



**YOLCU KOLTUĞU AYAĞININ SONLU
ELEMENLAR YÖNTEMİ İLE
OPTİMİZASYONU**

ŞEYDA SAATĐI AYDINER



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YOLCU KOLTUĞU AYAĞININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE
OPTİMİZASYONU

Şeyda SAATÇI AYDINER

Doç. Dr. Hande GÜLER ÖZGÜL
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2018
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Şeyda SAATÇİ AYDINER tarafından hazırlanan "Araç Yolcu Koltuğu Ayak Dayanımın Sonlu Elemanlar Metodu ile İncelenmesi ve Optimizasyonu Çalışması" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Hande Güler Özgül

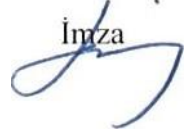
Başkan : Doç. Dr. Hande Güler ÖZGÜL U.Ü. Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye . Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
U.Ü. Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye Doç Dr. Hüseyin LEKESİZ
B.T.Ü Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi

İmza


Yukarıdaki sonucu onaylıyorum


Prof. Dr. Ali BAYRAM
Enstitü Müdürü
22.5.2018 (Tarih)

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.**

... /.../ 2018

Şeyda SAATÇI AYDINER

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

YOLCU KOLTUĞU AYAĞININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYONU

Şeyda SAATÇI AYDINER

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Hande Güler ÖZGÜL

Ürün maliyetlerin yüksek olması nedeniyle rekabet etmede zorluklarla karşılaşılması, endüstriyel işletmeleri kısa sürede, düşük maliyetli yüksek kaliteli ve güvenilir ürünler üretmeye yönlendirmiş ve bu amaca ulaşabilmek için optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Koltuk bağlantı elemanı olan ayakların, farklı tasarımlar kullanılarak emniyet kemer çekme regülasyonuna uygunluğu incelenmiştir. Dört farklı ayak modeli incelenmiştir. Farklı yaka modeline göre ECE R 14 emniyet kemer çekme testi uygunluğu sonlu elemanlar analizi ile fiziksel test öncesi analiz edilmiştir. Bu çalışmada, otobüs yolcu koltuğu ayağına topoloji optimizasyonu homojenleştirme metodu uygulanarak optimizasyon çalışması yapılmış, komple koltuk ağırlığı 33kg'dan 32 kg'a düşürülerek, toplam koltuk ağırlığından %3 azaltma sağlanmıştır. Sonlu elemanlar analizinde uygun bulunan tasarım, fiziksel teste tabi tutulmalıdır.

Anahtar kelimeler: Emniyet kemer çekme, mekanik özellikler, yolcu koltuğu, sonlu elemanlar analizi, regülasyon, von-misses, stress

2018, ix + 75 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

OPTIMIZATION OF PASSANGER SEAT LEG'S VIA FINITE ELEMENT METHOD

Şeyda SAATÇI AYDINER

Uludag University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Doç. Dr. Hande Guler OZGUL

The facing of the difficulties due to high product costs at competition forced industrial institutions to produce low-priced, high quality and reliable products in a short time and various methods are developed as a solution. The condition of the legs with using different designs, which are also seat connection elements, are examined under the regulation loads. The legs that are with different designs are analysed according to ECE R14 safety belt tensile test with end-member analysis before physical testing In this study, optimization of the topology homogenisation method was made to the leg of the passenger seat of the bus, and total seat weigth was decreased from 33kg to 32kg, 3% reduction in the total seat weight was achieved. .The design that is suitable in the FEA analysis, should be subjected to physical testing.

Key words: Safety belt pull, mechanical properties, passenger seat, finite element analysis, regulation, von-misses, stress

2018, ix + 75 pages

TEŞEKKÜR

Tez alıőmamın her aşamasında bilgisi ve tecrübesi ile yol gösteren hocam Sayın Do. Dr. Rukiye ERTAN'a ve Do Dr. Hande ÖZGÜL'e, en içten teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Bugünlere gelmemde en büyük destekçim Annem ve Babam Bahriye ve İsmet SAATÇI'ya ve desteğini sürekli hissettiğim eőim Tamer AYDINER'e çok teşekkür ederim.

Şeyda SAATÇI AYDINER



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	iv
ÇİZELGELER DİZİNİ	v
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	6
2.1 Araç Koltuklarının Sınıfları	6
2.2 Yolcu Koltuğu Güvenlik Kriterleri - ECE-R14 Regülasyonu	6
2.3. Sayısal Analiz.....	10
2.3.1 Mühendislik Problemlerinin Çözümü Ve Sayısal Analiz.....	11
2.3.2 Sayısal Analizde Bilgisayarın Önemi	13
2.3.3 Sayısal Çözüm Yöntemi Ve Analitik Çözümle Mukayesesi	13
2.4. Optimizasyon	14
2.5. Tasarım Değişkenleri	18
2.6. Amaç Fonksiyonu	18
2.7. Tasarım Sınırlayıcıları.....	19
2.8. Terminoloji-Değişken Çeşitleri.....	21
2.9.Problem Değişkenleri.....	21
2.10. Optimizasyon İşlemi	22
2.11. Parametrik Çalışma	22
2.12 Hassasiyet Analizi.....	24
2.13. Yeniden Tasarım Yöntemi	25
2.14 Topolojik Optimizasyon	25
2.15. Optimizasyon Probleminin Formüle Edilmesi.....	27
2.16. Tasarım Sınırlamaları.....	28
3.MATERYAL VE YÖNTEM	30
3.1. Optimizasyon Yöntemleri	31
3.1.1. Topoloji Optimizasyonu	31
3.1.2.Topografya Optimizasyonu.....	38
3.2.1.Tasarım Prosesi Sonlu Elemanlar İlişkisi	39
3.2.2. Sonlu Elemanlar Analizleri	43

3.2.3.Yapısal Analiz Metotları	44
3.2.4.Yapısal Analizlerde Matris Teorisi	46
3.2.5. Yer Değiştirme Metodundaki Temel Eşitlikler.....	47
3.2.7.Sonlu Elemanlar Analizi İşleyiş Aşamaları	49
4. BULGULAR	58
5. SONUÇLAR VE TARTIşMA	66
KAYNAKLAR	68
ÖZGEÇMİş	70



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Açıklama

F	Kuvvet (N)
ρ	Yoğunluk (kg/mm^3)
s^{-1}	Deformasyon hızı
MPa	Megapascal (N/mm^2)
ms	Milisaniye (zaman)
$^\circ$	Açı (derece)
mm	Milimetre
E	Elastisite modülü (N/mm^2)
η	Poisson oranı
N	Newton
gr	Gram
kg	Kilogram
$^\circ\text{C}$	Santigrat (sıcaklık)

Kısaltmalar

Açıklama

ECE	Avrupa Ekonomik Komisyonu (Economic Commission for Europe)
-----	---

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1	Alt çekme bloku.....	8
Şekil 2.2	Üst çekme bloku	9
Şekil 2.3	H noktası belirleme manken aparatı	9
Şekil 2.4	Manken aparat ağırlıkları ve ölçüleri.....	10
Şekil 2.5	Optimizasyon ve diğer tasarım yöntemleri	16
Şekil 2.6	Geleneksel Tasarım.....	17
Şekil 2.7	$x_1 \leq x_2$ kısıtlayıcı için feasible bölge (A-B) çizgisi ve üstü.....	20
Şekil 2.9	Parametrik çalışma algoritması.....	23
Şekil 2.10	Prizma parçanın tasarım değişkenleri	25
Şekil 2.11	Bir ankastre kirisin topolojik optimizasyonu	26
Şekil 2.12	Kesin olduğu bilinen minimumun aralığının tespiti	30
Şekil 3.1	Aynı topolojiye sahip yapılar	32
Şekil 3.2	Başlangıçtaki temel yapı ve optimum topoloji.	33
Şekil 3.3	Aynı yapı üzerinde; a - dama tahtası benzeri malzeme dağılımı, b - en küçük yapı elemanı boyutu kontrolü ile elde edilen topoloji.....	36
Şekil 3.4	Sınır Şartları	37
Şekil 3.5	Topoloji optimizasyonu işlem adımları	37
Şekil 3.6	Basit tasarım prosesi	39
Şekil 3.7	Tasarım prosesinde ikinci asama	40
Şekil 3.8	Tasarım prosesinde üçüncü asama.....	41
Şekil 3.9	Tasarım prosesi genel seması	42
Şekil 3.10	Tasarım prosesi sonlu elemanlar metodu ilişkisi.....	43
Şekil 3.11	Yapısal analiz seması.....	45
Şekil 3.12	Düğüm noktalarının serbestlik dereceleri	48
Şekil 3.13	Basit çubuk eleman	48
Şekil 3.14	Sonlu elemanlar analizi işleyiş aşaması.....	49
Şekil 3.15	Eğri modeli	50
Şekil 3.16	Yüzey modeli	51
Şekil 3.17	Mesh türleri.....	51
Şekil 3.17	Katı Modelleme Sekilleri.....	52
Şekil 3.19	Noktasal elemanlar	53
Şekil 3.20	Tek boyutlu elemanlar	53
Şekil 3.21	İki boyutlu elemanlar	53
Şekil 3.22	Üç boyutlu eleman türleri	54
Şekil 3.23	Çeşitli malzeme türlerinin gerilme-sekil değiştirme eğilimleri	55
Şekil 3.24	Gerilme-Sekil değiştirme ilişkisi	56
Şekil 3.25	Yükleme Şekilleri	57
Şekil 4.2	Referans Model Sonlu Elemanlar Modeli.....	58
Şekil 4.3	Referans Model Von-Misses Gerilme Dağılımı	59
Şekil 4.4	Optimizasyon Modeli Gerilme Dağılımı	59
Şekil 4.5	Optimizasyon Modeli	59
Şekil 4.6	Optimizasyon Modeli Deplasman Değişimi.....	60
Şekil 4.7	Topoloji Optimizasyonu Sonucu	61
Şekil 4.8	Topoloji Optimizasyonu Gerilme Dağılımı.....	62
Şekil 4.9	Topoloji Optimizasyonu Deplasman Değişimi.....	63

Şekil 4.10 Revizyon Modeli 1 ve sonlu elemanlar modeli	62
Şekil 4.11 Revizyon Modeli 1 Gerilme Dağılımı	62
Şekil 4.12 Revizyon Modeli 1 Cıvata Bağlantı Kuvvetleri.....	63
Şekil 4.13 Revizyon Modeli 2 ve Sonlu elemanlar modeli.....	64
Şekil 4.14 Revizyon Modeli 2 Plastik Deformasyonu	65
Şekil 4.15 Revizyon Modeli ve Sonlu elemanlar modeli.....	65
Şekil 4.16 Revizyon Modeli 3 Plastik Deformasyonu	67



ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Araç Sınıflarına Göre ECE-R14 Regülasyon.....	9
Çizelge 4.1 Malzeme Bilgileri.....	60
Çizelge 5.1 Sonuç Tablosu.....	72



1. GİRİŞ

Sanayide artan rekabet hızına yetişebilmek için tasarım ve imalat metotlarının geliştirilmesi çok önemli rol oynamaktadır. Üretim kabiliyetinin yanı sıra, üretim öncesi basamaklarının da son teknolojiye uygun olması rekabet kapasitesini artırmaktadır. Optimum modele sahip olunması üretilebilirlik, dayanım, maliyet kriterleri açısından en uygun koşulları sağlayacaktır. Ürün ömrü incelendiğinde, tasarım aşaması, ürünün en maliyetli dönemidir.

Bu çalışmada, optimum ürün tasarım yaklaşımı ile toplam maliyetin düşürülmesi ve hızlı bir şekilde satışa geçirilmesiyle rekabet edebilme kabiliyetinin artırılmasını inceleyeceğiz. Doğru bir şekilde yapılan optimizasyon devamında gelecek olan sonlu elemanlar metoduyla model doğrulama, montaj, üretim gibi işlem basamaklarını da kolaylaştırmaktadır.

Bu çalışmamızda sonlu elemanlar yöntemi ile dinamik hesap sonuçlarını inceleyeceğiz. Araç içerisinde kullanılan parçalar genellikle dinamik yüklere maruz kaldıkları için dikkate almamız gereken en kötü durum şartı budur.

Bir makinenin veya onu oluşturan herhangi bir parçasının fonksiyonunu beklenen doğrultuda yapmasını ve ömrünü anlamlı bir kullanım süresinde tamamlamasını sağlamak için optimum mühendislik tasarımı gereklidir. Tasarım sırasında parçanın fonksiyonu ile ilgili olarak diğer parçalarla olan ilişkisi dikkate alınır. Tasarlanan parçanın kendisinden beklenen fonksiyonu yerine getirmesi yanında ekonomik olması da günümüz rekabet şartlarında oldukça önemlidir. Bu durum kullanılabilir duruma gelmiş parçanın mümkün olduğu kadar kendi özelliklerine yakın tasarlanmasını zorunlu kılar. Örneğin 100 N 'luk kuvvet altında emniyetli çalışan bir kalıp elemanını 500 N taşıyacak şekilde tasarlamak gereksizdir ve gerekli tasarımdan daha pahalıya mal olacaktır. Mühendislik tasarımları, görev ve ekonomik faktörlerin bileşkesidir. Görev; parçanın geometrisi, malzeme özellikleri ve çalışma şartlarındaki diğer parçalarla olan ilişkisidir. Ekonomik faktörler ise işlem maliyetleri ve pazarlama detaylarıdır. Tasarım

ne maliyeti artıracak şekilde aşırı emniyetli yapılmalı nede maliyeti azaltacak şekilde emniyetsiz yapılmalıdır. İdeal olan iki açıdan da optimum olanı tasarlamaktır.

İhtiyacın tanımlanması belirlenmiş bir sorundan ortaya çıkar. Örneğin fosil yakıtların sınırlı olmasından dolayı fındık kabuğunu yakarak enerji sağlayan bir sisteme gereksinim olduğu kabul edilsin.

İkinci basamak olan problemin tanımlanması, daha detaylı ve özel bilgiler gerekir. Yanma sisteminin verimi, maksimum çalışma sıcaklığı, izin verilebilir ağırlığı, hacmi, boyutları v.b. özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir.

Bu özelliklerin bazıları tasarım sınırlayıcılarıdır. Bunlar tasarımın uygulanabilir olması için sağlanması gereken koşullardır. Örneğin yanma sisteminin boyutları bir sınırlayıcı olabilir. Sınırlayıcılar genellikle minimum ve maksimum değer veya değerler dizisi olarak açıklanır. Sınırlayıcılar dışındaki özelliklere ölçüt denir. Ölçütler, tasarımın iyiliği veya kalitesinin ölçüsüdür. Ölçütler bir tasarımı ölçerken veya tasarımı bir başkasıyla karşılaştırırken optimizasyon aşamasında kullanılır. Ölçütler, değerler üzerinde en büyük ve en küçük sınırlara sahip olmayabilir. Tatminkâr bir tasarım tüm sınırlayıcıların karşılandığı bir tasarımdır. En iyi tasarım, sınırlayıcıları karşılamanın yanı sıra ölçüt değerlerinin de en iyi bileşimine sahip olan tasarımdır. Sınırlayıcı ve ölçütlerin seçimi, 2nci basamak olan problemi tanımlamanın tamamlayıcı bir parçasıdır.

Sentez, analiz/optimizasyon ve değerlendirme aşamaları tekrarlayıcıdır. Sentez ve analiz birlikte uygulanır. Sentez, sistemin son şeklini ve bu problemin çözümünde kullanılması gereken elemanların belirlenmesini kapsar. Bu eleman bilgileri genellikle üretim için optimum toleranslardan, geometriden, malzeme alternatiflerinden temin edilir. Analiz, bir değerlendirmeden, parçanın veya montajın performansını tanımlayan karmaşık diferansiyel eşitlikler takımının çözümüne kadar geniş bir dizi içinde olabilir. Tasarım tüm sınırlayıcıları dikkate alacak şekilde sentezlenir. Analiz ve sentez işlemi sınırlayıcılar sağlanıncaya kadar tekrarlanır. Sınırlayıcılar sağlanmıyorsa tasarım değiştirilir ve tekrar analiz edilir. Değerlendirmede bir analiz çeşididir. Değerlendirme aşamasında testler için genellikle prototip üretilir. Gerçek model üzerinde testler yapılır ve elde edilen sonuçlar

sınırlayıcılarla karşılaştırılır. Tasarım ölçütleri değerlerinde iyileştirmeler yapılabileceği görülürse, tasarımın ekonomik faydalarına bağlı olarak yeniden sentez safhasına geri dönülebilir. Geliştirmeler, getireceği kârdan daha fazla maliyete sebep olacaksa yeniden tasarım yapılmaz. Bu tekrarlama optimum tasarım bulununcaya kadar devam etmektedir.

Bilgisayar destekli tasarım (BDT) terimi, birçok kişi için farklı anlamlara gelebilir. Bazılarına bilgisayar destekli çizim ve taslak oluşturma bazılarına da bilgisayar destekli analiz anlamına gelebilir. BDT, parçanın görevini belirtmek için kullanıcı etkileşiminin gerektiği ve bilgisayarın tatmin edici veya en uygun tasarıma ulaştığı bastan sona otomatikleşmiş tasarım olarak tanımlanabilir.

Genel olarak BDT sistemleri, analiz ve optimizasyon yapabilir ve tasarımcıya tasarım verimliliğini belirtmede gerekli denklemleri sunabilir. Bilgisayar destekli çizim ve taslak oluşturma (BDÇT) iş resminin oluşturulmasında bilgisayarı kullanılmaktadır. İş resmi, genellikle parçanın iki boyutlu olarak çizilmiş teknik resmi üzerindeki boyutları ve diğer imalat bilgilerini içerir. Bilgisayar destekli tasarım, BDÇT den farklı olarak hem grafik animasyonuna olanak sağlar hem de analiz ve yeniden tasarım aşamalarında çok büyük zaman kazancı sağlar. Analiz, zaman ve is tüketen işlem olmak yerine bilgisayar destekli tasarım sistemleri kullanılarak dakikalarla ifade edilebilecek kadar kısa bir sürede yapılabilir. Son yıllarda BDT kullanılarak makine parçalarının analiz ve optimizasyonu neticesinde büyük kârlılık sağlanması bu konunun önemini daha da artırmıştır.

