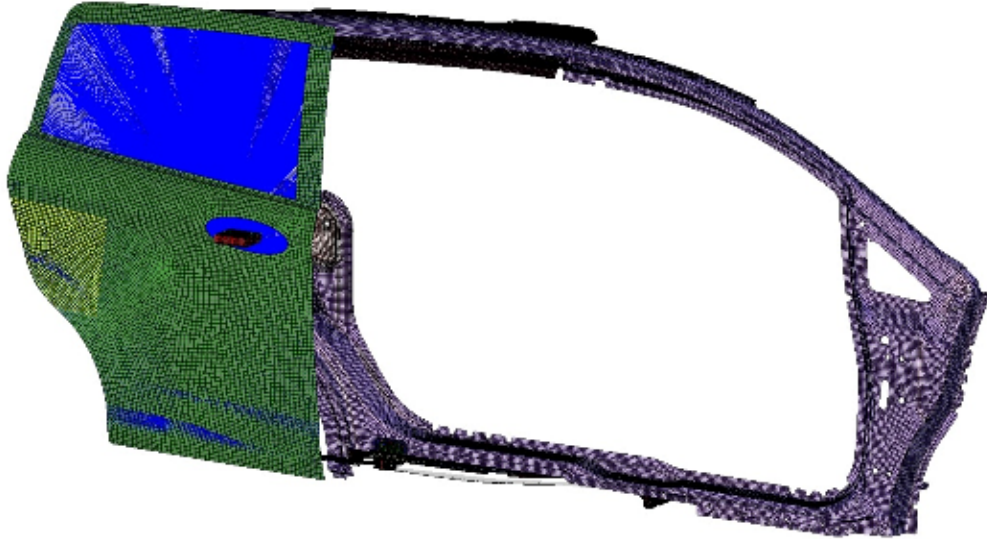
Analiz ve optimizasyon çalışmasında kullanılacak sonlu elemanlar modeli HYPERMESH programı kullanılarak oluşturulmuştur. HYPERMESH programına mekanizma braket ve kızak geometrisi import edildikten sonra öncelikle model üzerindeki düzeltmeler için HYPERMESH programında mesh yapısını bozabilecek çizgiler, ufak radüs ve delikler kaldırılmış, sac parçaların ortayüzeyleri oluşturulmuştur.

9.3. Sonlu Elemanlar Modeli

Sonlu eleman modeli Hypermesh 10.0 programında sonlu elemanlar teorisi baz alınarak hazırlanmıştır. Hypermesh programında komponent, özellik ve malzeme bilgi kümeleri oluşturulmuştur. Çözümleyici olarak RADIOSS ve ilgili eleman tipleri seçilmiştir. Kayar kapı sisteminin ful modeli 163235 düğüm noktası 157963 elemandan oluşmuştur.

Modellemede dörtgen elemanlar tercih edilmiş ve eleman boyutu olarak mekanizma sac parçaları için 2.5 mm, kapı ve arac yan sacı için 4 mm seçilmiştir. Tüm sac parçaların orta yüzeyleri çıkarılmış, ve kabuk elemanlar kullanılarak ağ yapısı oluşturulmuştur. Mekanizmadaki burç, civata segman, pim elemanları iptal edilmiş, bunların yerine mafsal bölgelerinde bir boyutlu yay elemanlar, bağlantı bölgelerinde ise rijit elemanlar kullanılmıştır. Kapının ağırlık merkezinde toplam kapı kütleli noktasal olarak bağlanmış, mekanizmalar bu noktaya rijit elemanlar ile birleştirilmiştir.

Kayar kapı sisteminin sonlu elemanlar modeli hazırlandıktan sonra RADIOSS programı için gerekli malzeme bilgileri, komponent özellik kartları, temas tanımlamaları ve sınır koşulları tanımlanmıştır.



Şekil 9.4 Kayar Kapı Sonlu Elemanlar Modeli

9.4. RADIOSS Analiz Modelinin Oluşturulması

HYPERMESH programında ağ yapısı oluşturulan parçalar için öncelikle özellik kartları tanımlanmış ve parça kalınlıkları girilmiştir. Sonlu elemanlar modelde parçaların çoğu kabuk elemanlardan oluşmuştur. Kabuk elemanlar için P1_SHELL kartı kullanılmış, QEPH kabuk eleman tercih edilmiş, tüm elemanlar için geometrik doğrusalsızlık aktif konuma getirilmiştir. Her kabuk eleman için 5 integrasyon noktası seçilmiştir. Kuvvet uygulama plakası ve kauçuk takoz parçalarda katı mesh oluşturulmuş, P14_SOLID kart seçilmiştir. Katı eleman kartı tanımlamalarında da eleman tipi olarak standart 8 düğüm noktalı tam integrasyon eleman formulasyonu seçilmiştir. Analizde kullanılan katı elemanların sadece kuvvet iletme gibi etkileri olduğundan diğer eleman parametreleri için varsayılan değerler kullanılmıştır.

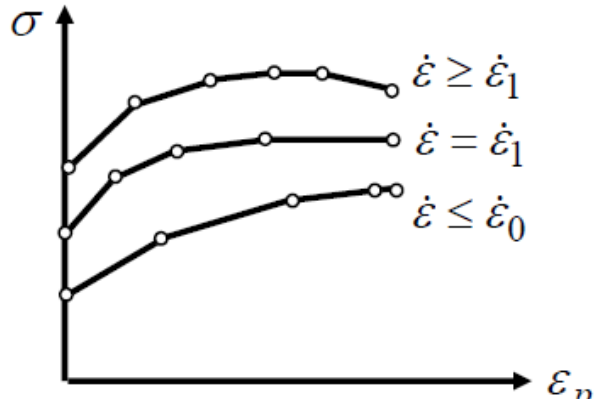
Tüm parçalar doğrusal olmayan malzeme modelleri ile oluşturulmuştur. Sac parçalar için “Piecewise Linear Plastisite” malzeme modeli kullanılmıştır.

9.4.1. Piecewise Lineer Plastisite Malzeme Modeli

Bu modelde gerilme ve birim şekil değiştirme ilişkisi; etken gerilme ve etken birim şekil değiştirme eğrisi olarak ifade edilmektedir. Malzemenin elastik bölgesi elastisite

modülü ve poisson oranı ile hesaplanırken, plastik bölge için malzemeye ait gerilme-gerinim diyagramı kullanılmaktadır.

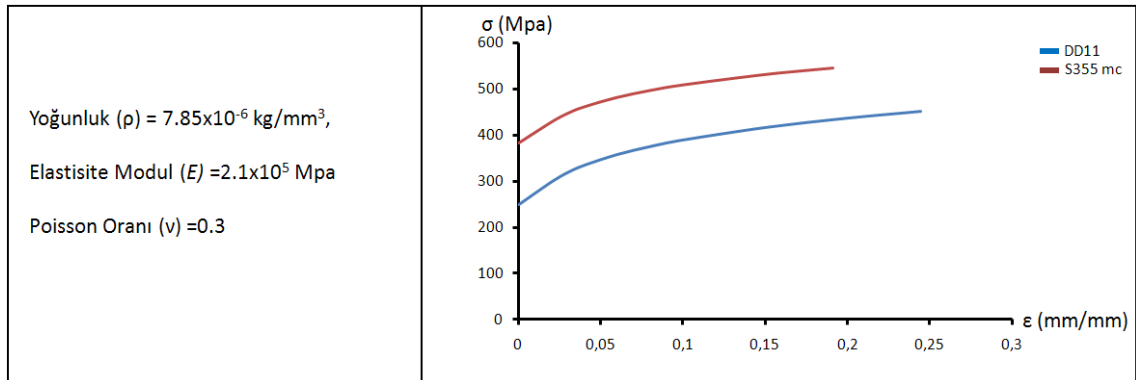
Malzemenin pekleşme karakteristiği modellenenbilmekte ayrıca hangi elemanların işlemde çıkarılacağıın tespiti için kopma birim şekil değıştirme değeri tanımlanmaktadır. Bu model çözümde çok etkili ve çarpışma, darbe simülasyonlarında en çok tercih edilen malzeme modelidir.



Şekil 9.5 Pekleşme Karakteristiği

Kayar kapı sisteminde parçaların plastik bölgesi için malzemelerin gerilme-gerinim diyagramları programa tanımlanmıştır. Braket malzemesi S355MC, kayar kapı kızakları ise DD13 tür. Yapılan analizlerde parçalarda büyük non-linear değışimler olmamasından kaynaklı olarak, malzemelerin pekleşme karakteristikleri modele eklenmemiştir. Diğer malzeme parametreleri için de varsayılan değerler kullanılmıştır. Sac braketlerin malzeme özellikleri Çizelge 7.1 de görölmektedir.

Çizelge 9.1 Malzeme Özellikleri

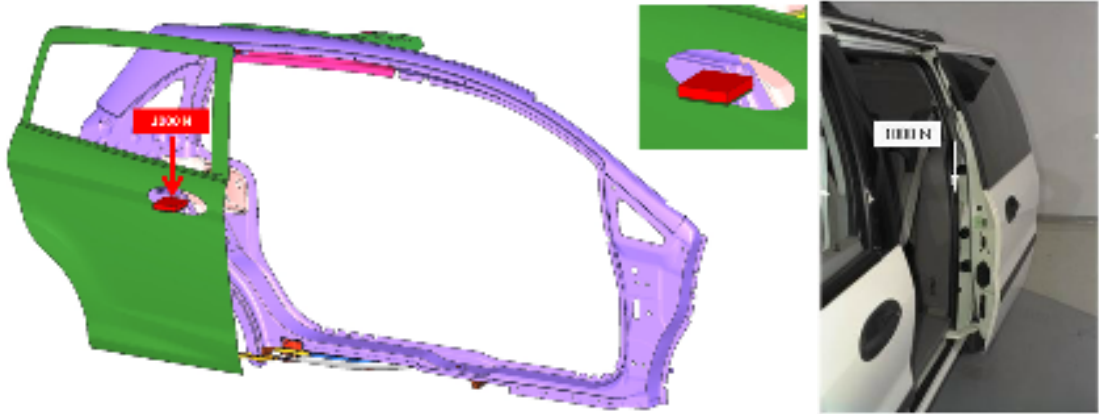


9.4.2. Temas tanımlamaları

Parçalar arasında fiziksel temaslar, etkileşimler yapının davranışını etkilediği durumlarda, sonlu elemanlar yöntemi ile geliştirilen temas tanımlamalarının yapılması gerekmektedir. Parçalar arasında cereyan eden kuvvet ve momentum transferleri temas - darbe algoritmalarıyla sağlanmaktadır. Birbiri içerisine geçen yüzeyler arasına hayali elastik yaylar yerleştirilerek oluşacak yay kuvvetleri sayesinde yüzeyleri dışarı çıkarmaya çalışmaktadır.