1. Geometrik modelleme (sentez)
2. Mühendislik analizleri (analiz ve optimizasyon)
3. Tasarımın gözden geçirilmesi ve değerlendirilmesi (değerlendirme)
4. Otomatik çizim/belgeleme (sunuş)

Geometrik modelleme, bilgisayarın grafik ekranını, parçanın geometri ve topolojisini üretmek için bilgisayarla kullanıcı etkileşimlerini ve parça tanımını depolamak için veritabanı ve uygun veri yapısını ifade etmektedir. Mühendislik analizi, parça tanımını geri getirmek için veritabanı ile, tasarım sınırlayıcılarını, sınır şartlarını ve diğer analiz detaylarını elde etmek gayesiyle kullanıcıyla iletişim kurmaktadır.

Tasarımın gözden geçirilmesi ve değerlendirilmesi modülü, kullanıcının parçanın imal edilebilirliği ve işleme detaylarına uygunluğunun denetlenmesi sağlar. Örnek olarak bu modül kullanıcının yüksek gerilmeleri görmesi için parça ve parçanın sonlu eleman gerilme sonuçlarını üst üste koymasına izin verebilir.

Çizim ve belgeleme (dokümantasyon) modülü, en eski ve en yeni teknolojilerin bazılarını kapsar. Bilgisayar destekli tasarım sistemlerinin tercih edilme nedenleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Tasarım kalitesini geliştirme; BDT sistemi daha çok mühendislik analizlerine olanak sağlar ve daha fazla sayıda tasarım olanakları araştırılabilir.
- Tasarımcı verimliliğini artırma; Bu tasarımcıya ürünü ve ürünün alt montaj elemanlarını ve parçalarını gözünde canlandırması için yardım edilmesiyle başılır. Verimliliğin geliştirilmesi tasarım maliyetinin azaltılması yanında tasarım sürecini de kısaltır.
- Malzeme ve işgücü tasarrufu; Bir ürünün tasarımındaki en son adım prototip testidir. Prototip imali, hataları bulmaya yardımcı olur ve genelde değişikliğe yönlendirir. Eğer prototip tam fonksiyonel değilse malzeme israfı olur bu nedenle bu uygulama çok pahalıdır. BDT'nin kullanılması ürün geliştirme ile ilgili maliyetleri minimize edilmesine yardımcı olur.
- İmalat için veritabanı oluşturma; Ürün tasarımı (ürün geometrisi ve boyutları, ürün elemanları, elemanların malzeme özellikleri, v.b.) için belge oluşturma işleminde, ürünü imal etmek için gerekli veri tabanından daha fazlası oluşturulur. (Çayıroğlu, İ. 2016)

Otomotiv sektöründeki artan rekabet koşulları ve ağırlaşan emisyon şartları sebebiyle firmalar ağırlık azaltma yoluna gitmişlerdir. Bu sayede yakıt tüketimini ve CO₂ salınımlarını azaltmayı hedeflemektedirler. Otomotiv sektöründeki en önemli amaç, güvenlikten ve konfordan ödün vermeden bu amaca ulaşmak olmuştur.

Araç üreticilerinin koltuk firmalarında en büyük beklentisi regülasyonlara uygunluğun yanı sıra hafifliktir. Koltuk firmalarının hedefi ise az maliyet ve kolay üretilebilirlikle en

hafif koltuğu üretebilmektir. Koltuk ayağı ise regülasyonları sağlama ve hafiflik açısından en önemli parçalardan biridir.

Özellikle toplu taşıma yapılan araçlarda sayı fazla olduğu için ağırlık hedefleri tutturabilmek adına koltuk, çok önemli bir rol oynamaktadır. Yolcu koltuklarının regülasyonlara uygunluğu ve ergonomisi, yolcu güvenliği ve rahatlığı açısından çok önemlidir. Bahsettiğimiz bu regülasyonlar araç sınıfına göre değişkenlik göstermektedir. Üretilen bu koltukların ihracatı yapılacak ise uluslararası standartlara da uygun olması gerekmektedir.

Optimum tasarıma ulaşıncaya kadar koltuğun uygunlu testlerle doğrulanmalıdır. Her bir test için prototip koltuk hazırlanması gerekmektedir. Bu da gerekli iş gücü ve maliyetin artması ve zaman kaybı da demektir. Sonlu elemanlar yöntemi ile her değişiklik için test yapılmasına gerek kalmaksızın, daha kısa sürede optimum tasarım ile test yapılması sağlanmaktadır.

Motorlu araçların yasal yönetmelik ve mevzuatları sağlama sonucu alınan onaya homologasyon denir. Aracın satılacağı pazara göre bu kriterler farklılık göstermektedir. Avrupa Birliğine satılacak araçlar için uyulması gerekli standartlar Economic Commission for Europe (ECE) regülasyonlarıdır.

Bu çalışmamızda; toplu taşımacılıkta kullanılan bir araca ait yolcu koltuğu ayağının çekme testlerini sonlu elemanlar yöntemi ile inceleyeceğiz. Hyperworks-Radioss ile koltuk çekme testi (ECE-R 14) simülasyonlarına tabi tutulan ayakların Von-Misses (stress) değerleri ve yüzde uzama değerleri (strain) göz önüne alınarak koltuğun bütünlüğünü sağlayıp, uygulanan kuvvetlere dayanması hedeflenmiştir.

(ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.3 2014 , ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.13/Rev.5)

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Araç Koltuklarının Sınıfları

Araç sınıfları belli alt kategorilere ayrılmıştır. Her bir sınıf M ve N ile harflendirilerek ayrılmıştır. Bu sınıflandırma uluslararasıdır ve Avrupa Birliği tarafından da kullanılmaktadır. Koltuk sayısı ve seyir mesafesine göre sınıflandırılmışlardır. M sınıfı, en az dört tekerlekli olup, yolcu taşınmasında kullanılan motorlu taşıtları içermektedir.

M1 sınıfı: Sürücü koltuğuna ilaveten maksimum sekiz kişilik oturma yerine sahip motorlu araçları içermektedir.

M2 sınıfı: Sürücü koltuğuna ilaveten sekizden fazla oturma yerine sahip ve maksimum kütlesi 5000 kg'ı aşmayan motorlu araçları içermektedir.

M3 sınıfı: Sürücü koltuğuna ilaveten sekizden fazla oturma yerine sahip ve maksimum kütlesi 5000 kg'ın üzerindeki motorlu araçları içermektedir.

N sınıfı araçlar en az dört tekerleğe sahiptir. Eşya taşımak için kullanılan araçları içermektedir.

N1 sınıfı: Eşya taşınmasında kullanılan ve maksimum kütlesi 3500 kg'ı geçmeyen araçları kapsamaktadır.

N2 sınıfı: Eşya taşınmasında kullanılan ve kütlesi 3500 kg'ı üzerinde Ancak 12 000 kg'ı geçmeyen araçları kapsamaktadır.

N3 sınıfı: Eşya taşınmasında kullanılan kütlesi 12000 kg'ı geçen araçları kapsamaktadır. (ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.3 2014)

2.2 Yolcu Koltuğu Güvenlik Kriterleri - ECE-R14 Regülasyonu

R14 regülasyonu, M ve N kategorisi taşıtlarına ait koltukların yetişkinler için planlanmış, emniyet kemeri bağlantı parçalarına uygulanır.

Bu test ile araç kaza durumunda (çarpma) emniyet kemer bağlantılarına gelen kuvvetler incelenir. Çekme testi aynı gruptaki bir çift koltuğa uygulanır. Emniyet kemerine uygulanacak yükler araç yatay düzleminden $10^{\circ} \pm 5^{\circ}$ yukarı yönlü bir açıyla verilmelidir. İstenilen kuvvet değerlerine en kısa zamanda ulaşılmalıdır. Hedef yüklemeye ulaşıldığı

anda koltuk min 0,2 sn yüke dayanabilmelidir. Çekme testi için üst ve alt yük uygulama blokları Şekil 2.1 ve Şekil 1.5’de verilmiştir. Şekil 2.1’de gösterilen blok, koltuk oturma süngeri üzerine konmalıdır. Sırt tarafına doğru yaklaştırılır. Kemer alt bloğun çevresinden geçebilecek şekilde konumlandırılır. Üst kuvvet uygulama bloğu da konumlandırılır. Bloklar H noktasına yakın yerleştirilmelidir. Bloklar konumlandırılırken uygulanan yük değeri ön yükleme için yapılan yük değerini aşmamalıdır. Koltuğumuzun alt emniyet kemer bağlama yerleri arasındaki mesafeye göre bizim için uygun olanı kullanabiliriz. 254 mm ve 406 mm ölçülerinde iki çeşit blok Şekil 2.1’de gösterilmiştir. İki nokta ve Üç nokta Emniyet kemer bağlantısı için uygulanan kuvvetler aşağıdaki Çizelge 2.1’de gösterilmiştir. (Yüce 2014)

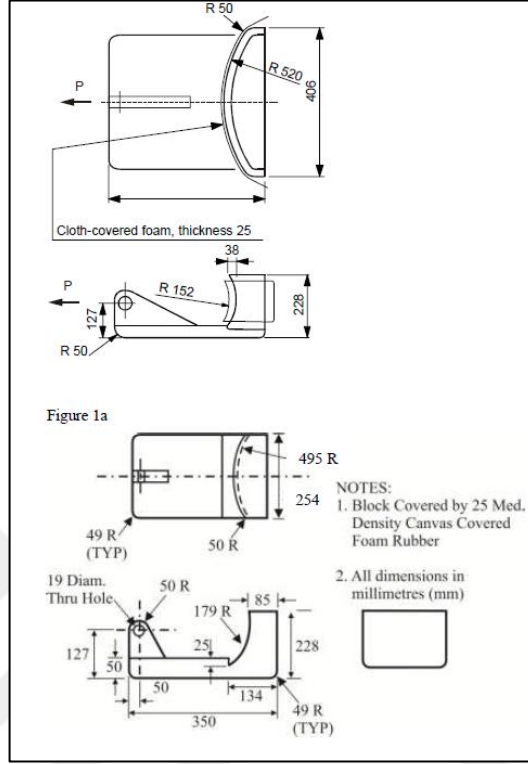
Çizelge 2.1 Araç sınıflarına göre ECE-R14 Regülasyonu
(ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.3 2014)

* 3 Nokta Emniyet Kemer	M1 / N1	M2 / N2	M3 / N3
Üst Blok	1350 daN ± 20 daN	675 daN ± 20 daN	450 daN ± 20 daN
Alt Blok	1350 daN ± 20 daN	675 daN ± 20 daN	450 daN ± 20 daN
Koltuk	20 x Seat Weight	10 x Seat Weight	6.6 x Seat Weight

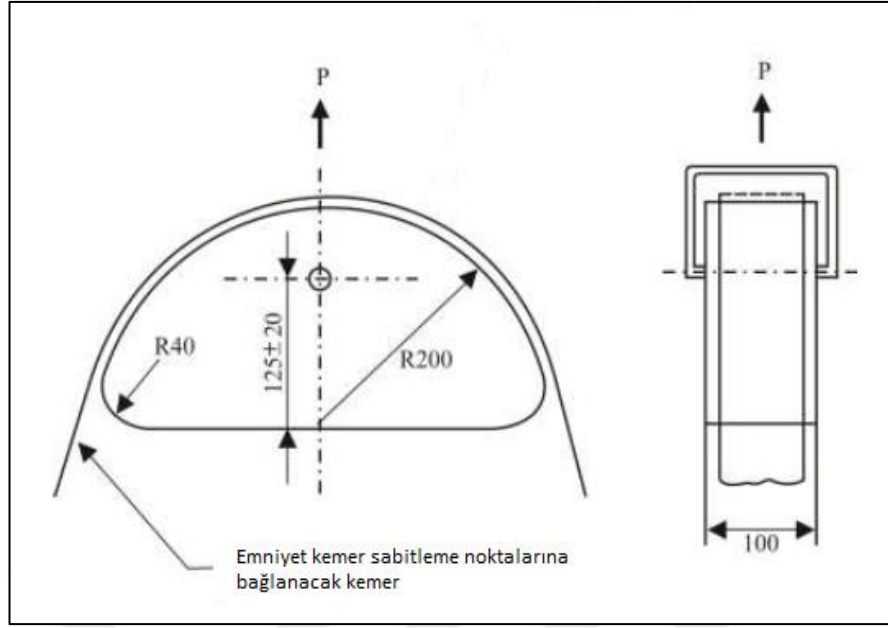
Yolcu H Noktasının Belirlenmesi

H noktası, kalça orta noktasının geldiği bölge olarak tanımlanır. H noktasının belirlenebilmesi için Şekil 2.3’de verilen manken yerleştirilir. Manken, kalça ve gövde olmak üzere iki bölüme ayrılır. Kalça, bacak, uyluk ve gövde ağırlıkları koltukta oturan yolcunun ağırlığını temsil edecek durumda konumlandırılır Şekil 2.1 ve 2.2. Ağırlık asma noktaları ve mankendeki ölçüleri Şekil 2.4’de verilmiştir. Yolcunun hareket kabiliyetini göstermek için hareket noktaları mafsallar ile gösterilmiştir. H noktası ekseni sırt açısı mafsallardan geçer. Manken koltuğa ideal sürüş durumunda konumlandırılır. Mankenin merkezinden geçen düzlem ile koltuğun merkezinden geçen düzlem çakıştırılır. Ağırlıklar yerleştirildikten sonra 100 N yük belirtilen noktaya uygulanır. Test mankeni sıfır

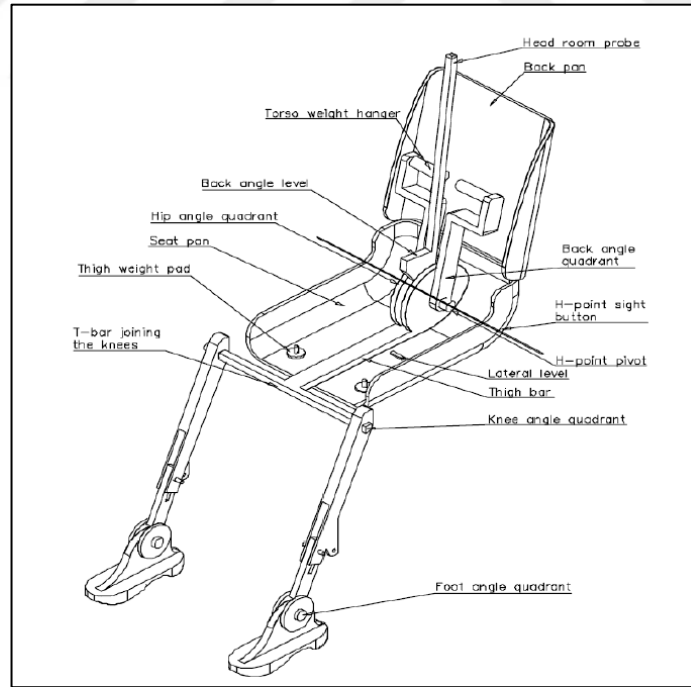
noktasına getirilerek test tekrar edilir. H noktasının koordinatları tanımlanır.
(Thiyagarajan 2008)



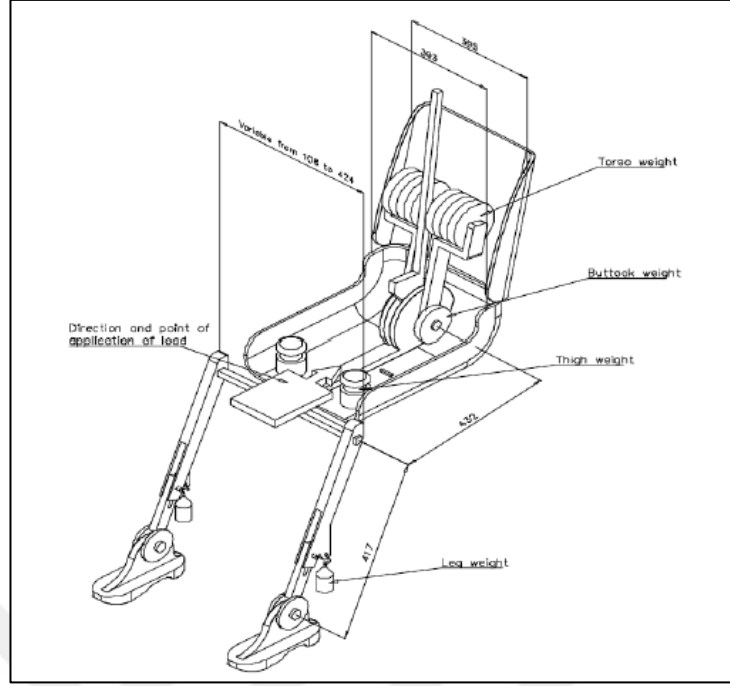
Şekil 2.1 Alt çekme bloku (ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.13/Rev.5 ECE R-14)



Şekil 2.2 Üst çekme bloku (ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.13/Rev.5 ECE R-14 Regulation No.14 2011)



Şekil 2.3 H noktası belirleme manken aparatı (Thiyagarajan 2008)



Şekil 2.4 Manken aparat ağırlıkları ve ölçüleri (Thiyagarajan 2008)

ECE R-14 Testi Başarı Şartları

Test neticesinde koltuk ECE-R14 testinden geçmiştir diyebilmek için koltuğun uygulanan kuvvetlere karşı dayanım göstermesi gerekmektedir. Kuvvet altındaki süre boyunca herhangi bir kırık olmamalıdır. M2, M3 ve N sınıfındaki araçlar için yer değiştirme H noktasından dışarı yönde 10 derece açıyla oluşturulan düzlemi geçmemelidir.

2.3. Sayısal Analiz

Bilgisayar sistemlerindeki hızlı gelişmeler sayesinde, karmaşık matematik denklemleriyle modellenen mühendislik problemlerinin çözülmesi sayısal analiz adı verilen yöntem ile gerçekleştirmek mümkün olmaya başlamıştır. Gün geçtikçe konu ile ilgili yapılan çalışmalar ve ihtiyaçları artmış, bu artışın neticesinde sayısal analiz alt basamaklara ayrılmıştır.

Tanım olarak sayısal analiz, verilen sayısal bilgilerden(data) ve matematik modelden hareketle aranan sayısal neticeleri hesaplanmasına ait yöntemleri inceleyen ve geliştiren bilim dalı şeklinde ifade edilebilir.

Sayısal analizde hesap yönteminin algoritmasını oluşturmak program yazmada büyük kolaylık sağlar. Buradaki görevi açısından algoritma, hesap yönteminde sonuca ulaşmak için izlenmesi ve yapılması gereken işlemlerin adım adım sıralanmasıdır.

2.3.1 Mühendislik Problemlerinin Çözümü Ve Sayısal Analiz

Mühendisin temel çalışma alanlarından biri fiziksel sistemlerdir. İlgili alanına giren herhangi bir problemin çözümü için problemin kapsamına ve özelliklerine bağlı olarak değişik yaklaşımların bir veya birkaçını uygulayabilir. Bir mühendislik probleminin çözümünde izlenmesi gereken başlıca adımlar şu şekilde sıralanabilir:

1. **Problemin Tanımı:** Problemin ve ilgili sistemin her yönüyle ortaya konulduğu adımdır. Bu aşamada problemin anlaşılmasına katkı sağlayacak mevcut bütün bilgiler ve giriş verisi, çözüm sonucu ne istendiği açık olarak ortaya konur.
2. **Fiziksel Modelin Oluşturulması:** Bu aşamada olayı basitleştirmek ve çözümü kolaylaştırmak için bir takım kabuller ve ihmaller yapılır. Yapılacak kabul ve ihmallerin sonucu etkilemeyecek veya az etkileyecek şekilde olması gerekir. Bunun için temel mühendislik konularına ait bilgi ve deneyimin olması kolaylık sağlayacağı gibi hatası az, amaca uygun model oluşturulmasını da mümkün kılar. Ayrıca istenen sonucun kapsamlı olup olmaması da yapılacak kabuller üzerinde etkisi olacaktır.
3. **Matematik Modelin Oluşturulması:** Fiziksel modelin formülize edildiği bir başka ifadeyle fiziksel yasaların ve bağıntıların kullanıldığı aşamadır. Yapılan kabullere bağlı olarak kullanılması gerek denklemler ile denklemlerin çözümü için gerekli sınır ve başlangıç şartları, varsa özel sınırlamalar ortaya konur. Matematik modelin oluşturulmasında kullanılacak bilgi yine mühendislik öğrenimi boyunca alınan temel bilgiye dayanır. Dolayısıyla bilgi ve deneyimin iyi olması kurulacak matematik modelin de o derece iyi olmasını sağlayacaktır.

4. Çözümün Varlığı Ve Tekliğinin Analizi: Bilinmeyen ve çözümü istenen parametreleri elde etmek için gerekli denklemlerin olup olmadığı, bu denklemlerin çözülüp çözülemediği incelenir.
5. Uygun Bir Yöntemle Matematik Modelin Çözümü: Sayısal analiz teknikleri bu aşamada devreye girer. Matematik modelin içerdiği denklem veya denklemlerin analitik çözümü varsa analitik çözüm yapılarak istenen değerler elde edilir ve sonuçlar değerlendirilir. Bu çözümde ve sonuçların değerlendirilmesinde bilgisayar kullanılabilir veya bilgisayar programı yazılabilir. Ancak matematik model çok basit değilse denklemlerin analitik çözümü mümkün veya analitik çözüm olsa bile bulunması ve kullanılması kolay olmaz. Bu durumda sayısal analiz yöntemlerinden bir veya birkaçının kullanılması gerekir. Bir problemi çözmek için değişik sayısal yöntemler mevcut olabilir. Bunların içerisinde en hızlı ve en hassas sonuç veren seçilmelidir. (<http://www.bilgiustam.com/sonlu-eylemanlar-analizi-nedir/>-(Erişim tarihi: 10.02.2018))

İleride görüleceği üzere sayısal çözüm çok sayıda aritmetik işlem içerir. Bu işlemlerin elle yapılması çok zaman alıcı ve bazen de imkansızdır. Dolayısıyla, sayısal çözüm yapılacaksa çoğu zaman bilgisayar programı yazmak gerekir. Zaten sayısal analizin günümüzde çok kullanılmasının nedeni bilgisayar alanındaki çok hızlı gelişmedir. Bilgisayar programının yazılmasında sistematik bir yol izlenmesi; algoritma, akış diyagramı ve program yazımı aşamalarından geçilmesi, programın modüler bir yapıda olması özellikle kapsamlı programların yazılması, geliştirilmesi, kısa zamanda hataların giderilmesi ve sonuç alınması için elzemdir.

6. Hata Analizi: Kullanılan sayısal yöntemle bulunan çözümün hata analizi yapılması gerekir. Hata analizi çok kaba olabileceği gibi çok detaylı da olabilir. Öncelikle sonuçların mantıklı olup olmamasına bakılabilir. Basit analitik çözüm sonuçları ile veya deneysel sonuçlarla mukayese edilebilir. Hata mertebesinin teorik olarak hesabı yapılabilir. Şunu belirtmek gerekir ki sayısal çözüm yaklaşık bir çözümdür. Yani sonuçlar daima belli bir hata payı içerir. Önemli olan hataların kabul edilebilir sınırlar veya verilen tolerans sınırı içinde kalmasıdır. Sonuçlardaki hataların çok büyük

olması durumunda hata nedenleri aranması gerekir. Kurulan modelden veya yazılan programdan kaynaklanan hatalar olabileceği gibi diğer hata kaynakları da etkili olabilir. Önceki adımlara dönülerek hata nedenleri giderilir, varsa programın doğru ve hatsız çalışması sağlanır. Hatalar kabul edilebilir sınırlar içerisinde ise sonuçların analizi ve değişik parametrelerin sonuçlar üzerindeki etkisi incelenerek problem çözülür.

2.3.2 Sayısal Analizde Bilgisayarın Önemi

Sayısal çözüm yöntemlerinin temeli bilgisayar ve basit yöntemler çok eskiden de bilinmesine rağmen yaygın olarak kullanılamıyordu. Çünkü sayısal çözüm yöntemleri temelde yüksek matematik işlemlerini çok sayıda basit aritmetik işlemlere dönüştürür. Dolayısıyla sayısal çözümler çok sayıda basit aritmetik operasyonlar içermekte olup bu işlemlerin elle veya mekanik hesaplayıcılar kullanılarak yapılması çok zaman alıcı ve yorucu bir işlemdir. Dolayısıyla, bilgisayar alanındaki gelişmeler sayısal çözüm yöntemlerinin yaygınlaşmasını ve gelişmesini de beraberinde getirmiştir.

2.3.3 Sayısal Çözüm Yöntemi Ve Analitik Çözümle Mukayesesi

Bir mühendislik probleminin çözümünde oluşturulan matematik model belli sayıda denklem ve matematiksel ifade içerecektir. Bu denklemlerin analitik çözümü mümkün olabilir. Yani matematik derslerinde bilinen bilgilerle, örneğin, karşılaşılabilecek ikinci derece bir polinomun köklerinin bulunması, bir diferansiyel denklemin çözümü veya bir fonksiyonun türevi veya integralinin alınması gibi işlemler analitik çözüme birer örnektir. Ancak bilindiği gibi her denklemin analitik çözümü mümkün değildir. Matematik modelin içerdiği denklemler her zaman analitik çözüme imkan verecek kadar basit olmaz. Analitik çözüm bulunabilmesi için fiziksel modelin oluşturulmasında belki daha fazla basitleştirici kabuller yapılması gerekir. Ancak günümüzde bilim ve teknolojinin çok gelişmiş olması çok fazla kabul yapılmasını ve denklemlerin basitleştirilmesini sınırlandırmaktadır. Dolayısıyla incelenen kompleks bir sisteme ait matematik model çok sayıda denklem içerebilmekte, bu denklemler nonlinear ve karmaşık olabilmektedir. Böyle bir denklem sistemini analitik çözmekte çoğu zaman mümkün olmaz. Analitik

çözümü olsun veya olmasın, bu denklem sisteminin sayısal çözümü yapılabilen ve bilgisayarların kullanımı ile bu çözüm çok kısa sürede gerçekleştirilebilmektedir.

Karmaşık ve kapsamlı denklemlerin sayısal çözümü mümkün olmakla beraber, bu tam bir çözüm değildir, bir miktar hata payı içerir. Analitik çözüm yöntemleri ise tam çözüm vermesi yanında problemin anlaşılmasına yardımcı olması ve sistemin davranışı hakkında bilgi vermesi nedeniyle son derece önemlidir. Bu yüzden analitik çözüm daima düşünülmesi gereken bir yöntem olmalıdır. Bulunacak analitik çözümün hatasız olması nedeniyle sayısal çözümün veya yöntemin doğruluğu hakkında bilgi elde edilmiş de olur.

Bilgisayarlar için hazırlanan analiz veya animasyon gibi ticari paket programlarının bir çoğu sayısal yöntemlerden yararlanarak yazılmış ve geliştirilmiştir. Ayrıca sayısal yöntemlerini içeren paket programlar da mevcuttur. Bu tür programlar varken sayısal yöntemlerinin öğrenilmesinin gerekip gerekmeyeceği sorulabilir. Şunu belirtmek gerekir ki bu tür programların kullanılması, sayısal yöntemlerin bilinmesini gereksiz kılmamaktadır. Zira sayısal yöntemlerin bilinmesi, bu programların mantığının anlaşılmasına, programla neler yapılabileceğinin bilinmesine ve programın efektif kullanılmasına yardımcı olur. Ayrıca genel amaçlar için yazılan bu tür programlar her zaman her yerde bulunamayacağı gibi çoğu zaman da yetersiz kalabilmektedir. Özel problemler söz konusu olması halinde bilgisayar programının kendimiz tarafından yazılmasını, bu da sayısal yöntemlerin bilinmesini gerektirir.

Sayısal analizin bilinmesi özellikle mühendislerin programlamayı öğrenmelerine ve bilgisayarları efektif kullanmalarına büyük katkı sağlar.

2.4. Optimizasyon

Mühendislik tasarımı iteratif bir işlemdir. Yapılan tasarım genelde analiz sonuçlarına göre değiştirilmek istenir. Bu değişiklikler kalınlık, yuvarlatma ve parçanın diğer boyutlarında yapılabilir. Fakat düzeltme işlemi elle yapıldığında (ki bu sadece basit geometri ve şekil itibarıyla kabuller yapılması kolay olan parçalar için geçerlidir) çoğunlukla çok fazla insan gücü isteyen ve yanlış yapma ihtimali yüksek olan

çalışmalardır. Bu sebeple de bu tür hesaplamalar için bilgisayarda çalıştırılan döngüsel algoritmalar yazılmıştır.

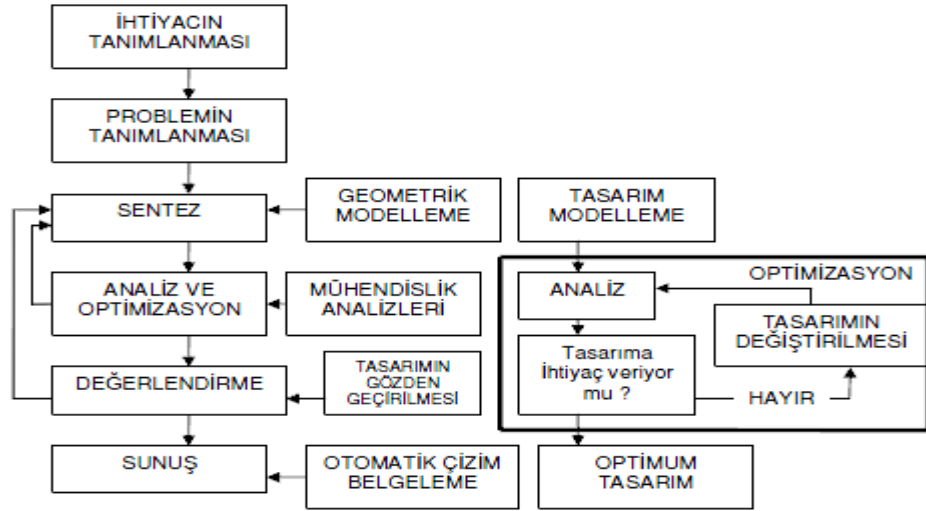
Yeniden tasarım süresi boyunca yapmak istediğimiz şey, tasarımın dayanım, rijitlik, kararlılık ve maliyet açısından en uygun hale getirilmesidir. Bu işleme optimizasyon denir. Optimum tasarım da, öngörölmüş gereksinimlere yanıt veren en uyan tasarımdır. Geçmişte çalışmaların büyük bölümü, sabit konfigürasyonlu modellerden ibaret olan yapısal optimizasyonda yapılmıştır. Klasik olarak, yapısal optimizasyon, geometride herhangi bir değişikliğe yol açmadan modelin et kalınlığı ve büyüklüklerinde ki değişiklikle yapısal kütle azaltılması olarak düşünölmüştür. Bununla birlikte, tasarım işleminde, yapının geometrisinde değişiklik yapmayla da kütle azaltılabileceği fark edilmiştir. Bu düşünce, tasarımda kalınlığın sadece tek tasarım değişkeni olup, bu kalınlığın gerekli en ince sınıra gelmesi ya da üretim işlemi için zorunlu olan boyut sınırına ulaştığından dolayı kütle azaltılmasının daha fazla yapılamadığı durumlar halinde oldukça çekici görünmüştür.

Bahsedilen işlem, dış sınırları veya sınır ve dâhili kesim yerlerini karakterize eden değişkenleri tasarım etmenlerine eklemektir. Buna şekil optimizasyonu denir. Bu eklemeler, yeterli bir sonlu eleman modelinin nasıl korunacağı, genel şekli tam olarak tanımlayan kriterlerin bulunması, gerçek tasarım sonuçları için öncelik sınırlayıcılarının nasıl verileceği gibi diğer problemlere hitap edilmesi gereksinimine yol açmaktadır.

Optimizasyon geometrik ya da sonlu eleman temelli olabilir. Geometrik temelli optimizasyonda, parça boyutları optimizasyon parametresi olarak seçilir ve sınır şartları parçanın geometrisine bağılı olarak verilir. Sonlu eleman tabanlı optimizasyonda ise, optimizasyon parametreleri modeldeki düğüm noktalarına ve elemanlara bağılı olarak tanımlanır ve sonlu fiziksel özellikler, malzeme özellikleri ve giriş kesitleri optimize edilir.

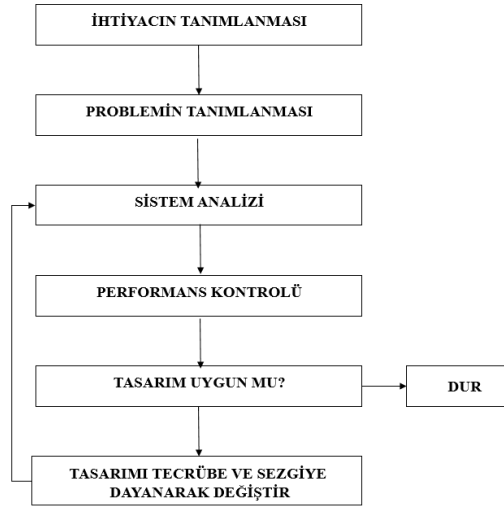
Şekil 2.5’de görölen geleneksel tasarım süreci tasarımcının sezgi, deneyim ve becerisine bağılıdır. Geleneksel tasarım sürecinin temel avantajı, sistemde kavramsal değişiklikler yapmakla veya tasarım sürecine ilave şartlar koymakla ilgilenmesidir. Karmaşık

tasarımlara gelindiğinde geleneksel tasarım sürecinin bazı dezavantajları ve zorlukları vardır. Bu zorluklar; titreşim frekansındaki sınırlamalar ya da yüklemeler şartlarının değişken olması gibi durumlardır. Bu durumda tasarımcı kısıtlayıcıları sağlamada belirlenebilir yapısal elemanın büyüklüğü değiştirmeye karar vermede zorluklarla karşılaşır. Daha fazlası geleneksel tasarım süreci ekonomik olmayan tasarımlara ve aşırı zaman kaybına sebep olur.



Şekil 2.5 Optimizasyon ve diğer tasarım yöntemleri (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Şekil 2.6’da optimum tasarım süreci görülmektedir. Optimum tasarım süreci, tasarımcıyı sistemin kısıtlayıcı fonksiyonlarını, minimize edilecek maliyet fonksiyonlarını ve tasarım değişkenlerini açıkça tanımaya zorlar ve problemin daha iyi anlaşılmasında tasarımcıya yardımcı olur.



Şekil 2.6 Geleneksel Tasarım (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Optimum tasarım konusunda önemli gelişmeler elde edilmiştir, bunlardan biri de hassaslık analizi konusudur. Hassaslık analizi, tasarım parametreleri arasından en etkin olanını hedefleyen bir analizdir. BDT optimizasyon yazılımlarının yeni kullanıcıları genellikle, doğrudan doğruya optimum çözüm için pek çok tasarım parametresini belirler ve sonuca yakınsayınca kadar pek çok iterasyonun olmasına izin vermekle büyük bir yarıya düşerler. Sekil optimizasyonunun daha akıllı bir kullanımı, parametrik çalışma ya da her bir tasarım parametresinden hangisinin etkenliğinin en fazla olduğunu belirleyen bir iterasyonlu hassaslık analizi yapmak veya yeniden tasarım yöntemini kullanmaktır. Parametrik çalışma yöntemi, tasarımın tekrar nasıl yapılandırılacağı hakkında bilgi edinilmesi yöntemidir.