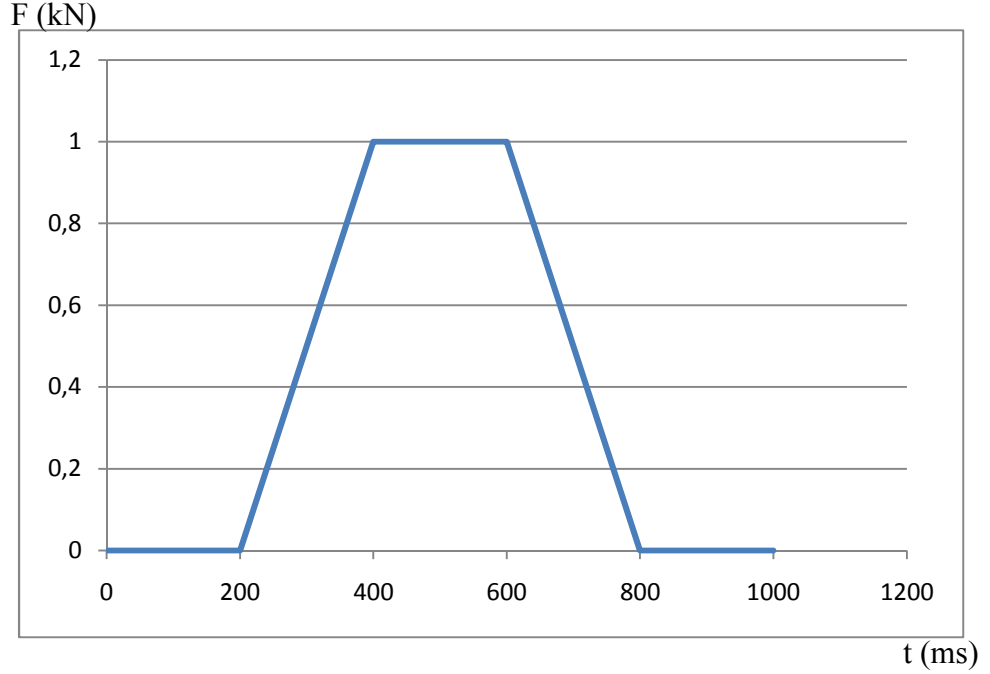
Yapılan analizde “type 7” temas algoritması kullanılmıştır. Bu temas tanımlamasında teması kontrol eden efendi yüzey ile etkileşim altındaki köle düğüm noktaları seçilmektedir. Temas tanımlamaları tüm etkileşimleri yakalayabilmek için simetrik tanımlanmıştır. Etkileşim sürtünmesi 0.2 seçilmiş, temas katılığı olarak 1 değeri girilmiş, kritik sönüm katsayısı olarak 0.05 tanımlanmıştır. Temas içerisinde herhangi bir penetrasyona izin verilmemiş, sürtünme için katılık formülasyonu seçilmiştir. Parçalar arasında sabit boşluk belirlenmiş ve saclar arasındaki boşluk değerleri tanımlanmıştır.

9.4.3. Yükleme koşulları



Şekil 9.6 Kayar Kapı Dayanım Testi Sınır Koşulları

Kayar kapı sistemine test koşullarına uygun olacak şekilde kapı kolu bölgesinden dikey olarak 1000 N yük uygulanmıştır. Kuvvet zamana bağlı olarak şekil 9.7’de belirtildiği gibi uygulanmıştır.



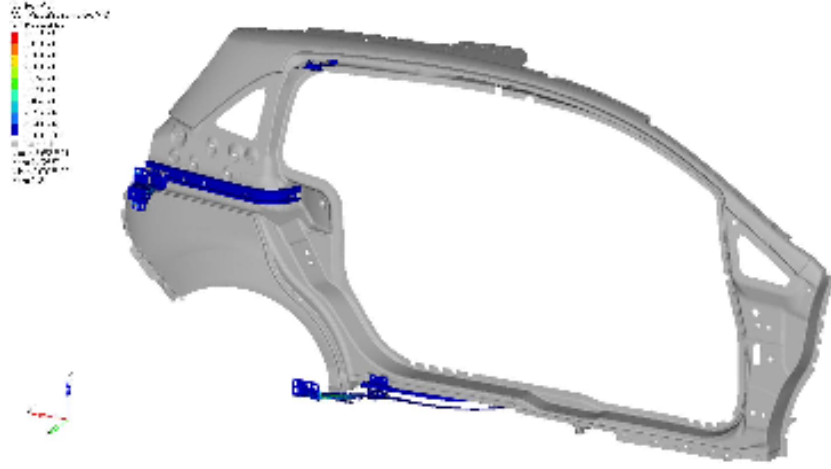
Şekil 9.7 Kuvvet – Zaman Grafiği

Kapının mekanizmalar ile birlikte ağırlığı 33 kg dır. Kapı kütlesi, ağırlık merkezinden tüm test süresince uygulanmıştır. Kapının yatay yönde hareketini engellemek için ağırlık merkezinden yatay ekseninde hareket kısıtlanmıştır. Analiz toplam çözüm süresi 1 sn alınmış, ilk 200 ms sadece kağı ağırlığı uygulanmış, 200 – 800 ms Kayar Kapı Dayanım yükü uygulanmış, son 200 ms kapı da sadece kapı ağırlık bırakılmış, kalıcı deformasyon değeri ölçülmüş ve ataletin sönmülmesi sağlanmıştır.

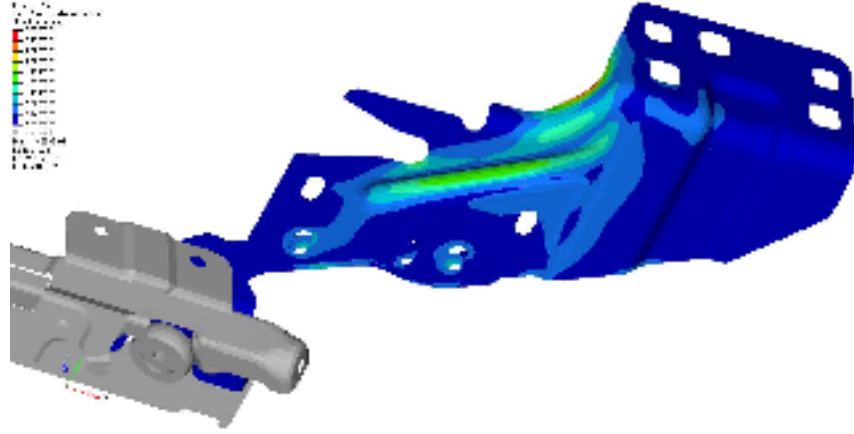
Analizde kütle ölçeklenmesi kullanılmış minimum zaman adımı $5e-4$ değerinde tutulmuştur. Kapı kolundan uygulanan kütle, fiziksel teste benzer şekilde modellenen bir plaka vasıtasıyla uygulanmıştır.

Analiz sonucunda mekanizmalarda oluşan maksimum yerdeğiştirmeler, yük sonrasındaki kalıcı yerdeğiştirme değerleri, parçalarda oluşan gerilme değerleri ve mekanizmalarda oluşan temas kuvvetleri ölçülmüştür.