Hassasiyet analizi yöntemi, tasarım için ortaya koyduğumuz amaç fonksiyonunun gerçekleştirilmesinde, var olan tasarım etmenlerinden hangisinin en etken olduğunu tanımlayarak sonuca giden bir yöntemdir. Yeniden Tasarım Yöntemi, tasarımı otomatik olarak tekrar yapılandırıp neticeye ulaşan bir yöntemdir.

Genel olarak her BDT programında parametrik çalışma ve tekrar tasarım yöntemleri statik analiz, lineer statik analiz, lineer statik p metodu, dinamik analiz çözümlenmeleri altında uygulanabilir. Ancak hassasiyet analizi yöntemi sadece lineer statik analiz

çözümlemesi altında yapılabilir. Son yirmi yıl içinde, optimum tasarım alanı, pek çok araştırma için öncelikli bir amaç olmuştur. Özellikle, bu alandaki çalışmaların çoğu, genel gelişmenin optimizasyon sistemlerine yönlendirilmesi olarak görülmektedir.

2.5. Tasarım Değişkenleri

Bir sistemin tasarımını tanımlamada seçilen parametreler tasarım değişkeni olarak adlandırılır. Problemin uygun formülasyonundaki önemli ilk adım sistem için tasarım değişkenlerini belirlemektir. Eğer uygun değişkenler seçilmezse tasarım gerçekleştirilemez. Bir problemde tasarım değişkenlerini tanımlamada aşağıdaki hususlar dikkate alınmalıdır. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

- Tüm tasarım değişkenleri diğerlerinden bağımsız olmalıdır.
- Tasarım problemini formüleştirmede gerekli minimum tasarım değişkeni sayısı vardır.
- Tasarım değişkenleri belirli bir aralıkta değişmelidir.

2.6. Amaç Fonksiyonu

Bir sistem için farklı uygun tasarımlar olabilir. Amacı gerçekleştirmede değişik tasarımları karşılaştırmak için bazı kriterlere sahip olmak gerekmektedir. Kriter, sayısal değeri olan bir fonksiyon olmalıdır. Ayrıca kriter, tasarım değişkenlerinin fonksiyonu olmak zorundadır. Böyle bir kriter optimum tasarım problemi için amaç fonksiyonu olarak adlandırılır. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Uygun amaç fonksiyonunun seçimi tasarım sürecinde önemli bir karardır. Literatürde, maliyet minimizasyonu, kâr maksimizasyonu, ağırlık minimizasyonu v.b. değişik amaç fonksiyonları kullanılır. Birçok durumda bir fonksiyon amaç olarak belirlenir. Genelde üretim maliyetinin minimum olması istenir. Diğer taraftan birden fazla amaç fonksiyonunun olduğu durumlarda söz konusudur. Örneğin bir yapının ağırlığının minimize edilmesi istenilebilir ve aynı zamanda eğilmenin veya belli bir noktadaki

gerilmenin de minimize edilmesi istenilebilir. Bu durum çok amaçlı tasarım optimizasyon problemi olarak adlandırılır.

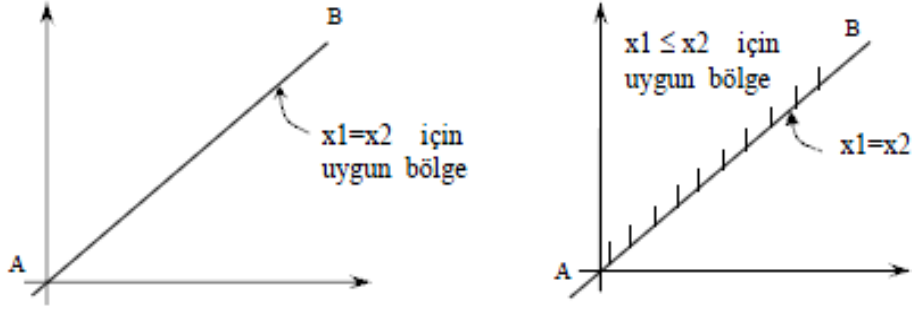
Birçok tasarım probleminde amaç fonksiyonu ve onun tasarım değişkenleri ile bağlantısının nasıl olduğu tam olarak belli değildir. Uygun amaç fonksiyonunu belirlemede önemli bilgi ve tecrübeye gereksinim duyulmaktadır.

2.7. Tasarım Sınırlayıcıları

Bir tasarımdaki tüm sınırlamalar genel anlamda sınırlayıcı olarak adlandırılır. Her bir sınırlayıcı bir ya da birden fazla tasarım değişkeni tarafından etkilenmek zorundadır. Ancak o zaman anlamlı ve optimum tasarım üzerinde etkili olur. Bazı sınırlayıcılar oldukça basittir (tasarım değişkenlerinin minimum ve maksimum değerleri gibi). Örneğin büyük bir yapıda, bir noktadaki eğilme yapının tasarımına bağlıdır. Bununla birlikte çok basit yapılar için farklı tasarım değişkenlerinin belirli bir fonksiyonu olarak eğilmeyi açıklamak olanaksızdır. Bu durum kapalı sınırlayıcı olarak adlandırılır.

Tasarım problemleri eşitsizlik sınırlayıcıları gibi eşitliğe sahip olabilir. Uygun bir tasarım tüm eşitlik sınırlayıcılarını tam olarak sağlamak zorundadır. Birçok tasarım probleminde eşitsizlik sınırlayıcıları da vardır. Örneğin hesaplanan gerilmeler malzemenin izin verilebilir (emniyetli) gerilmesini asmamalıdır.

Sekil 2.7' de görüldüğü gibi eşitlik sınırlayıcısı ile uyumlu uygun bir tasarım, eşitlik sınırlayıcının üzerinde (yüzeyinde) olmak zorundadır. Sekil 2.8' de görüldüğü gibi eşitsizlik sınırlayıcısı için uygun olan bölge, eşitlik sınırlayıcısı için uygun olan bölgeden daha fazladır. Bu, sadece eşitsizlik sınırlayıcılarına sahip bir sistem için uygun tasarımları bulmanın daha kolay olduğunu gösterir. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)



Şekil 2.7 $x_1 \leq x_2$ kısıtlayıcı için feasible bölge (A-B) çizgisi ve üstü (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Standart tasarım optimizasyon modeli ile ilgili aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir :

1. Bağımsız eşitlik kısıtlarının sayısı tasarım değişkenlerinin sayısından daha az olmalıdır veya eşit olmalıdır ($p \leq n$). Eğer $p > n$ olursa gerektiğinden fazla denklem sistemine sahip olunur. Bu durumda ya gereksiz eşitlik kısıtlayıcıları vardır yada formülasyon çelişkilidir. Eğer gereksiz kısıtlayıcılar silinir ve $p < n$ olursa problem için optimum çözüm olanaklı hale gelir. $P = n$ olması durumunda sistemin optimizasyonu gereksizdir çünkü eşitlik kısıtlayıcılarının çözümü sadece optimum çözüme uygundur. Bu çözümler uygun bir eşitlik çözüm metodu kullanılarak elde edilebilir.
2. Bağımsız eşitlik kısıtlarının sayısında sınırlama olmasına karşın eşitsizlik kısıtlarının sayısında sınırlama yoktur.
3. Bazı optimizasyon problemleri herhangi bir kısıtlamaya sahip değildir. Bunlar kısıtlayıcı içermeyen (unconstrained) optimizasyon problemi olarak adlandırılır diğerleri ise kısıtlayıcı içeren (constraint) optimizasyon problemi olarak adlandırılır.

2.8. Terminoloji-Değişken Çeşitleri

Genelde bir optimizasyon sorunu matematiksel olarak tanımlandıktan sonra çözüme yönelik bir anlam taşır. Bu başlık altında, karşılaşılan optimizasyon problemlerinin geneline yönelik bir terminoloji oluşturulmaya çalışılacaktır. Optimizasyon hesaplarını ana amacı amaç fonksiyonunu minimize veya maksimize etmektir.

$$F = f(a_i) \quad i=1,2,\dots,n$$

Burada F amaç fonksiyonu, n tasarım değişkenlerinin sayısı ve i ise tasarım değişkenleridir. Nesnel amaç fonksiyonu önceden verilmiş sınırlayıcıları sağlayacak şekilde çözülür.

$$h_k(a_i) = G_k \quad k=1,2,\dots,m$$
$$G_k \leq g_k(a_i) \leq G \quad k=1,2,\dots,m$$

Burada m davranış sınırlayıcılarının sayısı g_k , h_k sınırlama fonksiyonu ve G_k sınır değerlerinin (üst ve alt çizgiler mevcut değerlerin sırasıyla üst ve alt sınırlarını belirtir) miktarıdır. Gerek f gerekse g ve h genel olarak non-lineer fonksiyonlardır. Sınırlama fonksiyonları problemlerde bağıntılarda olduğu gibi iki türlü ortaya çıkar dolayısıyla türüne bağlı olarak değişik çözüm yöntemleri izlenmelidir. Tüm sınırlama fonksiyonları altında amaç fonksiyonu Lagrange fonksiyonuna dönüştürülür ve optimizasyon problemi çözülür. (Anonim, 2012. Hyperworks 12.0 Software, Hyperworks Online Help)

2.9. Problem Değişkenleri

Problem değişkeni,(PV) tasarım değişkenlerinin herhangi bir fonksiyonu için önerilmiştir. Yani problem değişkenleri aslında tasarım değişkenlerinin bir türevidir fakat düzey olarak onların üzerinde yer almaktadır. PV' ler şunlardır:

1. Davranış PV' leri: Uygunluk, doğal frekans, burkulma özdeğeri, gerilme, uzama, şekil değiştirme

2. Maliyet PV' leri: Hacim, ağırlık, yapının maliyeti

3.Yükleme PV' leri: yüklem faktörleri, şart koşulmuş bazı yüklem bileşenleri ya da bütün yüklem takımıyla çarpılacak katsayılar. (Anonim, 2012. Hyperworks 12.0 Software, Hyperworks Online Help)

2.10. Optimizasyon İşlemi

Optimizasyon işleminin sonucunda, tasarım limitlerine ve amacına yanıt veren optimal bir tasarım elde edilir. Sekil 2.9'da iki tasarım değişkeni, gerilme limiti ve en düşük kütle amacını gerçekleştirebilmek için optimizasyon işleminin nasıl yapıldığı gösterilmiştir .

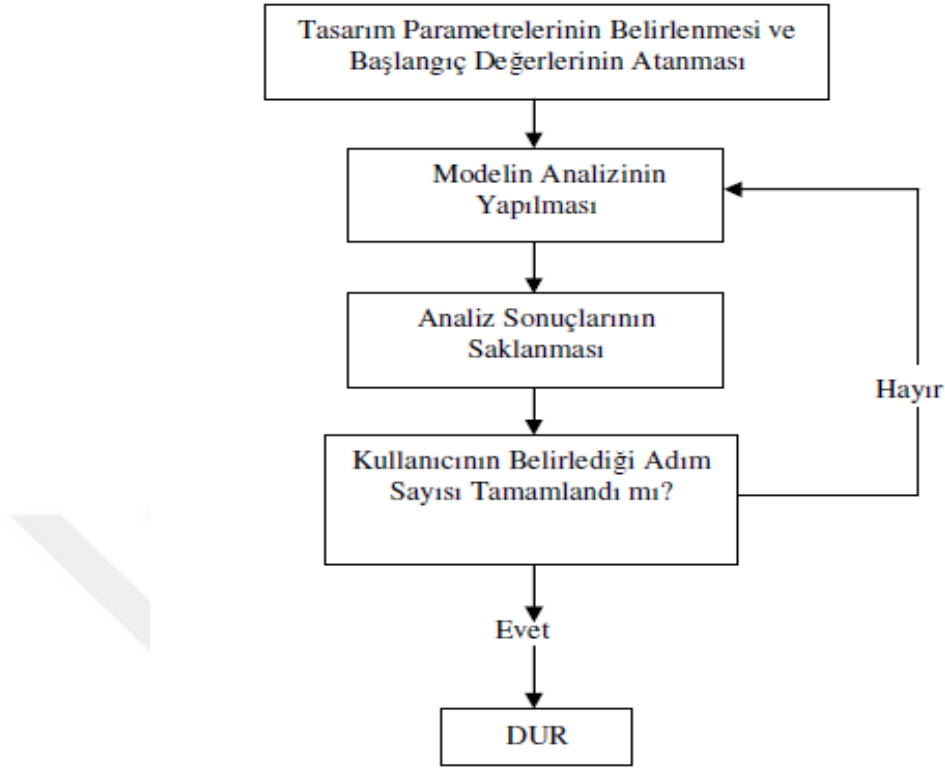
Buna göre:

Tasarım değişkenleri (DV1, DV2) hareket limitleri içerisinde olmalıdır. Çünkü dış bölgedeki değerler optimizasyonu bozmaktadır. Tasarım gerilme limitini asmamalıdır. Dolayısıyla gerilme limiti çizgisi üzerindeki noktalar bu koşulu sağlamaktadır. Tasarımın amacı olan minimum kütle değeri de önceki iki kriteri bozmayacak şekilde minimum değerinde olmalıdır.

2.11. Parametrik Çalışma

Bu teknikle, kullanıcı tarafından belirlenen tasarım değişkenleri yoluyla tasarımda yapılan değişikliğin, gerilme, yer değiştirme, kütle, sıcaklık veya doğal frekans açılarından nasıl bir etkileşimde bulunacağı belirlenmekte ve bu saptamaya dayanılarak ihtiyaç duyulan değişiklikler yapılmaktadır. Bu metotta, kullanıcı, tasarım etmenlerini, bu etmenlerin adım büyüklüğünü yani her iterasyonda ne kadar değişeceğini, amaçlanan analiz sonuçlarını ve iterasyon sayısını belirtir.

Herhangi bir parametre iterasyonda eşit miktarda değişecektir fakat herhangi bir etmen farklı oranlarda değişebilir (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 Parametrik çalışma algoritması

(Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Modelin geometrisi değiştiğinde, model tekrar sonlu elemanlarına ayrılır. İşlem tamamlandığında modelin tasarımdaki değişikliklere nasıl cevaplar verdiği hakkında bilgi edinilir. Bu cevaplar gerilmedeki, yer değiştirmelerdeki veya kütledeki değişiklikleri içermektedir. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Girilen tasarım parametreleri :

- Geometrik DV'ler
- Fiziksel DV'ler
- Kiriş DV'ler

Tasarım sonuçları ise aşağıda verilmiştir.

- Gerilme (Von Misses)

- Yer değiştirme
- Küttele
- Frekans
- Sıcaklık

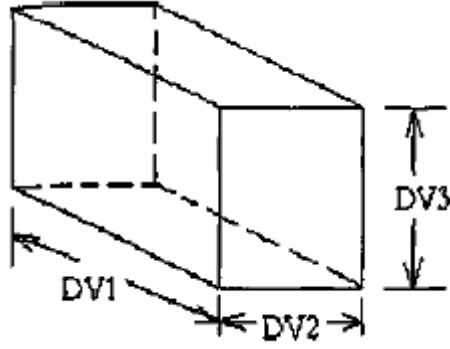
2.12 Hassasiyet Analizi

1960'lardan beri bilinen bu analiz yöntemi ancak 1983'de ticari BTM optimizasyon yazılımlarına girmiştir. Bu analizle, tanımlanmış tasarım etmenlerinden hangisinin hedef fonksiyonunu gerçekleştirmede en etken olduğu bulunur. Böylece sonuca ulaşmak için gereksiz iteratif çalışmalar yapılmaz.

Hassasiyet yalın olarak şöyle tanımlanır:

$$h = \frac{\Delta\phi}{\Delta\alpha_i}$$

Burada, h hassasiyet miktarını, ϕ ise analiz sonucunu ya da kütleyi, α_i ise tasarım değişkenini tarif etmektedir.. Anlaşılacağı üzere hassasiyet, istenilen analiz sonucundaki (gerilme, yer değiştirme, doğal frekans) ya da kütledeki değişimlerin, tasarım parametresindeki değişimlere oranıdır. Örnek olarak şekil 'deki prizma parçayı ele alalım. Şekil 2.9'da da görüldüğü gibi bu parçanın DV1, DV2 ve DV3 olmak üzere üç tasarım değişkeni vardır(Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)



Şekil 2.9 Prizma parçanın tasarım değişkenleri

(Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Hassaslık analizinde tasarım parametreleri olarak şunlar girilebilir:

Geometrik	DV'ler
Kiris Tasarım	DV'leri
Fiziksel	DV'ler
Malzemesel	DV'ler

2.13. Yeniden Tasarım Yöntemi

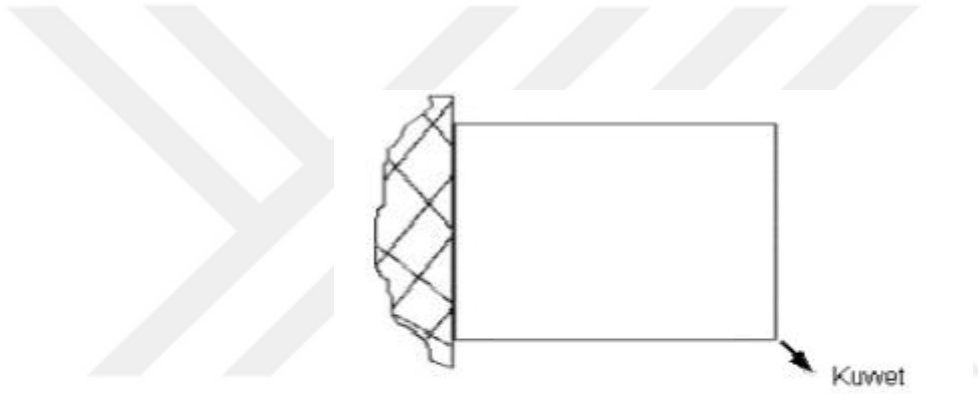
Kullanıcı tasarım parametrelerini, tasarım üzerindeki limitleri, tasarımın amacını belirtir ve bu limitler içerisinde, optimum tasarım otomatik olarak bulunmaktadır. Yeniden tasarım yönteminde, tasarımın belirlenen limit şartlarını yerine getirmesi koşulu aranmaktadır.

2.14 Topolojik Optimizasyon

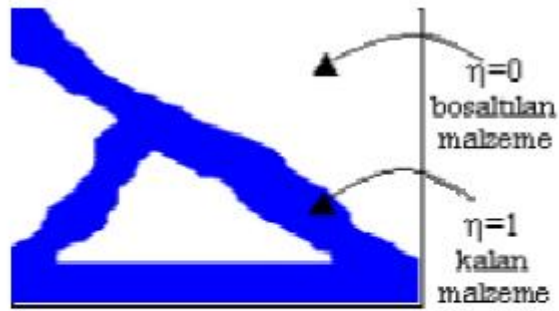
Topolojik optimizasyonun amacı, verilen sınırlayıcılar altında nesnel kriterin (global rijitlik, doğal frekans vs.) alacağı en yüksek ve düşük değer için malzemenin kullanılabilir en iyi halini bulmaktır. Klasik yöntemlerden farklı olarak, topolojik optimizasyon tanımlanmış optimizasyon etmenlerine gereksinim duymaz. Topolojik

optimizasyonda, bütün yapıdaki malzeme dağılım fonksiyonu optimizasyon parametresi olarak alınır.

Bu teknikte, tasarım parametresi olarak eleman yoğunluğunu belirten ζ_i kullanılır ve iteratif işlemlerle, verilen sınırlayıcılar altında genel rijitlik bozulmayacak şekilde bünyede 'sahte-yoğunluk' olarak tespit edilen elemanlar, ζ_i sıfıra yakınsatılarak çıkarılır. (Sekil 2.10) Topolojik optimizasyonun tanımlanan formülasyonunun da, problem yapı hacmi üzerinde tanımlanan sınırlayıcının güvenli bir şekilde sağlanmasıyla yapısal bütünlüğün minimizasyonu ya da doğal frekansın maksimizasyonu olarak tanımlanır.



(a) sınırlayıcı ve yükleme



(b) Son şekil konturu (V=60)

Şekil 2.10 Bir ankastre kirisin topolojik optimizasyonu

(Öztürk, F., Yıldız, A.R., Kaya, N. Taşıt Elemanlarının Optimum Topoloji Yaklaşımı ile Tasarımı)

Topolojik optimizasyondaki genel adımlar şu şekildedir.

1. Yapısal problemi tanımlama
2. Eleman tipinin seçilmesi
3. Optimizasyon için dâhili ve harici bölgelerin belirtilmesi
4. Yükleme durumlarının tanımlanması ve kontrolü
5. Optimizasyon işleminin tanımlanması ve kontrolü
6. Sonuçların gözden geçirilmesi

2.15. Optimizasyon Probleminin Formüle Edilmesi

Optimizasyon probleminin doğru şekilde formüle edilmesi çok önemli bir kriterdir. Bir optimizasyon problemini tanımlamak için üç önemli parametreye gerek duyulmaktadır.

- a. Tasarım değişkenleri
- b. Tasarım sınırlayıcıları
- c. Amaç fonksiyonu

Öncelikle problemi belirlemek için tasarım değişkeni olarak tanımlanan değişken grubu belirlenir. Bu değişkenlerin alt ve üst limit değerleri belirlenerek arzu edilen değer elde edilir.

Bütün sistemler, tasarım sınırlarına uyacak şekilde belirlenir. Bu sınırlamalar tasarım değişkenlerine uygun olarak belirlenir. Eğer bir tasarım bütün sınırlamaları sağlıyorsa uygun tasarım olarak adlandırılır. Eğer belirtilen sınırlamalar sağlanamıyorsa sistem uygun değildir.

Bir tasarımın başka bir tasarımdan iyi olduğunu belirleyebilmek için bir kriter gerekir. Bu kriter amaç fonksiyonu adı verilir. Amaç fonksiyonu da tasarım değişkenlerine bağımlı olarak tanımlanır. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Tasarım Değişkenleri

Bir sistemin tasarım içeriklerini belirlemek için belirtilen ögelere tasarım değişkenleri denir. Bu değişkenlere öncelikle sıradan değerler atanarak sistem tanımlanır. Tasarım değişkenleri doğru ve birbirinden bağımsız seçilmelidir. Seçilen bağımlı tasarım değişkenleri problemin formülünü gereksiz yere karmaşık hale gelmesine neden olur.

Amaç Fonksiyonu

Bir sistemin birden fazla ve birbirlerinden daha iyi uygun tasarım olabilir. Bunları birbiriyle kıyaslamak için bir kriter ihtiyacımız vardır. Kriter olarak ta bir amaç fonksiyonu tanımlanır. Bu fonksiyon tasarım değişkenleri ile bağımlıdır. Amaç fonksiyonunu doğru seçme işlemi çok önemlidir. Minimum kütle, minimum gerilme, maksimum kar ve minimum enerji gibi birçok amaç fonksiyonu kullanılır. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

2.16. Tasarım Sınırlamaları

Doğrusal veya Doğrusal Olmayan Sınırlama

Birçok sınırlama fonksiyonu tasarım değişkenlerinin sadece birinci derecedeki terimlerini içerir. Bunlar doğrusal sınırlamalar olarak adlandırılır. Eğer tasarım değişkenlerin daha yüksek derecedeki terimleri varsa, bunlara doğrusal olmayan sınırlamalar denir.

Eşitlik ve Eşitsizlik Sınırlaması

Tasarım problemleri eşitlik ve eşitsizlik sınırlamalarını içerebilir. Uygun bir tasarım tüm eşitlik sınırlamalarını tam olarak sağlamalıdır. Eşitsizlik sınırlamalarında ise, hesaplanan değerlerin belli bir aralıkta olması istenir. Örneğin, oluşacak maksimum gerilme malzeme

emniyet sınırını aşmamalı, toplam deformasyon belirtilen değeri geçmemeli vb. Eşitsizlik sınırlamalarına göre birçok uygun tasarım olabilir. Fakat eşitlik sınırlamalarına göre uygun tasarım bulmak daha zordur. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Sınırlanmamış ve Sınırlanmış Optimizasyon Problemlerinin Formüle Edilmesi

Optimizasyon problemlerini sınırlanmamış ve sınırlanmış olmak üzere iki ana başlıkta toplanabilir. Sınırlanmamış optimizasyon, amaç fonksiyonu üzerinde hiçbir sınırlamanın olmadığı problemlerin optimum çözümünün bulunmasıdır. Sınırlanmış optimizasyon ise en az bir adet sınırlamanın tanımlandığı problemlerdir.

Sınırlanmamış Fonksiyonların Yerel Minimumlarının Aritmetik Yolla Bulunması

Bir fonksiyonun yerel minimum noktası için gerekli ve yeter olarak belirtilen durumlar araştırılır. Gerekli durumlar, minimum noktada mutlaka sağlanmalıdır. Eğer gerekli durumlar herhangi bir noktada sağlanıyorsa ise, o nokta bir yerel maksimum veya dönüm noktası da olabileceğinden sadece yerel minimum olmak için aday hale gelir. Şayet yeter koşullar da sağlanırsa o zaman o nokta için yerel minimum denilebilir.

Sınırlanmamış Problemlerin Optimum Tasarımı için Sayısal Yöntemler

Optimizasyon problemlerinden bazılarında amaç fonksiyonu veya sınırlama fonksiyonlarının bir veya birden fazlasının doğrusal olmama durumu olabilir. Bu sorunlardan önemli olan iki tanesi şunlardır:

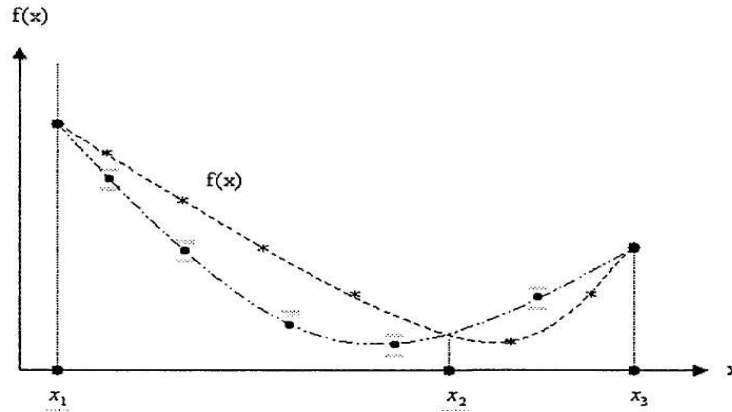
1. Çok sayıda tasarım değişkeni ve sınırlama olabilir. Gerekli koşullar arandığında çok sayıda denklem oluşur ki çözümü zordur.
2. Amaç ve sınırlama fonksiyonlarının dereceleri çok yüksek olabilir. Bu tip durumlarda

değişken sayısı az olsa dahi, gerekli durumlar yüksek dereceli olacağından yine çözüm güçleşir.

Bu nedenlerden dolayı oluşturulan problemin tasarım değişkenlerine mantıklı olabilecek tahmini başlangıç değerleri verilir. Daha sonra belirli bir sistematiği olan sayısal yöntemler kullanılarak başlangıç değerleri değiştirilmek suretiyle optimum tasarıma ulaşılmaya çalışılır. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

- Altın bölge metodu

Bu metotta tek değişkenli fonksiyon için, bir minimum bulunduğu emin olunan yer seçilir. Bu aralık her seferinde 1/3 oranında olmak üzere istenen doğruluk sağlanana kadar azaltılarak sonuca varılır (Şekil 2.11).



Şekil 2.11 Kesin olduğu bilinen minimumun aralığının tespiti (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

3.MATERYAL VE YÖNTEM

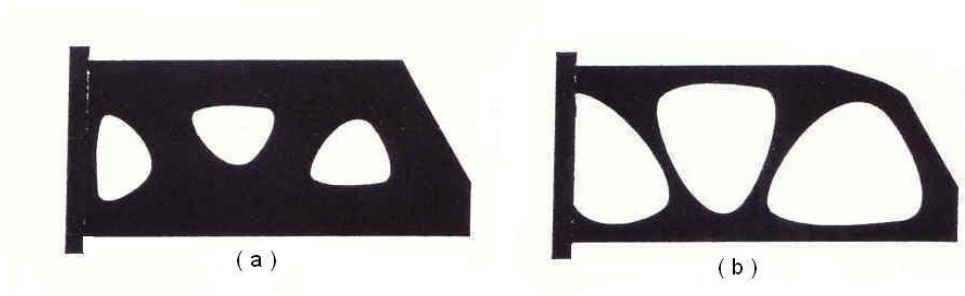
3.1. Optimizasyon Yöntemleri

Makine parçalarını en uygun şekilde tasarlayabilmek için çeşitli metotlar geliştirilmiştir. Literatürde tasarım .optimizasyonu ile pek çok farklı çalışmalar mevcuttur. Sekil optimizasyonu (shape optimization) ve yapısal optimizasyon (structural optimization) yöntemleri tasarımda en çok tercih edilen metotlardandır. Yapısal optimizasyon metotları, en uygun tasarıma ulaşma ideali ile ortaya çıkmıştır. Sekil optimizasyonundan farkı, en uygun tasarıma ulaşma konusunda tasarımcıya daha en başında yardımcı olmasıdır. Böylelikle, tasarımcı daha ilk modeli en uygun olacak şekilde belirleyebilmektedir. Optimum olmayan bir yapı üzerinde sekil optimizasyonu uygulanması söz konusudur.

Topoloji optimizasyonunun temeli, parçanın dış boyut ölçülerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan ana kütleden malzeme azaltılarak ve gerekli dayanım şartları sağlanarak optimum tasarıma ulaşılmasıdır. Topoloji optimizasyonun amacı, kompliansı minimum (rijitliği maksimum) yapan ya da doğal frekansı maksimum yapan en iyi malzeme dağılımını bulmaktır. Topoloji optimizasyonunun temelini oluşturan homojenleştirme metodu 1988 yılında Bendsoe ve Kikuchi tarafından geliştirilmiştir. Topoloji optimizasyon problemlerinin çözümünde yaygın olarak kullanılan diğer bir yöntem olan yoğunluk metodu (density method) ise R.J. Yang ve C.H. Cuhang tarafından 1993 yılında geliştirilmiştir. Bu method literatürde malzeme dağılım metodu (material distribution method) olarak da adlandırılmaktadır.

3.1.1. Topoloji Optimizasyonu

Çubuk bağlatıları ve kiriş sayıları ile yapının topoloji delikleri sayılmaktadır. Mevcut yapıdaki deliklerin sayıları korunacak şekilde sadece deliklerin şekli değiştirildiğinde bu ikisi aynı topolojik yapı olarak adlandırılır. Şekil 3.1'den de anlaşılacağı gibi a kirişi üzerinde yalnızca deliklerin şekli değiştirilerek b kirişi elde edilmiştir ve bu iki kirişin topolojisi aynıdır.



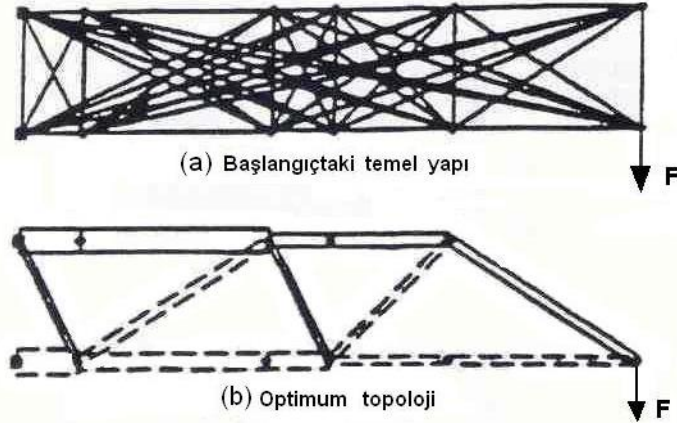
Şekil 3.1 Aynı topolojiye sahip yapılar (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Malzeme dağılımı ve geometri ile (topoloji) yapı performansının çok yakın ilişkisi vardır. Tasarım elemanları belirlenirken belli sorular cevaplanmalıdır. Teknolojik gelişmelerden yararlanmaya başlamadan önce bu sorular tasarımcının tecrübesi ve içgüdüleri ile cevaplanırdı.

Topoloji optimizasyonu, ayırık yapılarda ve sürekli yapılarda topoloji optimizasyonu olmak üzere iki kategoriden oluşur. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Ayrık Yapılarda Topoloji Optimizasyonu

Kafes sistemleri gibi ayırık yapılarda topoloji optimizasyonu inşaat ve uçak endüstrisinde üzerinde çokça durulan bir konudur. Bu tip yapılarda optimum topolojiyi elde etmek için en çok kullanılan metod temel yapı yaklaşımıdır. Dorn tarafında ileri sürülen bu yaklaşımda başlangıç tasarımı çok sayıda çubuğun birçok farklı konfigürasyonda birbirine bağlandığı bir yapıdır (Şekil 3.12) Optimizasyon temel yapıdan hareket ederek en önemli çubukları muhafaza eder ve önemsizleri yok ederek en iyi topolojiye ulaşmaya çalışır (Şekil 3.2). Bu yaklaşımın dezavantajı, optimum topolojinin başlangıçta seçilen global optimumu içermeyebilecek temel yapıya bağlı olmasıdır.



Şekil 3.2 Başlangıçtaki temel yapı ve optimum topoloji. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Sürekli Yapılarda Topoloji Optimizasyonu

Sürekli yapılarda topolojinin optimize edilmesi ilk olarak M.P. Bendsoe ve N. Kikuchi (1988) tarafından yayınlanan bir çalışmada ele alındı. Bu çalışmada ileri sürülen yaklaşım homojenleştirme metodu olarak bilinmektedir. Metod, tasarım alanının her bölgesindeki malzeme miktarını tasarım değişkeni olarak kabul eder. Optimizasyon algoritması hangi alanın malzemeye sahip olacağına, hangi alanın olamayacağına karar verir. Homojenleştirme metodundaki bazı eksiklikler farklı metodların geliştirilmesine sebep olmuştur. Bunlardan en önemlisi yoğunluk metodudur. Yoğunluk metodunda her sonlu elemanın malzemesi izotropik kabul edilir ve her eleman için normalleştirilmiş yoğunluk değeri tasarım değişkeni olarak kullanılır. Her eleman içinde sadece bir tasarım değişkeni tanımlandığından homojenleştirme metoduna göre daha az işlemci zamanı gerekir. Her iki metod aşağıda detaylı şekilde anlatılacaktır.