9.4.4. Sonuçlar

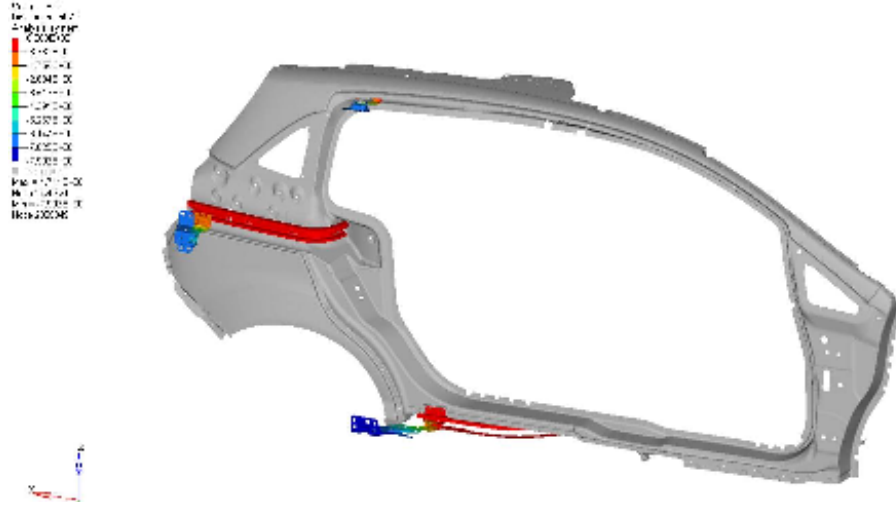


Şekil 9.8 Mekanizma ve Kızaklarda Oluşan Gerilme Değerleri

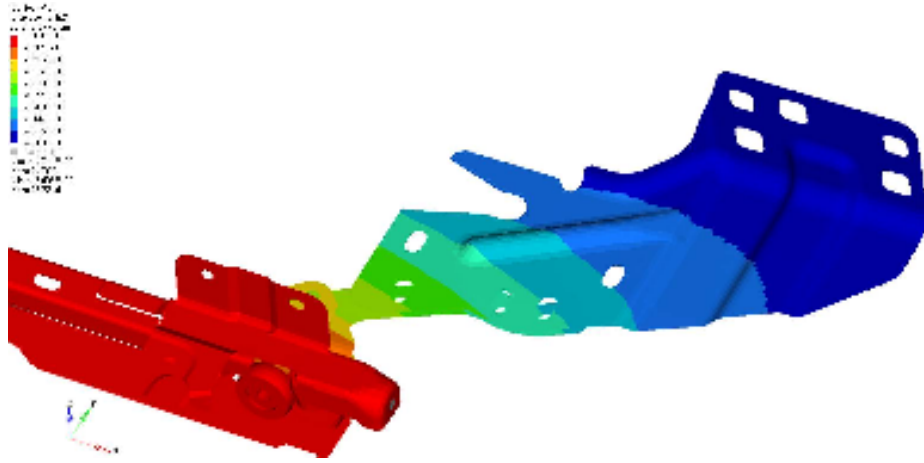


Şekil 9.9 Alt Mekanizmada Oluşan Gerilme Değerleri

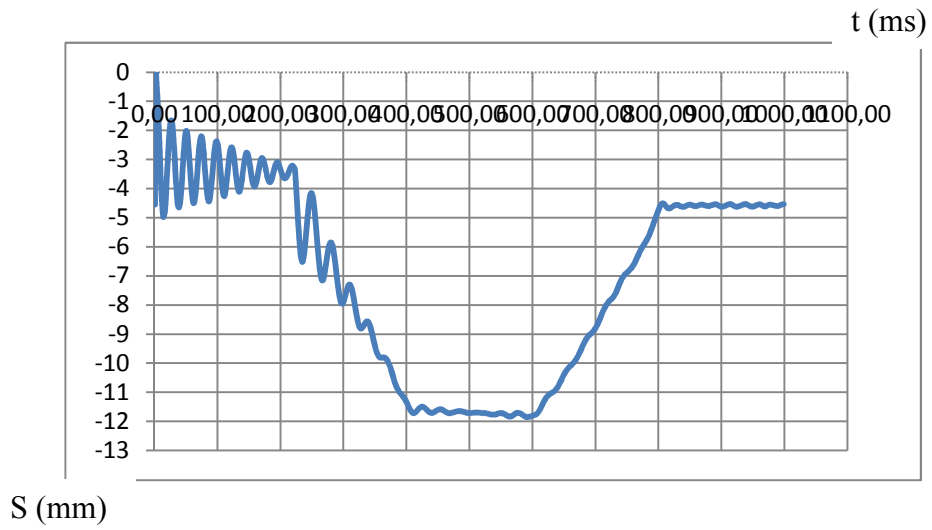
Analiz sonrası, gerilme değerleri incelendiğinde tüm mekanizmalarda oluşan değerler akma gerilmesinin altında gözlenmiştir. Mekanizma ve kızaklarda yapısal açıdan kritik bir durum oluşmamaktadır. Proje kapsamında alt mekanizma üzerine yoğunlaşılacağından, Şekil9.9'da gerilme değerleri görülmektedir. Mekanizmada maksimum 180 Mpa eşdeğer gerilme görülmüştür. Skaladaki üst gerilme değeri singularite probleminden dolayı keskin köşede çıktığından göz ardı edilmiştir. Braket malzemesi akma gerilmesi 355 Mpa olduğundan gerilme değeri elastik bölgededir herhangi bir yapısal problem yoktur.



Şekil 9.10 Kayar Kapı Yerdeğiştirme Sonuçları

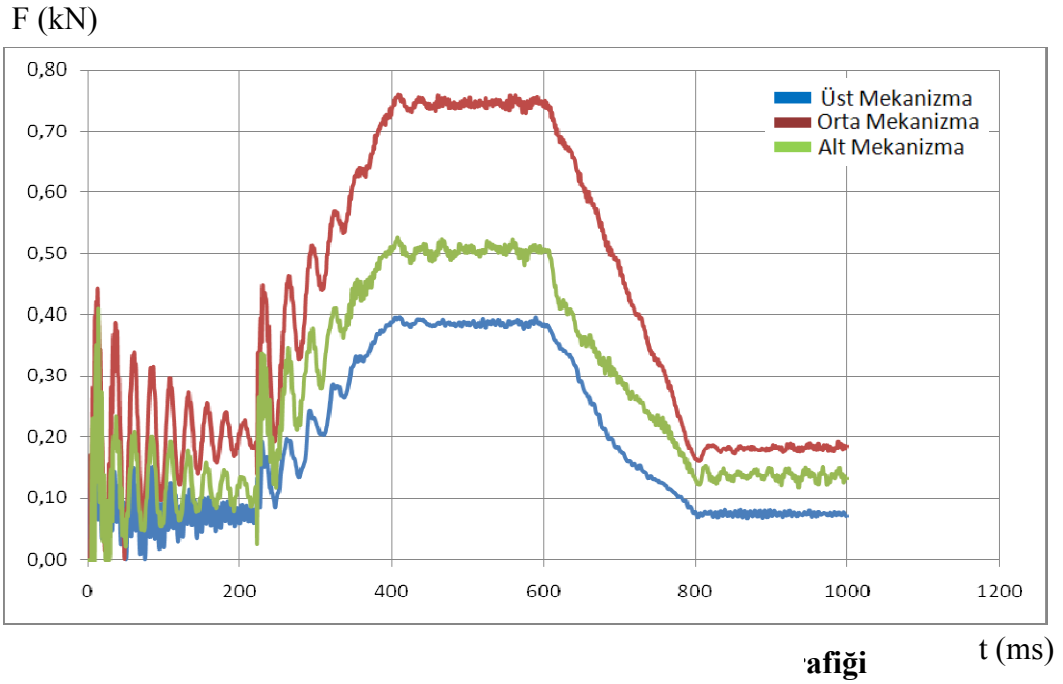


Şekil 9.11 Alt Mekanizma Yerdeğiştirme Sonuçları



Şekil 9.12 Alt Mekanizma Yerdeğiştirme – Zaman Grafiği

1000 N uygulanan yük altında baskı plakası 16mm yer değiştirme göstermiştir. Alt mekanizmadaki maksimum yerdeğiştirme 11.85 mm dir. Şekil 9.12 de analiz boyunca alt mekanizmada oluşan yerdeğiştirme sonuçları görülmektedir. İlk 200 ms de sistem sadece kapı ağırlığı altında tutulmuştur. Bu durumda alt mekanizmada 3.5 mm yerdeğiştirme görülmektedir. 1000 N yük uygulanması durumunda alt mekanizma z yönünde 11.85 mm yerdeğiştirmiştir. Yükün kaldırılmasının ardından, mekanizmada 4.80 mm kalıcı deformasyon oluşmuştur.



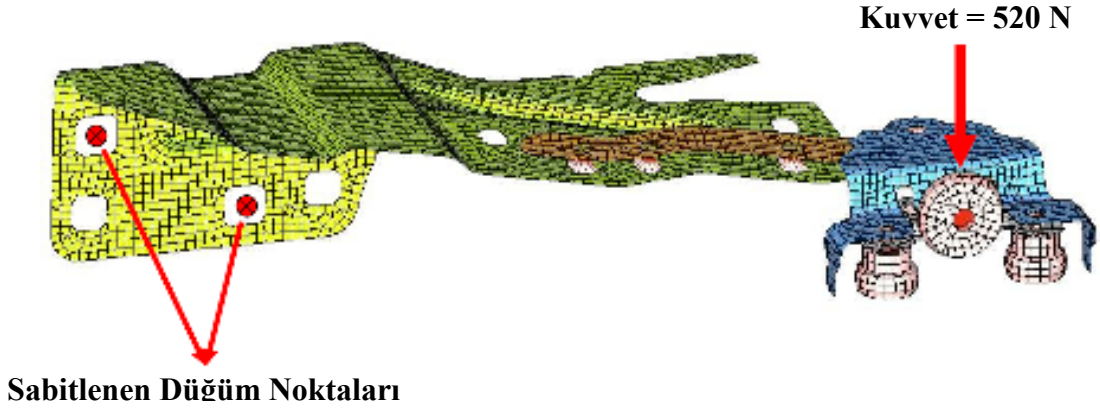
Şekil 9.13'te mekanizmalarda oluşan reaksiyon kuvvetleri görülmektedir. 1000 N yük altında alt mekanizmada z yönünde 520 N reaksiyon kuvveti görülmüştür. Orta mekanizmada z yönünde 760 N üst mekanizmada ise y yönünde 390 N reaksiyon kuvveti oluşmuştur. Kapının z yönündeki ağırlığını alt ve orta mekanizma taşımaktadır. Üst mekanizma kapıya y yönünde klavuzlama yapmaktadır. Bu sebeple alt ve orta mekanizma için z yönünde, üst mekanizma için de y yönünde reaksiyon kuvvetleri incelenmiştir.

Çalışmanın ikinci aşamasında alt mekanizma tek başına ele alınacak ve 520 N yük altında mekanizmanın deformasyon değeri incelenecektir.

9.5. Alt Mekanizma Statik Analizi

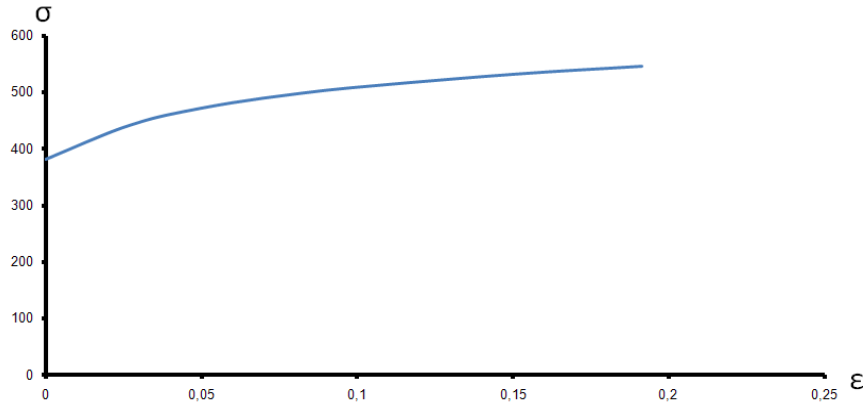
RADIOSS programında yapılan analizin ardından alt mekanizma tek başına ele alınmış ve statik olarak mekanizmanın mukavemet değerleri incelenmiştir. Test esnasında sisteme dikey yönde 1000 N ve kapının kendi ağırlığı uygulanmıştır. Kayar kapı sisteminin dikey yöndeki yükünü alt ve orta mekanizmalar taşımaktadır. Üst mekanizma kapıyı yatay yönde kılavuzlama görevi görmektedir. RADIOSS programında yapılan analiz esnasında mekanizmaların taşıyıcı makaralarına gelen yükler yazdırılmış ve her bir mekanizmaya gelen yükler incelenmiştir. Alt mekanizmaya 0.52 kN yük geldiği görülmüştür. Bu tekil yük altında alt mekanizma tek başına ele alınarak ABAQUS programında sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir.

Yaptığımız çalışmada sonlu elemanlar ağ yapısı ve tüm analiz tanımlamaları Hypermesh programında statik analiz çözümü ABAQUS Standard programında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 9.14 Alt Mekanizma Statik Analiz Yükleme Koşulları

Statik analiz için tüm geometrilerin öncelikle orta yüzeyleri çıkartılmış, sac parçalara ortalama 2 mm eleman boyutu ile ağ yapısı oluşturulmuştur. Bağlantı noktalarında, pim ve burç bağlantılarında kinematik coupling elemanlar kullanılmıştır. Ağ yapısı 1. dereceden kare elemanlar ile oluşturulmuştur. Modelde 8912 eleman 9206 düğüm noktası bulunmaktadır. Malzeme plastik bölgesi için gerilme-gerinim diyagramı tanımlanmış, analiz; malzeme ve geometrik doğrusalsızlık ile çözdürülmüştür.



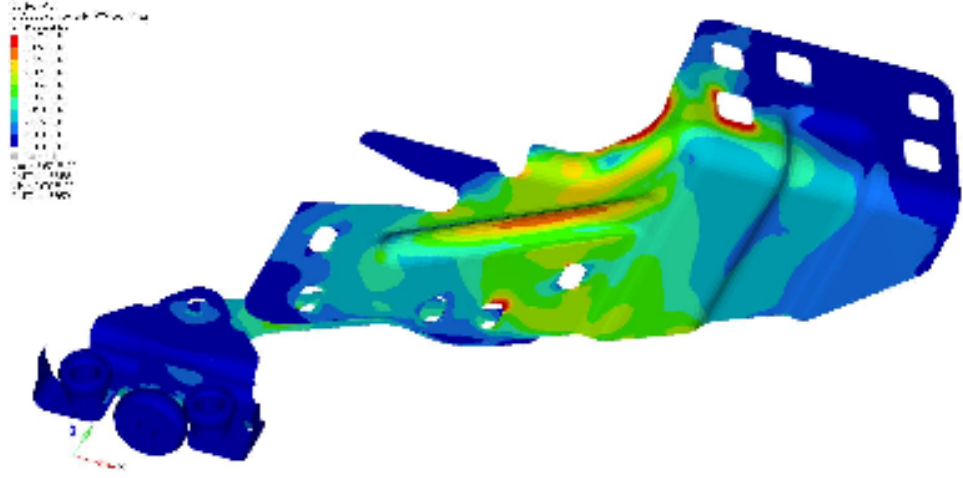
Şekil 9.15 Malzeme Gerilme-Gerinim Grafiği

Çizelge 7.2 Alt Mekanizma Komponentler

Parça	Kalınlık	Malzeme
 Taşıyıcı Sacı	5 mm	S 355 MC
 Destek Sacı	8 mm	S 355 MC
 Alt Makara Sacı	3 mm	S 355 MC
 Üst Makara Sacı	4 mm	S 355 MC
 Pim ve Makara	Katı	Pim 20Mn15 Makara PA 4.6

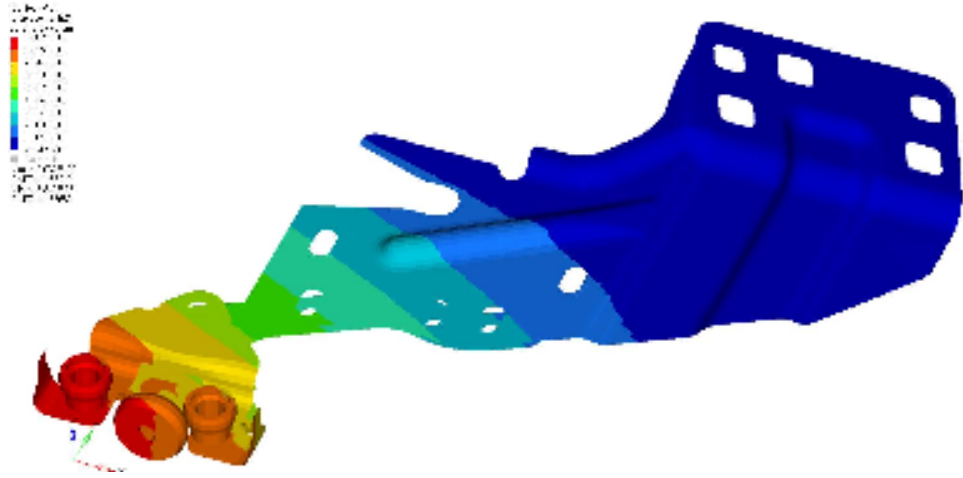
Alt Mekanizma dört adet sac parça, bir taşıyıcı makara, iki adet de klavuz makaralardan oluşmaktadır. Braket malzemesi S355 MC, makaralar ise PA4.6 malzemesinden üretilmektedir. Analiz modelinde sac parçalar orta yüzeyleri çıkarılarak kabuk elemanlar ile oluşturulmuşlardır. Makaraların ise sadece dış yüzeyleri ele alınmış iç kısımları rijit elemanlar ile modellenmiştir. Makaralar, kuvveti iletmekte kullanılmıştır. Plastiklerin etkisi gözardı edilmiştir. Analiz sonucunda mekanizmada oluşan gerilme değerleri ve maksimum yerdeğiştirme gözlenmiştir.

9.5.1 Sonuçlar



Şekil 9.16 Alt Mekanizma Gerilme Sonuçları

Alt mekanizmada maksimum gerilme 280 Mpa çıkmış, parça plastik sınırdadır. Keskin köşede gerilme 357 Mpa ıkmıştır.



Şekil 9.17 Alt Mekanizma Yerdeğiştirme Sonuçları

520 N yük altında, alt mekanizmada maksimum deformasyon z yönünde 9.06 mm oluşmuştur.

9.6. Alt Mekanizma Yapısal Optimizasyon Çalışması

RADIOSS ve ABAQUS programlarında yapılan analizlerde sistemin başlangıç konumundaki performansı hem komponent bazında hem de kayar kapı sistemi bazında incelenmiştir. RADIOSS'ta yapılan ilk analizin ardından özele inilerek, ABAQUS programında mekanizmanın doğrusalsızlık koşulları ile birlikte maksimum deformasyon değeri ölçülmüştür. Çalışmanın bu aşamasında alt mekanizma geliştirme çalışmalarına geçilecek, mekanizma saclarında form değişikliği ile yapının maksimum deformasyon değeri düşürülmeye çalışılacaktır.

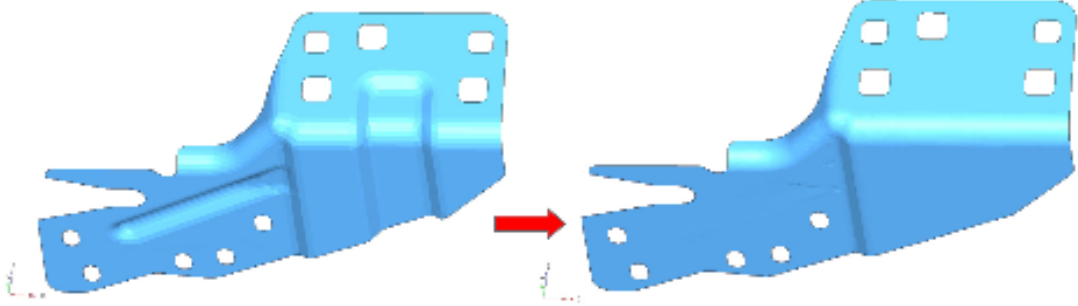
Optimizasyon çalışması OPTISTRUCT programında yapılacak, sac parçalarda form değişikliği ile yapının direngenliğini artırmak için kullanılan bir şekil optimizasyonu çeşidi olan topografya optimizasyonu yöntemi kullanılacaktır.

9.6.1. Optimizasyon Çalışması

Topografya optimizasyon çalışması, alt mekanizmada en büyük hacme, ve mekanizmanın deformasyonunda en büyük etkiye sahip alt mekanizma taşıyıcı sacında yapılmıştır. Mekanizma taşıyıcı sacına yapılacak topografya optimizasyonu için model optistruct programına alınmıştır. Alt mekanizma üzerine gelen kuvvet, sisteme yapılan statik analiz sonucunda belirlenmiştir. Alt mekanizmaya gelen yük değeri ayrı olarak alt destek sacına uygulanmış, kuvvet altında destek sacının optimum modele ulaşması sağlanmıştır. Destek sacı malzemesi olarak izotropik çelik seçilmiştir; yoğunluk $\rho = 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$, $E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$ ve $\nu = 0.3$ alınmıştır.