Topoloji optimizasyonu algoritmalarında sonlu elemanlar üzerinde oluşan gerilmelere göre topoloji iteratif olarak değiştirilir. Bu algoritmaların amacı bütün elemanların en yüksek seviyede gerilmeye maruz kaldığı bir yapıya ulaşmaktır. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Homojenleştirme Metodu

Bu metod, 1988 yılında Kikuchi ve Bendsoe tarafından geliştirilmiştir. Bu metod, sistemi kompozit ve mikroyapısal bir yapı olarak almakta ve bu yapı homojenleştirilmektedir. Bu metoda göre bir mikroyapı; malzeme içermeyen (delik büyüklüğü =1), izotropik malzeme içeren (delik büyüklüğü= 0) ve ortotropik ($0 < \text{delik büyüklüğü} < 1$) malzeme içeren genelleştirilmiş gözenekli malzeme olmak üzere üç grupta sınıflandırılır. Bir yapının topolojisini boşluk, gözenek ve katı mikroyapıların dağılımı tanımlamaktadır. Bu teori; tasarım alanındaki gözenekler farklı olduğu için mikroyapıların elastik malzeme özellikleri eşdeğer değerlendirilebilir. Ayrıca, malzeme eksenleri, malzeme özelliklerinin belirlenmesinde dikkate alınmalıdır. Mikroyapısal deliklerin durumu ile yapının elastik malzeme özellikleri tanımlanabilir. Süreç boyunca mikro yapılar katı ve boşluk arasında değişir. Mevcut malzeme miktarı belli ise yapının bir kısmından diğer kısmına malzeme taşınabilir. Topoloji, en uygun malzeme dağılımının bulunması olarak tanımlanabilir. Homojenleştirme metodunda, amaç fonksiyonu olarak rijitlik maksimizasyonuna eşdeğer olan komplians minimizasyonu ya da doğal frekans maksimizasyonu ve kısıtlayıcı fonksiyon olarak da malzeme azalması seçilmektedir. (Öztürk, F., Yıldız, A.R., Kaya, N. Taşıt Elemanlarının Optimum Topoloji Yaklaşımı ile Tasarımı)

Malzeme dağılım metodu

Malzeme dağılım metodu 1993 yılında R.J. Yang ve C.H. Chuang tarafından geliştirildi. Tüm sonlu elemanların yoğunluğunun tasarım değişkeni olarak alınması, homojenleştirme motuyla arasındaki farktır. Burada da amaç rijitliği maksimum alırken kompliansı minimum almaktır.

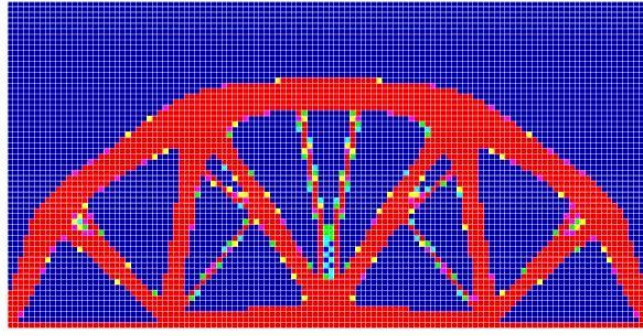
Topoloji Optimizasyonu Metotlarının Karşılaştırılması

Homojenleştirme metodu, birden fazla yükleme koşulu altında, esnekliğin amaç fonksiyonu olduğu üç boyutlu yapısal tasarım probleminde başarıyla uygulanmaktadır. Buna karşın her sonlu eleman için ayrı Young modülü tanımlanması ve çoklu tasarım değişkeni kullanılması homojenleştirme metodu için dezavantaj teşkil etmektedir.

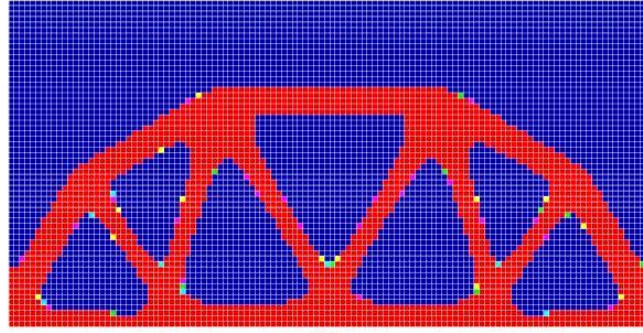
Yoğunluk metodunda her eleman için yalnızca bir tasarım değişkeni kullanılması, homojenleşme metoduna göre çözüm süresini oldukça kısaltır. Özellikle büyük yapılarda, kullanılan sonlu elemanların sayısı arttığından çözüm zamanı uzar. Son dönemlerde CPU zamanını kısaltan ve mevcut optimizasyon tekniklerine göre daha basit optimizasyon algoritmaları geliştirilmiştir. Sonlu elemanların gerilme seviyesine göre yapının topolojisinin yenilendiği bir algoritmayı içeren çalışma Xie and Steven tarafında yayınlanmıştır. Sonraları Hinton ve Seinz bu çalışmayı daha ileri götürerek, yapıdaki her bir elemanın en yüksek seviyede gerilmeye maruz kaldığı *tam gerilmeli* olarak adlandırılan bir yaklaşım geliştirmişlerdir

Topoloji Optimizasyonunda En Küçük Yapı Elemanının Boyutunun Kontrolü

Sürekli yapılara, özellikle birinci dereceden sonlu elemanlar kullanılarak topoloji optimizasyonu uygulandığında, dama tahtasını andıran malzeme dağılımıyla karşılaşılır. Bu olay sonlu elemanlar metotlarındaki formülasyon hatalarından kaynaklanır. Topoloji optimizasyonunda oluşacak en küçük yapı elemanının boyutunun kontrolü, problemin çözümünde kullanılan sonlu elemanların sayısıyla, diğer bir ifadeyle sonlu elemanların boyutuyla yakından ilişkilidir. Eleman boyutu küçüldükçe, optimizasyon probleminin çözümü sonucunda daha fazla sayıda küçük boyutlu yapı elemanı oluşur. Bu durum, (Şekil 3.3) incelendiğinde daha iyi anlaşılabilir. Şekil 3.3'de dama tahtası benzeri yapı gözlenirken, Şekil 3.13'de, en küçük yapı elemanı boyutunun kontrolü ile küçük boyutlu yapı elemanları yok edilmiş ve daha belirgin bir yapı elde edilmiştir. Topoloji optimizasyonunda eleman boyutundan ve örülen ağın kalitesinden bağımsız çözümler elde edebilmek için çeşitli metotlar geliştirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan yazılımda, oluşması istenen en küçük yapı elemanın boyutu, optimizasyon probleminde MINDIM parametresinin tanımlanması ile sağlanabilir.



(a)

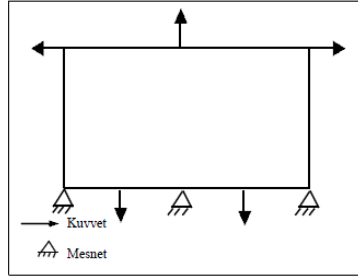


(b)

Şekil 3.3 Aynı yapı üzerinde; a - dama tahtası benzeri malzeme dağılımı, b - en küçük yapı elemanı boyutu kontrolü ile elde edilen topoloji (Anonim, 2012. Hyperworks)

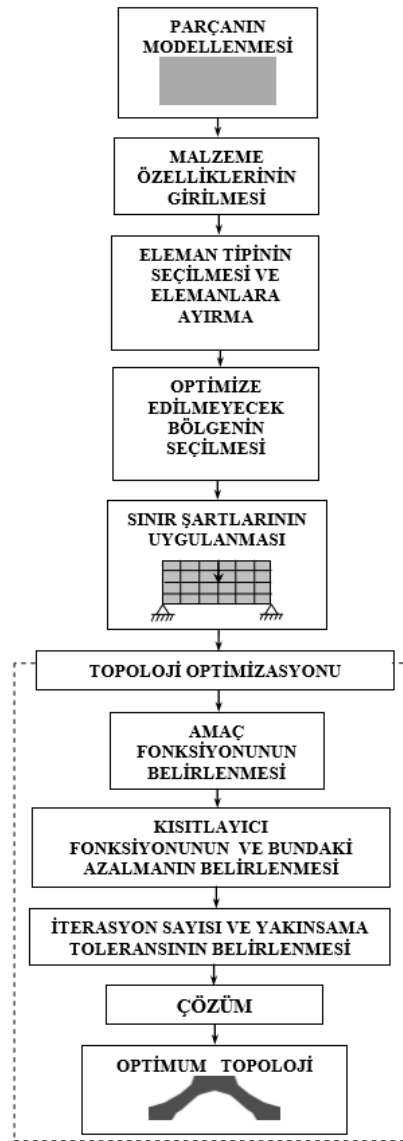
Topoloji Optimizasyonu Çalışması

Malzeme dağılımının optimizasyonu ile ilgili örnek bir uygulama Şekil 3.4' de verilen kirişin yapısal optimizasyon çalışmasıyla gösterilmiştir. Bu örnekte, amaç fonksiyonu olarak rijitliğin maksimuma ulaşması, kısıtlayıcı olarak hacmin % 60 azalması seçilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucunda $\zeta=0$ ile gösterilen bölge boşaltılması önerilen bölgeyi, $\zeta=1$ ile gösterilen bölgede optimizasyon sonrası korunacak alanı göstermektedir.



Şekil 3.4 Sınır Şartları (Öztürk, F., Yıldız, A.R., Kaya, N., Alankuş, O. Motor Bağlantı Elemanının Optimum Tasarım Modelinin Belirlenmesi)

Topoloji optimizasyonu işlem adımları Şekil 3.5’ de verilmiştir.



Şekil 3.5 Topoloji optimizasyonu işlem adımları (Öztürk, F., Yıldız, A.R., Kaya, N., Alankuş, O. Motor Bağlantı Elemanının Optimum Tasarım Modelinin Belirlenmesi)

3.1.2.Topografya Optimizasyonu

Topography optimizasyonu yaklaşımı, şekil değişkenlerinin yoğunluğunkine oranla daha çok tercih edilmesinin dışında topoloji optimizasyonuna benzemektedir. Tasarım bölgesi, iterasyonla hesaplanan çok sayıda değişkene bölünerek yapı üzerindeki etki hesaplanmaktadır.

3.2 Sonlu Elemanlar Destekli Optimizasyon Tekniği

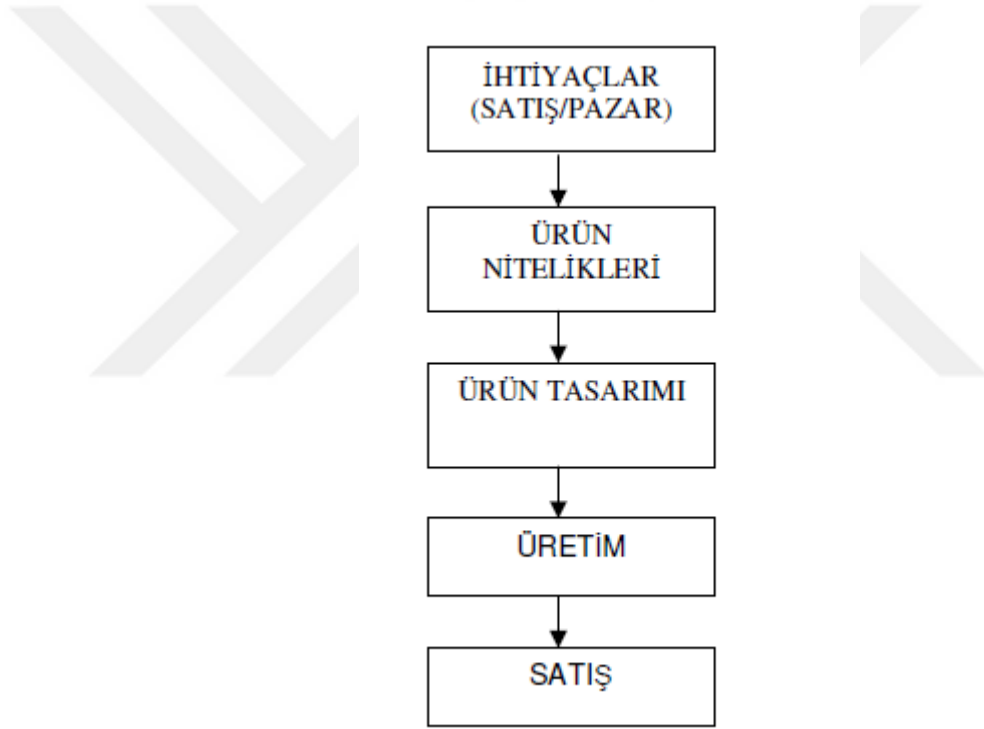
Sonlu elemanlar analizi ile sayısal optimizasyon analizleri arasındaki ilişki yakın bir zamana kadar kapalı bir kutu gibiydi. Ne zaman karmaşık yapıya sahip optimizasyon problemleri artmaya başladı, sonlu elemanlar metodu gibi analiz yöntemlerinden destek alınma gereksinimi duyuldu. Ardından iki teknik arasındaki gerekli ilişkilerin kurulması yönünde bilgi alışverişleri yapılmaya başlandı.

Tasarım Aşamasında Sonlu Elemanlar Yönteminin Önemi

Mekanik tasarımlarında gerilme analizleri tasarım prosesi esnasında her zaman gerekli olmaktadır. Bu hesaplamalar önceden basit mühendislik yöntemleri ile yapılmaktaydı. Fakat zamanla ürün performanslarının giderek önem kazanmasıyla ve yapıların karmaşık hale gelmesiyle uygulanan basit mühendislik hesaplamaları yetersiz hale gelmiştir. Hesaplamaların kapasitelerinin artması ve bilgisayar ortamında kullanılan yazılımların sayısının gün geçtikçe artmasıyla kompleks geometriye ve malzeme davranışlarına sahip ürünlerin hesaplamalarının yapılmasında sonlu elemanlar yönteminin kullanılması ile yapılan analizlerde hem akademik ve hem de endüstri sahasında büyük bir gelişme olmuştur. Tasarım prosesinde oluşan bu yeniliğin bu kadar çabuk büyümesini anlayabilmek için tasarım prosesini komple incelemek gerekir ve tasarım prosesindeki aşamalarda bilgisayar teknolojisinden ne derece faydalanabileceği görülebilir.

3.2.1.Tasarım Prosesi Sonlu Elemanlar İlişkisi

Tasarım prosesinin oluşturulmasında aşağıdaki algorithmada görüldüğü gibi bir kaç asama bulunmaktadır. Tasarım başlangıcındaki ihtiyaçların belirlenmesinde market araştırmaları veya ürün üzerindeki geliştirmeler etkili olmaktadır. Yeni bir ürün tasarımında kullanılabilir en kötü ürün geliştirme prosesi Sekil 3.6'daki gibi olabilir.

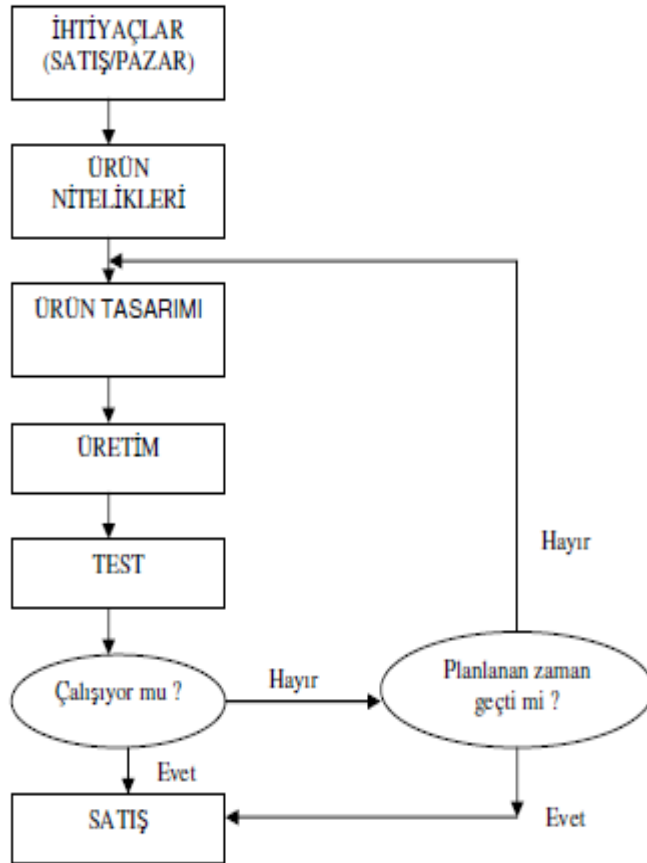


Şekil 3.6 Basit tasarım prosesi (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Çünkü herhangi bir hatanın dönüş noktası oto kontrol sistemine sahip olmadığından dolayı ilk olarak müşteri olmaktadır. Bu şekilde ürün tasarım yöntemi günümüz şartlarında firmanın pazarda elde edebilecek payının düşürmesine neden olmaktadır. Sekil 3.7 'de görüldüğü gibi proste bazı geliştirmeler yapılmıştır, ilk ürün tasarımında veya ilk prototip kurma aşamasında test etme işlemi prosesin arasına konmuştur. Fakat

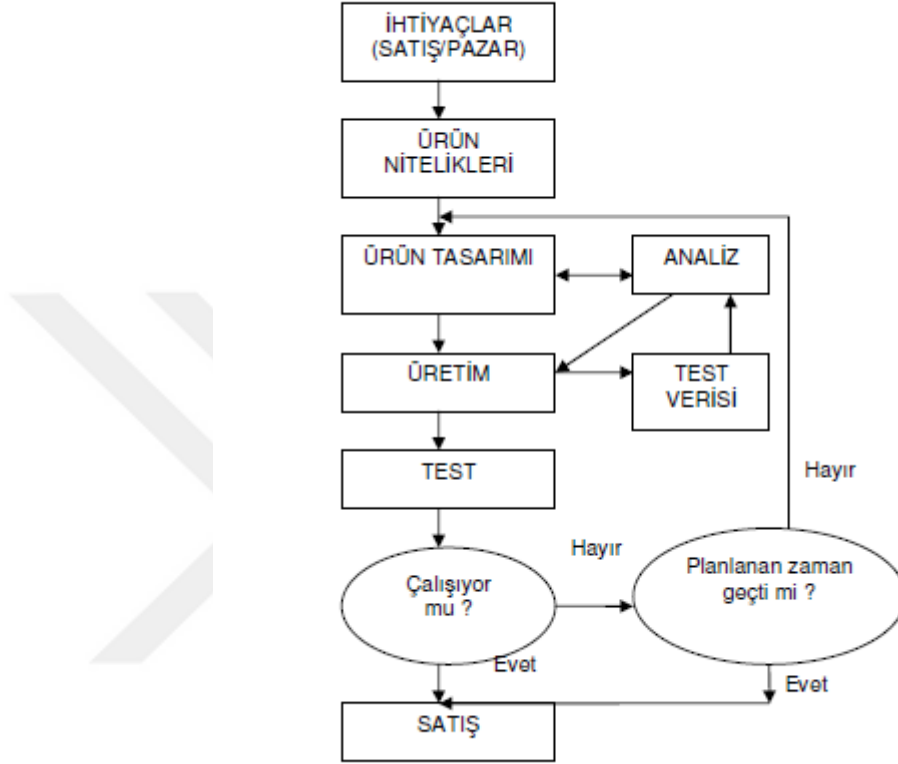
bu yapılan proses aşamasında yeniden tasarım yapma işlemlerinin ve bilgi alışverişlerinin yavaş olması ve elde edilen test verilerinin geç işleme konması nedeni ile prosesin ideal şartlarda olmadığı ortadadır. Ayrıca yapılan çalışmalarda günümüz teknolojisine bağlı olarak maliyetin yüksek olmasına ve kaynakların verimli kullanılmamasına neden olmaktadır.

Bilgisayar teknolojisinin gün geçtikçe artmasına buna bağlı olarak da tasarımda kullanılan yazılımların ortaya çıkmasıyla oluşan yeni ürün tasarlama proseslerine sanal ortamda yapılan analizlerin eklenmesiyle kullanılan yöntemdeki en büyük boşluk kapatılmış olmaktadır. Şekil 3.7’ te görüldüğü gibi sanal ortamda yapılan analizler sayesinde test sürelerinde ve yapılan prototip sayısında düşüş oldu. Böylelikle ürünün pazara çıkış zamanı azalmıştır. Bununla birlikte yeni bir rekabet alanı elde edilmiştir.



Şekil 3.7 Tasarım prosesinde ikinci asama (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

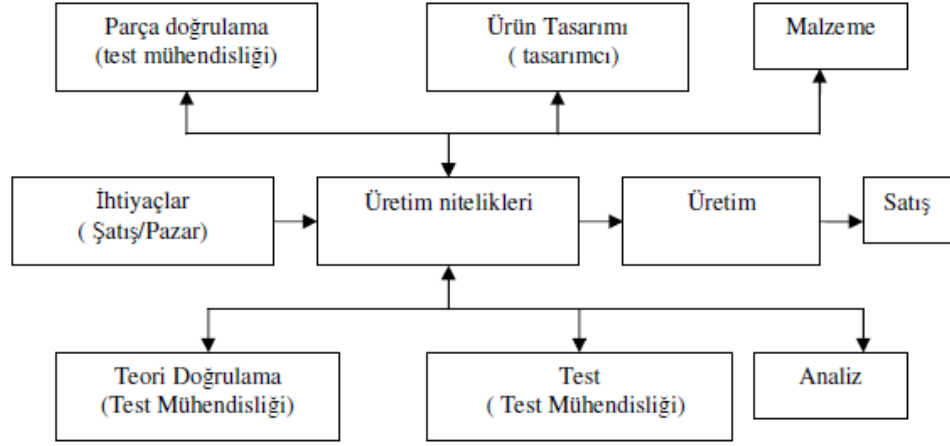
Ayrıca elde edilen test bilgileri ile sanal ortamdan elde edilen analiz sonuçları karşılaştırıldı. Böylelikle teorik ve pratik alanın birbiri ile karşılaştırılması yapılarak gerekli doğrulamalar yapılabilir (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Tasarım prosesinde üçüncü asama (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

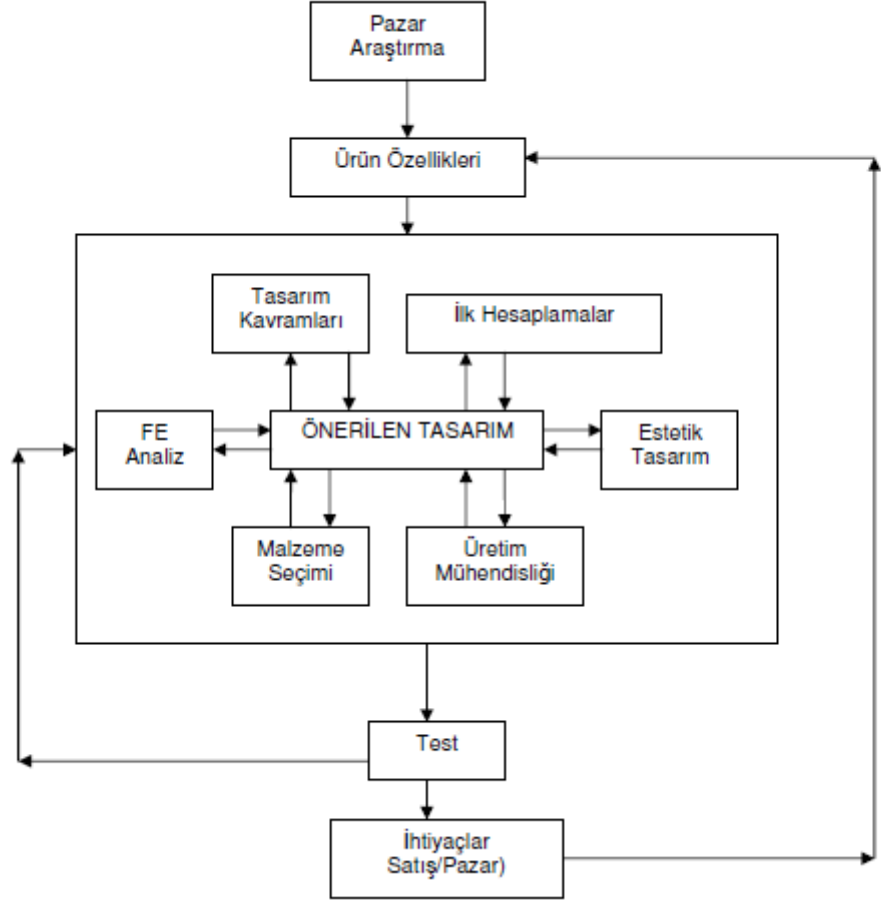
Prosesin diğer önemli noktası ise yapılan sanal ortamdaki analizleri doğrudan test ortamına aktarabilmektedir. Böylelikle uygun test bilgileri elde edilinceye kadar belli parametrelerle oynanılıp en uygun tasarım elde edilebilir. Sanal ortamda ürün tasarımında kullanılacak belli baslı parametreler; geometri, malzeme, sınır ve yük şartları olmaktadır. Bu değerlerin değiştirilmesi ile kısa zamanda sanal ortamda en uygun ürün elde edilmesi mümkündür. Böylelikle firma tek prototiple bile en uygun ürünü geliştirebilir. Aşağıdaki Şekil 3.9'da mühendisliğe dayalı ürün geliştirme yönteminin direkt olarak ilgili olduğu ortadadır. Her zaman için en uygun tasarım müşteri memnuniyeti ve satışa en kısa zamanda ulaşabilmektir. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım

Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)



Şekil 3.9 Tasarım süreci genel seması (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Sonlu elemanlar analizleri yeni ürün geliştirme aşamasında vazgeçilmez bir adımdır. Aşağıdaki Şekil 3.10 'da görüldüğü gibi her bir bölümün birbiri ile olan ilişkisi ve birbiri ile olan bilgi alışverişi net bir şekilde görülmektedir. Tabii ki yapılan bu sonlu elemanlar yöntemine dayalı analizler geleneksel yöntemlere alternatif değil, onlara destek vermek amacıyla. Sonlu elemanlar yöntemine dayalı olarak yapılacak analizlerde gerçek değerlere % 80 gibi bir yaklaşım sağlamak elde edilebilecek en ideal sonuçtur. Bu yüzden sadece fiziksel test yapılmadan sanal ortamdaki sonuçlara göre hareket etmek uygun olmamaktadır. Elde edilen bu sonuçlar tasarımcıya bu konuda en uygun fikri vermeyi sağlamaktadır.



Şekil 3.10 Tasarım prosesi sonlu elemanlar metodu ilişkisi (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

3.2.2. Sonlu Elemanlar Analizleri

Sonlu elemanlar analizi elle veya diğer klasik yöntemlerle çözümü pratik olmayan veya imkânsız olan mühendislik problemlerine çözüm getiren sayısal bir metottur. Bu metotla büyük boyutlardaki denklemlerin matris formunda çözümü yapılır. Kompleks geometriye sahip veya matematiksel denklemleri kurulamayacak kadar kompleks durum içeren bu tür mühendislik problemlerin çözümünde rahat kullanılmaktadır.

Sayısal analiz teknikleri geliştirilmeden önce karmaşık yapıya sahip otomobil parçalarının analitik olarak yapısal davranışlarını incelemek zor çoğu kez ise imkânsızdı. Böylelikle otomotiv tasarımında bu endüstrinin başlangıcından beri test sonuçlarından elde edilen bilgilere çok güvenilmekte ve bu sonuçlar ışığında tasarımlar

geliştirilmekteydi. Testlere ait sonuçlar yeni ürün geliştirmede en önemli etken olmasına rağmen çok zaman almakta ve maliyeti yüksek yöntemler olmaktadır. Yüksek hızlı bilgisayarların mevcudiyetiyle birlikte özellikle son 30 yılda sonlu elemanlar metodunun gelişmesinde büyük değişimler olmuştur.

3.2.3.Yapısal Analiz Metotları

Yapısal analiz metotları Şekil 3.11 'de görüldüğü gibi analitik ve sayısal yöntem olmak üzere iki ana kategoriye ayrılmaktadır. Analitik metodun gelişmesi birkaç yüz yıl öncesine kadar dayanmaktadır. Bu metot tam ve yaklaşık çözüm olmak üzere iki ayrı alt gruba ayrılmaktadır. Analitik teknik, mühendislik tekniğinin geliştirilmesine ve malzeme dayanımının öğrenilmesine hizmetleri çok olmasına rağmen sadece basit yapılara uygulanabildiğinden dolayı kullanılabildiği alan sınırlıdır. Daha gerçek yapıların analizi veya geometrik modeli daha karmaşık yapıların analizi veya yükleme ve sınır şartlarına sahip yapıların analizlerinde sayısal yöntem daha iyi sonuçlar vermekte ve çoğu yerde rakipsiz olmaktadır. Sayısal yöntem yeni gelişme safhasında olduğundan dolayı yayılma hızı da bilgisayar teknolojisinin gelişme hızına bağlı olarak artmaktadır. Sayısal metot; sonlu farklılık, sonlu elemanlar ve sınırlı bütünleyici teknik olmak üzere üç ayrı alt gruptan oluşmaktadır. Sonlu farklılık metodu Şekil 3.22'de görüldüğü gibi belli bir sınır dairesinde eşit sonlu farklılıkların yerleştirme şeklinde olmaktadır. Sonlu farklar çözümü es parçalar için noktasal yöntem yaklaşımı kullanmaktadır. Düzenli kare yapıda eleman kullanılmaktadır. Bu yüzden karmaşık yapıdaki geometri üzerinde sonlu elemanları oluşturmak imkânsızdır. Sayısal metotlar içerisinde sonlu elemanlar metodu en yaygın kullanılan metottur. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

• Analitik Metot

Tam ve yaklaşım: Her iki yöntemde yüksek derecede problemler üzerine yaklaşım sağlamaktadır. Fakat basit geometriye ve yüklemeye sahip olmayan yapılarda uygulanması zor veya imkânsız olmaktadır. (Anonim, 2012. Hyperworks 12.0 Software, Hyperworks Online Help)

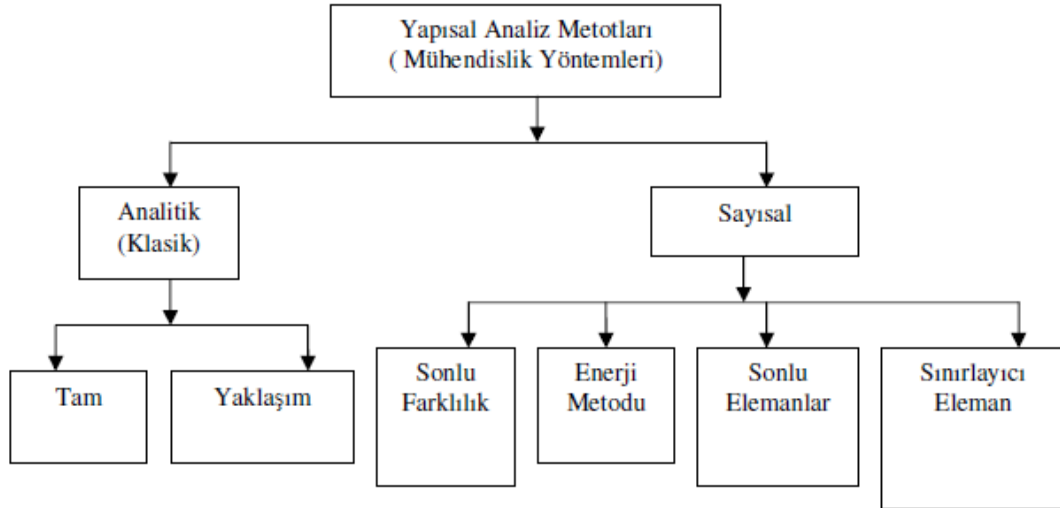
• Sayısal Metotlar

Enerji: Yapıya ait potansiyel enerjinin minimize edilmesi anlamına gelmektedir. Bu yaklaşım basit yapılar için uygun olmaktadır.

Sınır Eleman: Yaklaşım fonksiyonu diferansiyel eşitliklerin uygulanabilmesinde uyumluluk sağlamaktadır. Problemin büyüklüğü sadece sınırları temsil ettiğinden dolayı azaltılmaktadır. Bu metodun uygulandığı alanlar ise belli bilinen yapıdaki problemlerdir. Bazen çözüm getirmekte zorluklar yaşanabilmektedir.

Sonlu Farklar: Sınır eleman metodunun benzeridir. Özellikle uçak ve havacılık teknolojisinde yaygın kullanılan bir metottur.

Sonlu Elemanlar: Genel anlamda geniş bir uygulama alanına sahip olmakla beraber düzensiz geometriye sahip yapılarda da uygun eleman kullanarak kolay çözümler sağlamaktadır. Yapının bazı davranışlarını bilmek modelin oluşturulmasında ve eleman tipinin seçiminde yardımcı olmaktadır.



Şekil 3.11 Yapısal analiz seması (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Sonlu elemanlar yöntemine bağlı olarak birçok alanda farklı analizlerin yapılması olanaklıdır. Bu alandaki çalışmalara genel bir bakış yapılırsa;

- Lineer Statik analizler
- Dinamik Analizler
- Optimizasyon Analizleri
- Nonlineer Analizler
- Termal Analizler
- Akışkanlar Dinamiği Analizleri
- Yorulma Analizleri

Alanlarında sonlu elemanlar yöntemine dayalı olarak bilgisayar ortamında analiz yapılabilmektedir.

3.2.4.Yapısal Analizlerde Matris Teorisi

Yapısal analizlerde matris teorisi ilk olarak teknik literatürlerde 1950 'lerde görülmeye başlandı. Yüksek hıza sahip bilgisayarların ortaya çıkması ile karmaşık yapıya sahip tasarım analizlerinin yapılabilmesi için matris metotlarında geliştirmelere gidilme ihtiyacı duyulmuştur. 1950'lerde bilindiği gibi karmaşık yapıların davranışlarını incelemek için yer değiştirme (rijitlik) metodu yöntem olarak bilinmekteydi. 50'li yılların ortalarında Turner, Clough, Martin ve Topp rijitlik metodunun ilk özelliklerini sunmuşlardır. Bu alanda verilen sonlu elemanlar adlandırması 1960 yılında Clough tarafından iki boyutlu yapıların gerilme analizleri yapılırken verilmiştir.

Yapısal analizlerde sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak kuvvet ve yer değiştirme metodu olmak üzere iki farklı yaklaşım kullanılmaktadır. Her iki metotta da yapının davranışını temsil eden sistem denklemlerinin eşitliği uygunluk, denklik ve gerilme birim uzama değerleri arasındaki bağlantılarla sağlanmaktadır.

Kuvvet metodunda, sistem denklemindeki kuvvetlerin değerleri bilinmemektedir. Buna karşılık yer değiştirme metodunda ise sistem denkleminde bulunmak istenen değerler yer

değiştirme değerleridir. Yapısal problemlerin çözümünde her iki metotta kullanılmaktadır. Fakat yer değiştirme metodunun bilgisayar ortamında yapılan analizlere uyarlanması daha kolay olmaktadır. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

3.2.5. Yer Değiştirme Metodundaki Temel Eşitlikler

Yer değiştirme metodundaki temel denklemler aşağıdaki yöntemlerden çıkartılmaktadır.

- Düğümlere gelen kuvvetlerin dengelenmesinden
- Yer değiştirmelerdeki uygunluktan (düğümlere ve elemanlarda)
- Kuvvet yer değiştirme ilişkisi

Kuvvet yer değiştirme ilişkisi düğümlerde meydana gelen yer değiştirmeler referans alınarak elde edilir. Rijitlik matrisi K, yapıya gelen kuvvetlere bağlı olarak oluşan yer değiştirme miktarları ile ilgili olarak aşağıdaki denklemlere bağlı olarak elde edilen katsayıdır.

$$\{ F \} = [K] \{ u \}$$

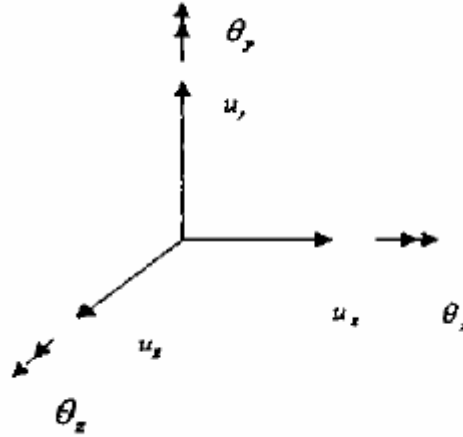
Burada,

$\{ F \}$: Yapı üzerine gelen kuvvet

$[K]$: Rijitlik matrisi $[k_{ij}]$ düğüm i'deki kuvvetin etkisi ile düğüm j'de oluşan yer değiştirmeler olarak tanımlanmaktadır.