Topografyaya karar verirken programı daha serbest bırakmak için başlangıç modelinde bulunan kaburga yapı iptal edilerek sac düz bir şekilde modellenmiştir. Statik yükleme koşulunu modele yansıtabilmek için taşıyıcı sacın bağlantı bölgeleri sabitlenmiştir ve alt kol sacına bağlandığı deliklerden kuvvet dikey yönde uygulanmıştır. SE modelinde

7039 düğüm noktası 6877 eleman bulunmaktadır. Analiz için 4 düğüm noktalı kare kabuk elemanlar seçilmiş, eleman boyutu olarak da 2 mm alınmıştır.



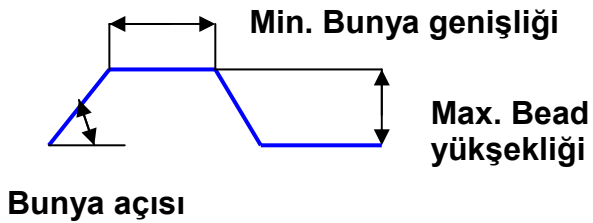
Şekil 9.18 Optimizasyon Modeli Sadeleştirme



Sabitlenen Düğüm Noktaları

Şekil 7.19 Optimizasyon Yükleme Koşulları

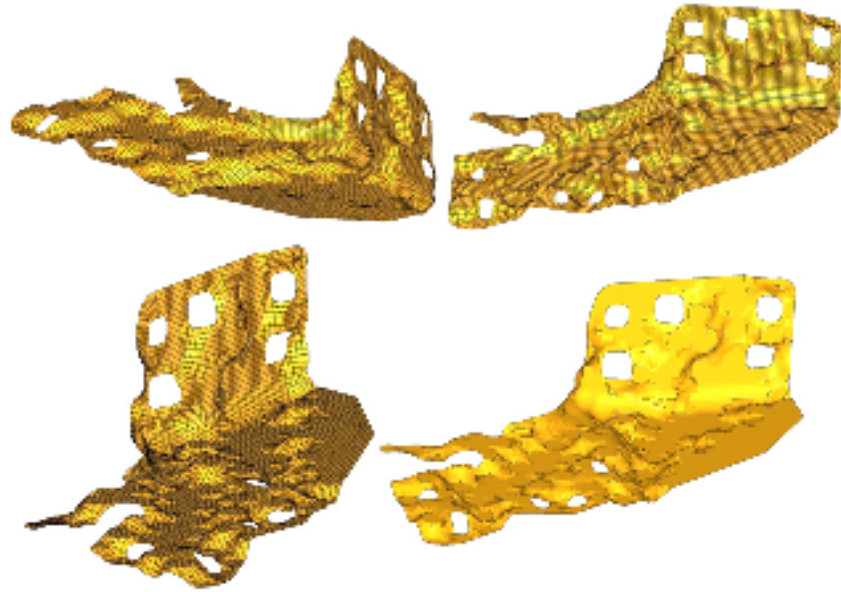
Optimizasyon probleminde modelin tümü tasarlanabilir olarak tanımlanmıştır. Üretilirlik kısıtları olarak bead (bunya) özellikleri kullanılmıştır. Böylelikle optimizasyon sonucu üretim açısından daha elverişli hale getirilmiştir.



Şekil 9.20 Optimizasyon Bunya Parametreleri

Maksimum bunya yüksekliği 6 mm, bunya genişliği 12 mm, bunya açısı olarak 50° tanımlanmıştır. Amaç fonksiyon olarak maksimum deformasyonun minimize edilmesi tanımlanmıştır. Maksimum deformasyonun yeri olarak sac parça üzerinde kuvvet bölgesine yakın yüksek deformasyon elde edilen bir düğüm noktası seçilmiştir. Yapının serbest halde optimize edilebilmesi için üretim ve sınır koşulu olarak ek tanımlama yapılmamıştır. Optimizasyon ayarlarından, maksimum iterasyon sayısı 100 olarak ayarlanmış, amaç fonksiyon yakınsama tolerans değeri minimumda tutulmuştur, böylece yapının optimizasyonu için program sınırları genişletilmiştir. Her iterasyondaki hareket miktarı 0.5 ve ayrıklık 1.0 olarak belirlenmiştir.

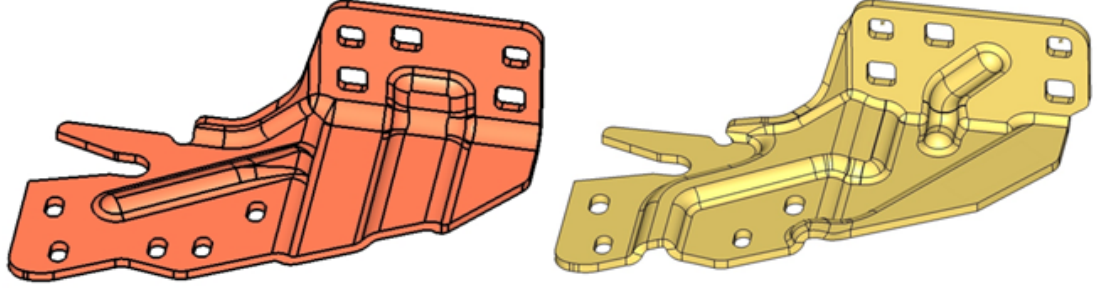
9.6.2. Optimizasyon Sonuçları



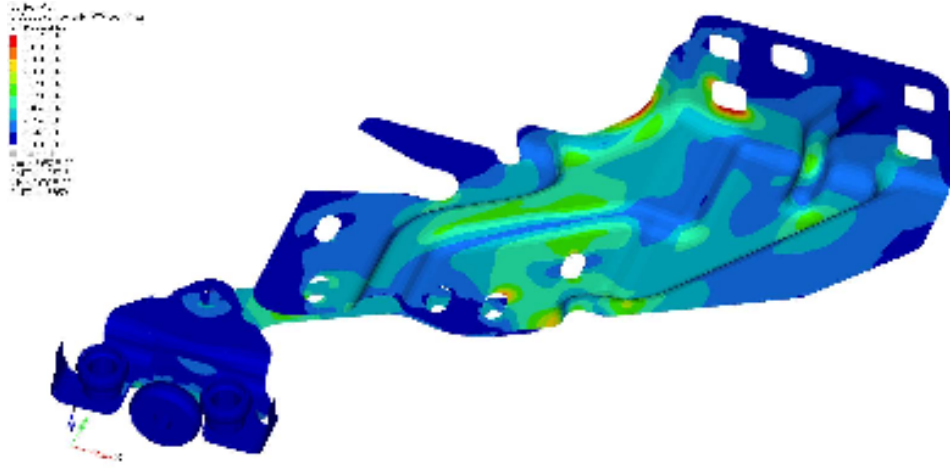
Şekil 9.21 Optimizasyon Sonuçları

Verilen optimizasyon kısıtlarına göre alt mekanizma taşıyıcı sac için tanımlanan tasarım alanı program tarafından değiştirilmiştir. Yapıdaki kompians değeri 8.306 e+2 değerinden 4.622 e+2 değerine düşürülmüştür. Maksimum deformasyon 3.46 mm den 1.87 mm değerine gerilemiştir. Bu sonuçlara göre yapının direngenliği yaklaşık %46 iyileşme göstermiştir. Optimizasyon sonuçlarının etkisini daha iyi analiz edebilmek, son durumu incelemek için, optimizasyon sonucu programın oluşturduğu tasarım, geometri olarak çıktı alınıp, model bir CAD programında düzeltilerek tekrar oluşturulmuştur.

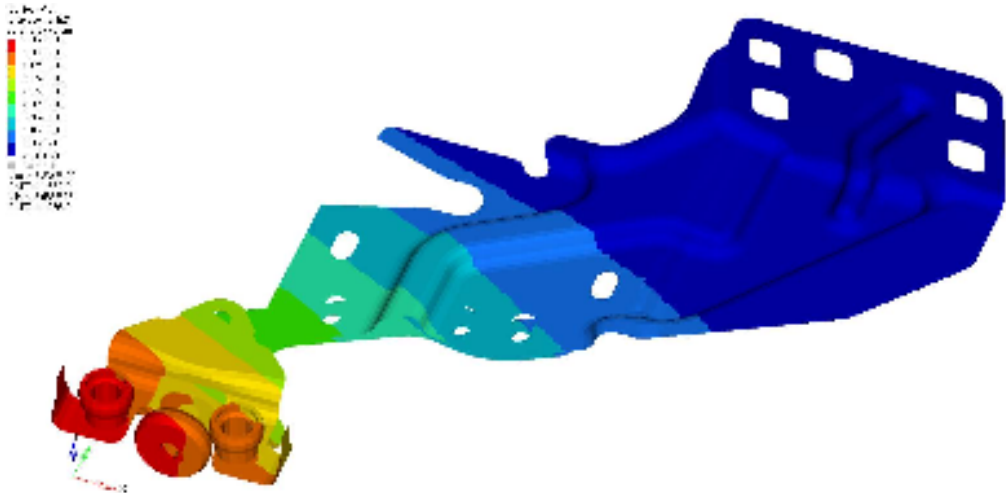
Son durumdaki alt mekanizma taşıyıcı sacı ele alınarak tüm alt mekanizmanın deformasyon değeri, ABAQUS programında incelenmiştir.



Şekil 9.22 Optimizasyon Öncesi ve Sonrası Alt Mekanizma



Şekil 9.23 Optimizasyon Sonrası Alt Mekanizma Gerilme Sonuçları



Şekil 9.24 Optimizasyon Sonrası Alt Mekanizma Yerdeğiştirme Sonuçları

Optimizasyon sonrası elde edilen tasiyici sac alt mekanizmaya eklenerek ABAQUS programında doğrusalsızlık kısıtlarının altında statik analiz yapılmıştır. Son durumda elde edilen tasiyici sac ile birlikte alt mekanizma statik analiz sonucu mekanizma üzerinde maksimum gerilme 180 Mpa dolaylarında, maksimum deformasyon ise 5.36 mm çıkmıştır. Tasarımın ilk durumuna göre maksimum deformasyon değeri 9.06 mm den 5.36 mm ye gerilemiş, alt mekanizmanın direngenliği % 40.83 artmıştır.

9.7. Alt Mekanizma Deney Tasarımı Analizi


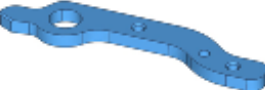
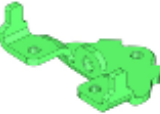

Alt mekanizma dört adet sac braketden oluşmaktadır. Projenin bu aşamasına kadar, bu parçalardan, ürün performansında en etkin olan tasiyici sac parça optistruct programında ele alınmış ve topografya optimizasyonu ile maksimum deformasyon değeri düşürülmüştür. Diğer sac parçalar hem yüzey alanlarının küçüklüğü hem de üzerlerindeki pim, burç gibi bağlanan ekipmanlar sayesinde topografya optimizasyonuna çok uygun değildir. Yapılan çalışmalarda bu parçalara uygulanan optimizasyon denemelerinde çok belirgin sonuçlar elde edilememiştir. Yapılan çalışmanın bu aşamasında sac parçaların kalınlıkları ile oynanarak, her bir sac parçaya tanımlanan farklı kalınlıklar ile mekanizmanın deformasyonunun ne ölçüde değiştiği incelenmiştir. Bu şekilde sac parçalarda optimum kalınlık ve optimum kütle elde edilmiş olacak. Çalışmanın bu bölümünde HyperStudy programı kullanılarak deney tasarımı metodu ile değişkenlerin ürün performansına etkisi incelenmiştir.

9.7.1 Hyperstudy Optimizasyon Modelinin Hazırlanması

Hyperstudy çalışmasının yapılacağı alt mekanizma statik analiz modeli, arayüz kullanım kolaylığından dolayı RADIOSS formatına çevrilmiştir. ABAQUS programında analizi yapılan sonlu elemanlar modeli, malzeme ve özellik kartları, bağlantı tipleri RADIOSS formatına dönüştürülmüş ve *.fem uzantılı olarak kaydedilmiştir. Deney tasarımı analizi için bu model kullanılmıştır.

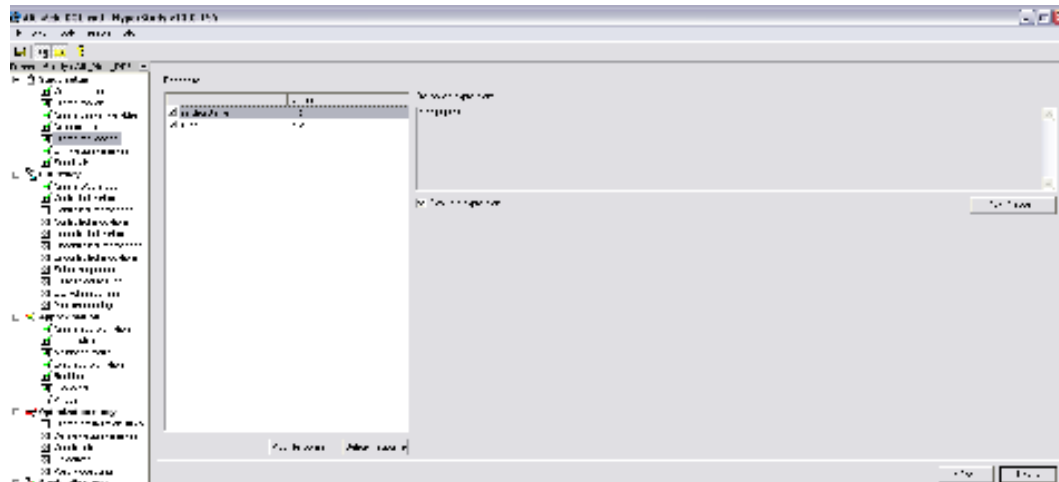
Hyperstudy için hazırlanan sonlu elemanlar modeli programa okutulmuş ve ilk önce sac parçalar için kalınlık değişkeni tanımlanmıştır.

Çizelge 9.3 Alt Mekanizma Sac Kalınlık Değişkenleri

Parça	Kalınlık Değişkenleri
 Başlangıç Sacı	Başlangıç Kalınlık : 3mm Kalınlık Değişkenleri: 1- 2mm 2- 4mm 3- 5mm 4- 6mm
 Destek Sacı	Başlangıç Kalınlık : 8mm Kalınlık Değişkenleri: 1- 6mm 2- 7mm 3- 8mm 4- 9mm
 Alt Mekanizma Sacı	Başlangıç Kalınlık : 3mm Kalınlık Değişkenleri: 1- 2mm 2- 3mm 3- 4mm
 Üst Mekanizma Sacı	Başlangıç Kalınlık : 4mm Kalınlık Değişkenleri: 1- 2mm 2- 3mm 3- 4mm 4- 5mm

Alt mekanizmadaki dört sac için değişkenler tanımlanmıştır. Başlangıç değerlerinden düşük ve yüksek değerler tanımlanarak optimum kalınlığın bulunması hedeflenmiştir.

Optimizasyon cevap değişkenleri için ise mekanizmada oluşan maksimum deformasyon ve mekanizmanın kütlesi tanımlanmıştır.



Şekil 9.25 Hyperstudy Cevap Değişkeni Tanımlaması

Yapılan 192 statik analizden ardından verilen toleranslar altında yapıdaki deformasyon ve kütle değişimleri incelenmiştir. Çalışmadaki amaç, sistem için optimum tasarımı bulmak olduğundan hem kütle hem de performans açısından optimum kalınlıklar seçilmeye çalışılmıştır. Çizelge 7.4 te yapılan tüm analiz sonuçlarına göre kütle ve yerdeğiştirme değerleri görülmektedir.

Çizelge 9.4 DOE Sonuçları

	Üst Makara Sacı	Alt Makara Sacı	Destek Sacı	Tasıyıcı Sac	Kütle(kg)	Yerdeğiştirme (mm)
Analiz 1	2,00	2,00	6,00	3,00	0,93	12,70
Analiz 2	2,00	2,00	6,00	4,00	1,15	8,20
Analiz 3	2,00	2,00	6,00	5,00	1,38	5,94
Analiz 4	2,00	2,00	6,00	6,00	1,60	4,62
Analiz 5	2,00	3,00	6,00	3,00	0,96	12,65
Analiz 6	2,00	3,00	6,00	4,00	1,18	8,15
Analiz 7	2,00	3,00	6,00	5,00	1,40	5,89
Analiz 8	2,00	3,00	6,00	6,00	1,62	4,57
Analiz 9	2,00	4,00	6,00	3,00	0,98	12,63
Analiz 10	2,00	4,00	6,00	4,00	1,20	8,13
Analiz 11	2,00	4,00	6,00	5,00	1,42	5,87
Analiz 12	2,00	4,00	6,00	6,00	1,65	4,55
Analiz 13	3,00	2,00	6,00	3,00	0,97	12,63
Analiz 14	3,00	2,00	6,00	4,00	1,19	8,13
Analiz 15	3,00	2,00	6,00	5,00	1,41	5,87
Analiz 16	3,00	2,00	6,00	6,00	1,63	4,55
Analiz 17	3,00	3,00	6,00	3,00	0,99	12,59
Analiz 18	3,00	3,00	6,00	4,00	1,21	8,09
Analiz 19	3,00	3,00	6,00	5,00	1,43	5,83
Analiz 20	3,00	3,00	6,00	6,00	1,65	4,51
Analiz 21	3,00	4,00	6,00	3,00	1,01	12,58
Analiz 22	3,00	4,00	6,00	4,00	1,23	8,08
Analiz 23	3,00	4,00	6,00	5,00	1,46	5,82
Analiz 24	3,00	4,00	6,00	6,00	1,68	4,50
Analiz 25	4,00	2,00	6,00	3,00	1,00	12,60
Analiz 26	4,00	2,00	6,00	4,00	1,22	8,10
Analiz 27	4,00	2,00	6,00	5,00	1,44	5,84
Analiz 28	4,00	2,00	6,00	6,00	1,66	4,52
Analiz 29	4,00	3,00	6,00	3,00	1,02	12,57
Analiz 30	4,00	3,00	6,00	4,00	1,24	8,07
Analiz 31	4,00	3,00	6,00	5,00	1,47	5,81
Analiz 32	4,00	3,00	6,00	6,00	1,69	4,49

Analiz 33	4,00	4,00	6,00	3,00	1,05	12,56
Analiz 34	4,00	4,00	6,00	4,00	1,27	8,06
Analiz 35	4,00	4,00	6,00	5,00	1,49	5,80
Analiz 36	4,00	4,00	6,00	6,00	1,71	4,48
Analiz 37	5,00	2,00	6,00	3,00	1,03	12,59
Analiz 38	5,00	2,00	6,00	4,00	1,25	8,09
Analiz 39	5,00	2,00	6,00	5,00	1,47	5,83
Analiz 40	5,00	2,00	6,00	6,00	1,70	4,51
Analiz 41	5,00	3,00	6,00	3,00	1,05	12,56
Analiz 42	5,00	3,00	6,00	4,00	1,28	8,06
Analiz 43	5,00	3,00	6,00	5,00	1,50	5,80
Analiz 44	5,00	3,00	6,00	6,00	1,72	4,48
Analiz 45	5,00	4,00	6,00	3,00	1,08	12,56
Analiz 46	5,00	4,00	6,00	4,00	1,30	8,06
Analiz 47	5,00	4,00	6,00	5,00	1,52	5,79
Analiz 48	5,00	4,00	6,00	6,00	1,74	4,47
Analiz 49	2,00	2,00	7,00	3,00	0,96	12,11
Analiz 50	2,00	2,00	7,00	4,00	1,18	7,68
Analiz 51	2,00	2,00	7,00	5,00	1,40	5,47
Analiz 52	2,00	2,00	7,00	6,00	1,62	4,18
Analiz 53	2,00	3,00	7,00	3,00	0,98	12,06
Analiz 54	2,00	3,00	7,00	4,00	1,20	7,63
Analiz 55	2,00	3,00	7,00	5,00	1,43	5,42
Analiz 56	2,00	3,00	7,00	6,00	1,65	4,13
Analiz 57	2,00	4,00	7,00	3,00	1,01	12,04
Analiz 58	2,00	4,00	7,00	4,00	1,23	7,61
Analiz 59	2,00	4,00	7,00	5,00	1,45	5,40
Analiz 60	2,00	4,00	7,00	6,00	1,67	4,11
Analiz 61	3,00	2,00	7,00	3,00	0,99	12,04
Analiz 62	3,00	2,00	7,00	4,00	1,21	7,61
Analiz 63	3,00	2,00	7,00	5,00	1,43	5,40
Analiz 64	3,00	2,00	7,00	6,00	1,66	4,11
Analiz 65	3,00	3,00	7,00	3,00	1,01	12,00
Analiz 66	3,00	3,00	7,00	4,00	1,24	7,57
Analiz 67	3,00	3,00	7,00	5,00	1,46	5,36
Analiz 68	3,00	3,00	7,00	6,00	1,68	4,07
Analiz 69	3,00	4,00	7,00	3,00	1,04	11,99
Analiz 70	3,00	4,00	7,00	4,00	1,26	7,56
Analiz 71	3,00	4,00	7,00	5,00	1,48	5,35
Analiz 72	3,00	4,00	7,00	6,00	1,70	4,06
Analiz 73	4,00	2,00	7,00	3,00	1,02	12,02
Analiz 74	4,00	2,00	7,00	4,00	1,25	7,59
Analiz 75	4,00	2,00	7,00	5,00	1,47	5,37

Analiz 76	4,00	2,00	7,00	6,00	1,69	4,08
Analiz 77	4,00	3,00	7,00	3,00	1,05	11,98
Analiz 78	4,00	3,00	7,00	4,00	1,27	7,55
Analiz 79	4,00	3,00	7,00	5,00	1,49	5,34
Analiz 80	4,00	3,00	7,00	6,00	1,71	4,05
Analiz 81	4,00	4,00	7,00	3,00	1,07	11,97
Analiz 82	4,00	4,00	7,00	4,00	1,29	7,54
Analiz 83	4,00	4,00	7,00	5,00	1,51	5,33
Analiz 84	4,00	4,00	7,00	6,00	1,74	4,04
Analiz 85	5,00	2,00	7,00	3,00	1,06	12,00
Analiz 86	5,00	2,00	7,00	4,00	1,28	7,57
Analiz 87	5,00	2,00	7,00	5,00	1,50	5,36
Analiz 88	5,00	2,00	7,00	6,00	1,72	4,07
Analiz 89	5,00	3,00	7,00	3,00	1,08	11,98
Analiz 90	5,00	3,00	7,00	4,00	1,30	7,55
Analiz 91	5,00	3,00	7,00	5,00	1,52	5,33
Analiz 92	5,00	3,00	7,00	6,00	1,75	4,04
Analiz 93	5,00	4,00	7,00	3,00	1,10	11,97
Analiz 94	5,00	4,00	7,00	4,00	1,33	7,54
Analiz 95	5,00	4,00	7,00	5,00	1,55	5,32
Analiz 96	5,00	4,00	7,00	6,00	1,77	4,03
Analiz 97	2,00	2,00	8,00	3,00	0,98	11,74
Analiz 98	2,00	2,00	8,00	4,00	1,21	7,35
Analiz 99	2,00	2,00	8,00	5,00	1,43	5,17
Analiz 100	2,00	2,00	8,00	6,00	1,65	3,91
Analiz 101	2,00	3,00	8,00	3,00	1,01	11,69
Analiz 102	2,00	3,00	8,00	4,00	1,23	7,30
Analiz 103	2,00	3,00	8,00	5,00	1,45	5,13
Analiz 104	2,00	3,00	8,00	6,00	1,67	3,86
Analiz 105	2,00	4,00	8,00	3,00	1,03	11,67
Analiz 106	2,00	4,00	8,00	4,00	1,25	7,28
Analiz 107	2,00	4,00	8,00	5,00	1,47	5,11
Analiz 108	2,00	4,00	8,00	6,00	1,70	3,84
Analiz 109	3,00	2,00	8,00	3,00	1,02	11,67
Analiz 110	3,00	2,00	8,00	4,00	1,24	7,28
Analiz 111	3,00	2,00	8,00	5,00	1,46	5,10
Analiz 112	3,00	2,00	8,00	6,00	1,68	3,84
Analiz 113	3,00	3,00	8,00	3,00	1,04	11,63
Analiz 114	3,00	3,00	8,00	4,00	1,26	7,24
Analiz 115	3,00	3,00	8,00	5,00	1,48	5,06
Analiz 116	3,00	3,00	8,00	6,00	1,71	3,80
Analiz 117	3,00	4,00	8,00	3,00	1,06	11,62
Analiz 118	3,00	4,00	8,00	4,00	1,29	7,23

Analiz 119	3,00	4,00	8,00	5,00	1,51	5,05
Analiz 120	3,00	4,00	8,00	6,00	1,73	3,79
Analiz 121	4,00	2,00	8,00	3,00	1,05	11,65
Analiz 122	4,00	2,00	8,00	4,00	1,27	7,26
Analiz 123	4,00	2,00	8,00	5,00	1,49	5,08
Analiz 124	4,00	2,00	8,00	6,00	1,71	3,81
Analiz 125	4,00	3,00	8,00	3,00	1,07	11,61
Analiz 126	4,00	3,00	8,00	4,00	1,29	7,22
Analiz 127	4,00	3,00	8,00	5,00	1,52	5,05
Analiz 128	4,00	3,00	8,00	6,00	1,74	3,78
Analiz 129	4,00	4,00	8,00	3,00	1,10	11,60
Analiz 130	4,00	4,00	8,00	4,00	1,32	7,21
Analiz 131	4,00	4,00	8,00	5,00	1,54	5,04
Analiz 132	4,00	4,00	8,00	6,00	1,76	3,77
Analiz 133	5,00	2,00	8,00	3,00	1,08	11,63
Analiz 134	5,00	2,00	8,00	4,00	1,30	7,24
Analiz 135	5,00	2,00	8,00	5,00	1,52	5,07
Analiz 136	5,00	2,00	8,00	6,00	1,75	3,80
Analiz 137	5,00	3,00	8,00	3,00	1,11	11,61
Analiz 138	5,00	3,00	8,00	4,00	1,33	7,22
Analiz 139	5,00	3,00	8,00	5,00	1,55	5,04
Analiz 140	5,00	3,00	8,00	6,00	1,77	3,77
Analiz 141	5,00	4,00	8,00	3,00	1,13	11,60
Analiz 142	5,00	4,00	8,00	4,00	1,35	7,21
Analiz 143	5,00	4,00	8,00	5,00	1,57	5,03
Analiz 144	5,00	4,00	8,00	6,00	1,79	3,77
Analiz 145	2,00	2,00	9,00	3,00	1,01	11,49
Analiz 146	2,00	2,00	9,00	4,00	1,23	7,13
Analiz 147	2,00	2,00	9,00	5,00	1,45	4,97
Analiz 148	2,00	2,00	9,00	6,00	1,67	3,73
Analiz 149	2,00	3,00	9,00	3,00	1,03	11,45
Analiz 150	2,00	3,00	9,00	4,00	1,25	7,08
Analiz 151	2,00	3,00	9,00	5,00	1,48	4,93
Analiz 152	2,00	3,00	9,00	6,00	1,70	3,68
Analiz 153	2,00	4,00	9,00	3,00	1,06	11,43
Analiz 154	2,00	4,00	9,00	4,00	1,28	7,06
Analiz 155	2,00	4,00	9,00	5,00	1,50	4,91
Analiz 156	2,00	4,00	9,00	6,00	1,72	3,66
Analiz 157	3,00	2,00	9,00	3,00	1,04	11,42
Analiz 158	3,00	2,00	9,00	4,00	1,26	7,06
Analiz 159	3,00	2,00	9,00	5,00	1,48	4,90
Analiz 160	3,00	2,00	9,00	6,00	1,71	3,66
Analiz 161	3,00	3,00	9,00	3,00	1,07	11,38

Analiz 162	3,00	3,00	9,00	4,00	1,29	7,02
Analiz 163	3,00	3,00	9,00	5,00	1,51	4,86
Analiz 164	3,00	3,00	9,00	6,00	1,73	3,62
Analiz 165	3,00	4,00	9,00	3,00	1,09	11,37
Analiz 166	3,00	4,00	9,00	4,00	1,31	7,01
Analiz 167	3,00	4,00	9,00	5,00	1,53	4,85
Analiz 168	3,00	4,00	9,00	6,00	1,75	3,61
Analiz 169	4,00	2,00	9,00	3,00	1,07	11,40
Analiz 170	4,00	2,00	9,00	4,00	1,30	7,03
Analiz 171	4,00	2,00	9,00	5,00	1,52	4,88
Analiz 172	4,00	2,00	9,00	6,00	1,74	3,63
Analiz 173	4,00	3,00	9,00	3,00	1,10	11,37
Analiz 174	4,00	3,00	9,00	4,00	1,32	7,00
Analiz 175	4,00	3,00	9,00	5,00	1,54	4,85
Analiz 176	4,00	3,00	9,00	6,00	1,76	3,60
Analiz 177	4,00	4,00	9,00	3,00	1,12	11,36
Analiz 178	4,00	4,00	9,00	4,00	1,34	6,99
Analiz 179	4,00	4,00	9,00	5,00	1,57	4,84
Analiz 180	4,00	4,00	9,00	6,00	1,79	3,59
Analiz 181	5,00	2,00	9,00	3,00	1,11	11,39
Analiz 182	5,00	2,00	9,00	4,00	1,33	7,02
Analiz 183	5,00	2,00	9,00	5,00	1,55	4,87
Analiz 184	5,00	2,00	9,00	6,00	1,77	3,62
Analiz 185	5,00	3,00	9,00	3,00	1,13	11,36
Analiz 186	5,00	3,00	9,00	4,00	1,35	6,99
Analiz 187	5,00	3,00	9,00	5,00	1,57	4,84
Analiz 188	5,00	3,00	9,00	6,00	1,80	3,59
Analiz 189	5,00	4,00	9,00	3,00	1,15	11,35
Analiz 190	5,00	4,00	9,00	4,00	1,38	6,99
Analiz 191	5,00	4,00	9,00	5,00	1,60	4,83
Analiz 192	5,00	4,00	9,00	6,00	1,82	3,59

Tüm analiz sonuçlar incelendiğinde proje sonucu elde ettiğimiz değerlerin özeti Çizelge7.4 te gösterilmiştir.

Çizelge 9.5 DOE Özet Sonuçlar

	Üst Makara Sacı	Alt Makara Sacı	Destek Sacı	Tasiyici Sac	Kütle	Yerdeğiştirme
Başlangıç Model	3 mm	4 mm	8 mm	5 mm	1,45 kg	9,06 mm
Model 0	3 mm	4 mm	8 mm	5 mm	1,51 kg	5,36 mm
Model 1	3 mm	3 mm	6 mm	4 mm	1,21 kg	8,09 mm
Model 2	3 mm	3 mm	6 mm	5 mm	1,43 kg	5,83 mm
Model 3	2 mm	2 mm	6 mm	5 mm	1,38 kg	5,94 mm
Model 4	2 mm	2 mm	6 mm	4 mm	1,15 kg	8,20 mm
Model 5	3 mm	3 mm	7 mm	4 mm	1,24 kg	7,57 mm
Model 6	2 mm	2 mm	7 mm	4 mm	1.18 kg	7.68 mm
Model 7	2 mm	2 mm	7 mm	5 mm	1,40 kg	5,47 mm
Model 8	3 mm	3 mm	8 mm	5 mm	1,48 kg	5,06 mm
Model 9	3 mm	3 mm	8 mm	3 mm	1.03 kg	11.63 mm
Model 10	2 mm	2 mm	8 mm	4 mm	1.21 kg	7.35 mm

Başlangıç Model, ilk konumdaki alt mekanizma, Model 0 ise topografya optimizasyon sonrası alt mekanizmadır.

Çizelge 7.5 te gösterilen sonuçlar arasından, başlangıç model, ilk konumdaki modeli belirtmektedir. Projenin başlangıç aşamasında alt mekanizma ağırlığı 1,45 kg iken maksimum deformasyon 9,06 mm dir. Yapısal optimizasyon çalışmasının ardından (Model 0) alt mekanizma kütlesi 1,51 kg olurken (%4 artış) maksimum deformasyon 5,36 mm değerine düşmektedir (%40 azalma).

Yapılan kalınlık değişimleri ile kütlelerin benzer seviyede tutulması ile mekanizma deformasyonunun Model2 ve Model3' te %35 değerine yakın iyileşme gösterdiği gözlenmektedir.

Model 1, Model 5, Model 6 ve Model 10 incelendiğinde kütlede %16- %13 azalma ile maksimum deformasyonda %10-%18 iyileşme sağlanmaktadır. Model 4' te ise maksimum deformasyonda %9 iyileşme ile mekanizma kütlesi %20 değerinde azalmaktadır. (Model 4).

Analiz ve optimizasyon sonuçlarında yapılan incelemenin ardından, optimum mekanizma tasarımı için Model 10 uygun bulunmuştur. Son tasarım ilk mekanizmaya göre %16.5 hafif, %18.87 daha mukavim yapıdadır.

Bu projede, alt mekanizmada tek bir sac parçada yapılabilecek form değişikliği ile yapının optimum tasarımına ulaşılmaya çalışılmıştır. Diğer 3 sac parçada da yapılabilecek tasarım değişimleri ile kütle ve mukavemet kazancı artırılabilir.

10. TARTIŞMA ve SONUÇ

Son yıllarda araç hafifletme projeleri, karbon emisyonunu azaltmanın yanında, yakıt tasarrufu açısından da önemli bir fayda getireceği için otomotiv sanayinin öncelikli hedefleri haline gelmiştir. Dünyadaki karbon dioksit oranının % 20'si otomobillerden kaynaklanmaktadır. Bu oranın ileri ki yıllarda daha da artacağı beklenmektedir. Araç hafifletme çalışmaları; daha hafif malzemelerin kullanımı veya sistemin optimizasyon yöntemleri kullanılarak mukavemet değerinden ödün verilmeden yapısal olarak eniyileştirilmesi ile sağlanmaktadır. Bu çalışmada, bir binek araç kayar kapı sistemi alt mekanizmasının optimizasyonu yapılmıştır. Öncelikle mevcut durumdaki performansı incelenmiş ardından topografi optimizasyon yöntemi ile yapının direngenliği artırılmıştır. Proje esnasında deney tasarımı metodunun kullanılması ile de optimum sac kalınlıkları belirlenmiştir. Çalışma sonucunda alt mekanizma kütlelerinde %19 a yakın azalma sağlanırken mukavemet de %16.5 oranında iyileşmiştir.

Bu çalışma optimizasyon yöntemlerinin ve deney tasarımı metodunun kayar kapı sistem tasarımlarında etkin olarak kullanılabileceğini göstermiştir. Bu yöntem kayar kapı sisteminde tek bir saca uygulanmıştır. Kayar kapı sisteminde kızak ve mekanizmalar ile birlikte 14 sac parça bulunmaktadır, her bir sac parçaya yapılacak çalışma sonucunda sistem bazında büyük oranda hafifletme sağlanabilecektir. Bu çalışma optimizasyon tekniklerinin kullanımı ile ilgili ürün geliştirme çalışmaları için bir örnek teşkil etmektedir. Bu tarz yöntemlerin otomotiv endüstrisinde kullanımı hem ürün maliyetleri, hem de yakıt tasarrufu açısından çok önemli sonuçlar getirecektir.

KAYNAKLAR

- Açar, Ö., 2001.** Production of a sample automotive part by integration of rapid prototyping and a precision casting process, Bogaziçi üniversitesi yüksek lisans tezi, İstanbul.
- Akkurt, M., 2002.** Kalite Kontrol: Excel Destekli, İstanbul, Birsen Yayınevi
- Anonim 1998.** Structural Design Optimization, Ford Motor Company, Dearborn.
- Anonim, 2006a.** MEGEP Motorlu Araçlar Teknolojisi Otomotiv Gövde Kilit Kapı ve Kaput 2006 Ankara
- Anonim, 2006b.** ANSYS Theory Manual 2006
- Anonim, 2006c.** ANSYS Structural Analysis Guide 2006
- Anonim, 2006d.** ANSYS Elements Manual 2006
- Anonim, 2008.** Hypermesh User Manual 2008
- Anonim, 2010.** Hypermesh User Guide 2010
- Anonim, 2010.** RADIOSs Theory Manual 2010
- Anonim, 2010.** ABAQUS 6.10 EF Online Help
- Anonim, 2010.** Hyperstudy User Guide 2010
- Breyfogle F., W. 2003.** “Implementing Six Sigma: Smarter Solutions Using Statistical Methods” Second Edition John Wiley & Sons, Inc. 549-570
- Cox, D.R. Reid, N. 2000.** “The Theory of the Design of Experiments” Chapman & Hall/CRC Press 28-30.
- Çömlekçi, N., 2003.** Deney tasarımı ilke ve teknikleri, Alfa yayınları, İstanbul
- Gökçe, B., Taşgetiren, S., 2009.** Kalite İçin Deney Tasarımı Kocatepe Üniversitesi Afyon
- Hamzaçebi, Ç., 2000.** Kalite yönetiminde Taguchi felsefesi, Gazi üniversitesi yüksek lisans tezi, Ankara
- Hinkelmann, K., Kempthorne, O. 2005.** “Design and Analysis of Experiments Volume 2 Advanced Experimental Design” A John Wiley & Sons, Inc., Publication, New Jersey.
- Juran, J., M., 1998.** Juran’s Quality Handbook, McGraw-Hill, 5, New York, US
- Kasapoğlu, Ö.A., 2007.** Talaşlı İmalatta Bir Kalite Karakteristiğinin Modellenmesi, İstanbul Üniversitesi Doktora Tezi, İstanbul

- Kreyszig, E, 1993.** Advanced engineering mathematics, Wiley, New York.
- Pyzdek, T., 2003.** Six Sigma Handbook, US, Mc Graw Hill, New York
- Soylak, M., 2000.** Kalite geliştirmede deneysel tasarım ve Taguchi yöntemi, Erciyes üniversitesi yüksek lisans tezi, Kayseri
- Şanyılmaz, M., 2006.** Deney Tasarımı ve Kalite Geliştirme Faaliyetlerinde Taguchi Yöntemi ile bir Uygulama Dumlupınar Üniversitesi. Yüksek Lisans Tezi, Kütahya
- Şirvancı, M., 1997.** Kalite için deney tasarımı Taguçi yaklaşımı, literatür yayınları, İstanbul
- Vanderplaats, G. N., 1984.** Numerical Optimization Techniques For Engineering Design, McGraw-Hill, New York .
- Yıldız, A., Kaya, N., Öztürk, F., 2001.** Kalıp Üretim Metodu Modernizasyonu İçin Kalıp Tasarım Optimizasyonu Uludağ Üniversitesi, Bursa.
- Yıldız, A., Kaya, N., Öztürk, F., 2002** Taşıt Elemanlarının Optimum Topoloji Yaklaşımı İle Tasarımı, Uludağ Üniversitesi, Bursa.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Görkem Buğra BALABAN
Doğum Yeri ve Tarihi : Diyarbakır / 09.10.1985
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Etimesgut Anadolu Lisesi (1995-2003)
Lisans : Uludağ Üniversitesi (2003-2008)
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi (2008-2011)

Çalıştığı Kurumlar ve Yıl : DTA Mühendislik Ltd. Şti (2007-2008)
Rollmech Automotive (2008-2010)
Türk Traktör Fabrikası (2011-)

İletişim (e-posta) : bugrabalaban@gmail.com