$\{ u \}$: Kuvvetlerden elde edilen yer değiştirme sonuçları

Sınır şartları komple yapının hareketini önler ve bilinmeyen değerler (u) sistemin lineer denklemleri kurularak elde edilir. Yapılarda kullanılan elemanları birbiri ile bağlayıp i yapıdaki sürekliliği sağlamak için düğümler kullanılmaktadır. Her bir düğüm altı serbestlik derecesine sahiptir (Şekil 3.12). Her bir serbestlik derecesi o noktada parçaya ait öteleme veya dönme derecesini belirtilmektedir. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

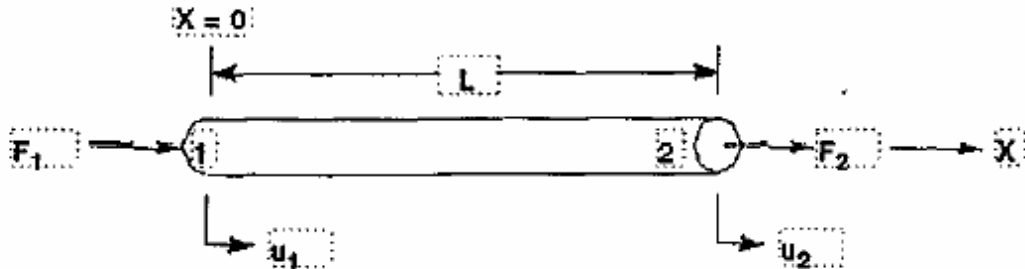


Şekil 3.12 Düğüm noktalarının serbestlik dereceleri (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Yukarıdaki şekilde de görüldüğü gibi her bir düğümde, üç yer değiştirme (u_x, u_y, u_z) ve üç tanede dönme serbestlik derecesi bulunmaktadır.

3.2.6. Sonlu Elemanlar Metodundaki Tek Boyutlu Elemanların Özellikleri

Sonlu elemanlar yönteminin izahında kullanılan en uygun eleman tipleri tek boyutlu yay eleman özelliği taşıyan Şekil 3.13’de görülen çubuk yapılardır.



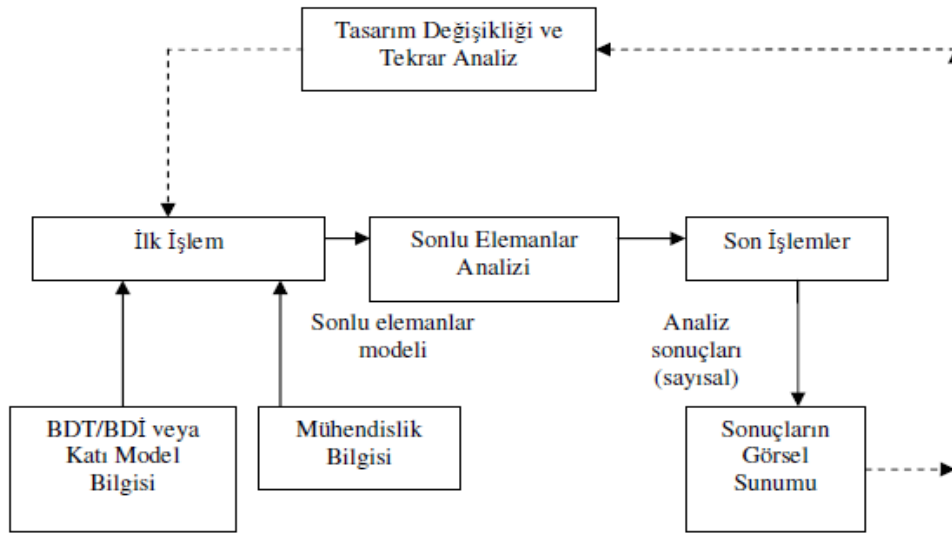
Şekil 3.13 Basit çubuk eleman (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Şekilde de görüldüğü gibi her iki ucunda da olmak üzere iki tane düğüm noktasına sahiptirler. Eksenel yüklemeye tabi tutulan A kesit alanına ve L uzunluğuna sahip lineer elastik çubuk eleman 1 ve 2 nolu düğüm noktaları aracılığıyla komple sistemle ilişkilendirilmektedir. Düğüm noktaları sayesinde elemanlar arasında kuvvet akışı sağlanmaktadır. Böylelikle düğüm noktaları arasındaki gerilme dağılımı rahatlıkla görülebilir. Lineer statik eşitlikler göz önüne alındığında aşağıdaki eşitlikler elde edilmektedir. Yapılması amaçlanan her bir serbestlik derecesindeki kuvvet yer değiştirme ilişkisinin kurulmasıdır.

3.2.7. Sonlu Elemanlar Analizi İşleyiş Aşamaları

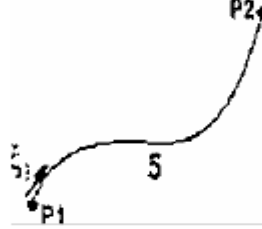
• Geometrik özellikler

Sonlu elemanlar yönteminde mevcut parçanın elemanlara ayrılabilmesi için geometrik modelin ilk aşamada oluşturulması gerekmektedir. Bu durum basit yapılar hariç (mesela; tek boyutlu eleman) gerçek şartlardaki yapılarda modelin önceden oluşturulması gerekmektedir. Basit yapılarda böyle bir zorunluluğa gerek yoktur. Bilgisayar ortamındaki geometrik modellemelerde tel çerçeve model, yüzey model ve katı model olmak üzere üç tip modelleme görülmektedir (Şekil 3.14).



Şekil 3.14 Sonlu elemanlar analizi işleyiş aşaması (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

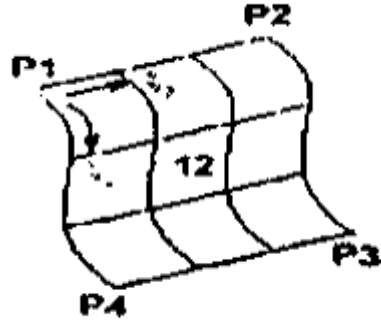
A) Tel Çerçeve: Sonlu elemanlar oluşturmak için kullanılan en basit modelleme tipidir. Tek boyutlu yapıların modellenmesinde kullanılmaktadır. Elde edilen bu modelle tek boyutlu elemanlar oluşturulmaktadır (Şekil 3.15).



Şekil 3.15 Eğri modeli (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Pratikte tel çerçeve yapıların, araç şaselerinin, vb. yapıların modellenmesinde kullanılmaktadır. Eğriler koordinat takımına sahip noktalar aracılığıyla tarif edilmektedir. Eğriler karmaşık olma özelliğine göre tarif edilmede kullanılan sahip oldukları nokta sayısı artmaktadır. Kısaca eğri şekil deki gibi matematiksel olarak tek parametrik değişkenli vektörel fonksiyon olarak tarif edilebilmektedir. Eğrilerin elde edilmesinde belli koordinat takımına sahip noktalar veya nokta bulutları kullanılmaktadır.

B) Yüzey modelleme: Birçok kez basit iskelet yapılar sonlu elemanlar modellemede yetersiz kalmaktadır. Genellikle iki boyutlu yapılar tarif edilirken oluşturulan yüzeyler düzlem ve silindir modeli gibi basit ve parametrik özelliklere sahip olmakta ayrıca şekildeki gibi iki parametrik değişkene sahip vektörel fonksiyondan oluşmaktadır (Şekil 3.16).



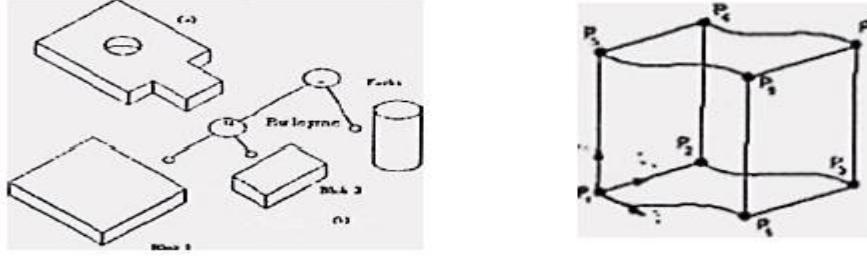
Şekil 3.16 Yüzey modeli (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Karmaşık forma sahip yüzey bir seri basit yapıdaki yüzeyin birbirine olan yerel yaklaşımları kullanılarak tanımlanmaktadır. Genel yüzey tipleri olarak da tanımlayabileceğimiz bu tür yüzey tipleri benzer, B-spline vb. olarak adlandırılır. Sonuç olarak basit yüzeylerin sonlu elemanlara ayrılması kolay ve düzgün olmaktadır (Şekil 3.17). Düzgün eleman oluşturma yöntemi ile sağlam elemanlar elde edilmektedir. Karmaşık yapıdaki yüzeyler için sadece rastgele elemanlara ayrılma yöntemi kullanılabilir.



Şekil 3.17 Mesh türleri (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

C) Katı modelleme: Katı model kısaca üç farklı parametrik değişkene sahip vektörel fonksiyonla tarif edilebilmektedir (Şekil 3.18). Katı model oluşturma ve sınırlama yöntemleri ile model oluşturmak mümkün olmaktadır. Özellikle B-rep yöntemi her türlü içi boş yüzey sınırlamalarına sahip yapılar için kullanılabilir.



Şekil 3.18 Katı Modelleme Şekilleri (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Sonlu Elemanlar Özellikleri

Hazırlanan geometrik modelden sonra analiz işlemlerinde dikkat edilmesi gereken en önemli işlem sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasıdır. Çünkü analiz sonuçları oluşturulan elemanların düzgün olmasıyla doğrudan orantılı olmaktadır. Buna bağlı olarak modelin sonlu elemanlara ayrılması belli başlı 5 noktaya bağlıdır.

- Yapının geometrik modeli
- Analiz tipi (statik, dinamik, nonlineer, vb.)
- Sınır şartları
- Yükler
- İstenen sonuç değerleri

Sonlu elemanlar yönteminde yukarıda belirttiğimiz şartlara bağlı olarak geniş bir alanı kapsayan birçok sayıda eleman tipi oluşturulmuştur. Boyutlarına aşağıdaki gibi sınırlandırılır (Şekil 3.19-22).

- 0-D Eleman (Boyutsuz Eleman)
 - 1 -D Eleman (Tek Boyutlu Eleman)
 - 2-D Eleman (İki Boyutlu Eleman)
 - 3-D Eleman (Üç Boyutlu Eleman)
- 0-D Elemanlar (Boyutsuz Elemanlar)

Noktasal kütle
Atalet elemanı
Temel yay eleman
Temel amortisör eleman



Şekil 3.19 Noktasal elemanlar (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

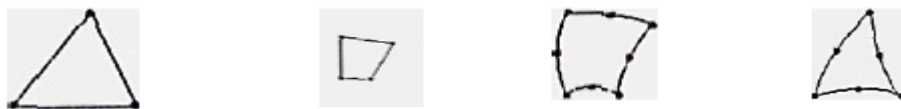
1-D Elemanlar (Tek Boyutlu Elemanlar)

Kiriş eleman (2 veya 3 düğüm noktalı)
Çubuk eleman (2 veya 3 düğüm noktalı)
Eksenel amortisör eleman
Eksenel yay eleman

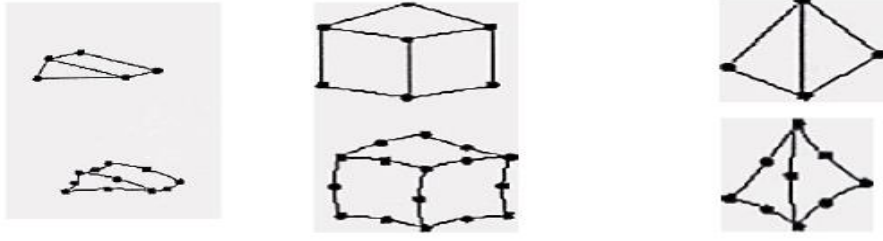


Şekil 3.20 Tek boyutlu elemanlar (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

2-D Elemanlar
2-D Katı Elemanlar
2-DYüzey elemanlar



Şekil 3.21 İki boyutlu elemanlar (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)



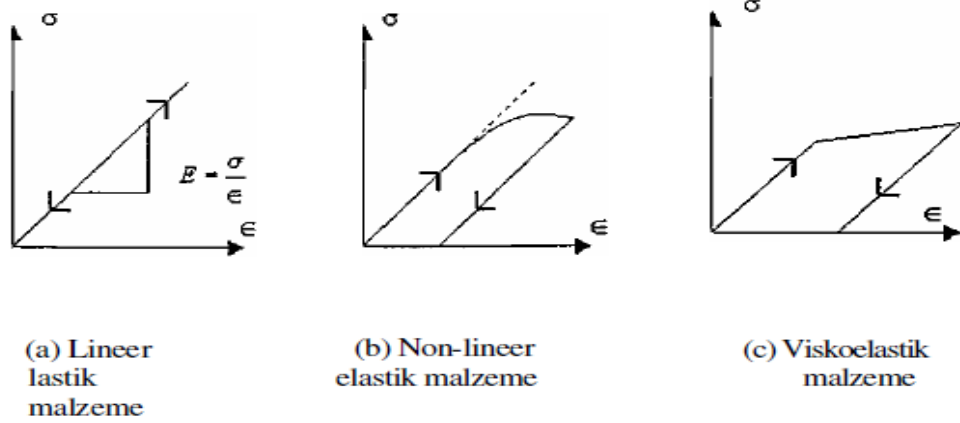
Şekil 3.22 Üç boyutlu eleman türleri (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Malzeme Özellikleri

Sonlu elemanlar yazılımlarında kullanılacak malzemenin tanımlanması çok önemli bir adımdır. Sonuçların doğruluğu için bilgisayara yeterli derecede malzeme özelliğinin aktarılması gerekmektedir. Bu özellikler metal, plastik, kompozit vb malzemeler için farklı olup istenen parametrelerde farklı özellik taşımaktadırlar. Bu yüzden öncelikle malzemelerin mekanik özellikleri hakkında gerekli bilgiler ve bunların sonlu elemanlar yazılımına aktarılma yolları aşağıda aktarılmıştır. (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Yapıların Mekanik Özellikleri

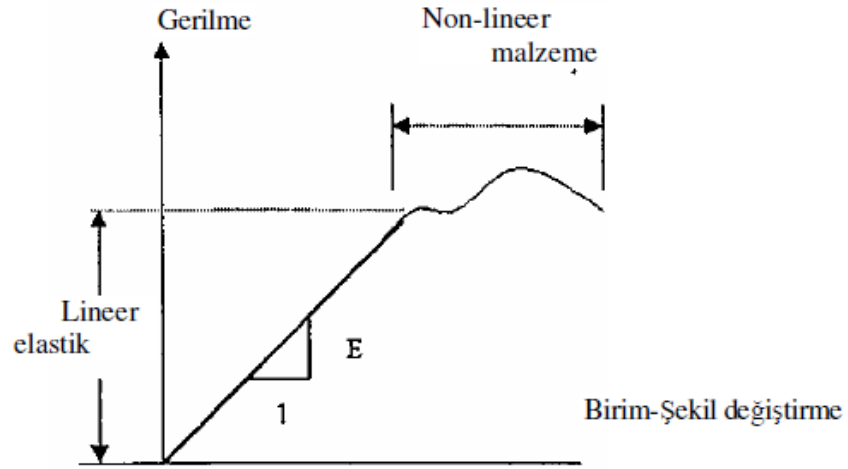
Mühendislik hesaplamaların temelinde yapının üzerine gelen dış etkenler veya yüklemeler sonucu gösterdiği davranışları incelemek bulunmaktadır. Malzeme ve geometrik özelliklere göre yapı lineer veya nonlineer bir davranış sergileyebilmektedir (Şekil3.23). Parçanın lineer olmayan bir davranış sergilemesine neden olan matematiksel yapısı ve malzeme özellikleri olmaktadır.



Şekil 3.23 Çeşitli malzeme türlerinin gerilme-sekil değiştirme eğrileri (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Yukarıda da görüldüğü gibi malzeme gerilme sekil değiştirme eğrileri incelendiğinde farklı farklı değerler elde edilmektedir. Sonlu elemanlar yazılımına dayalı çalışmalarda %70 oranda lineer alana bağlı analizler yapıldığından dolayı daha çok lineer alandaki mekanik özellikler ve bunların sonlu elemanlar programına aktarılması üzerinde durulacaktır.

Lineer özellik taşıyan yapılarda malzeme özelliklerinin atanmasında malzemeye ait elastisite modülü ile poisson oranı yeterli olabilmektedir. Fakat gerçek şartlar göz önüne alındığında yapılar genelde lineer olmayan bir davranış sergilerler (Şekil 3.24). Hook kanununda da görüldüğü gibi kuvvet uygulanması sonucu oluşan yer değiştirmelere bağlı olarak ortaya çıkan gerilme değerleri malzemeye ait bu iki parametre ile bulunabilmektedir. Yükleme değerleri malzemenin elastik bölgenin üzerinde çalışmasına neden oluyorsa, kalıcı yer değiştirmelerin hesaplanabilmesi için nonlineer metot kullanılmaktadır.



Şekil 3.24 Gerilme-Sekil değiştirme ilişkisi (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

Yükleme ve Sınır Şartları

Sonlu elemanlar yöntemine dayalı analiz aşamasında diğer önemli bir asama ise sonlu elemanlar modeline uygulanacak yük ve sınır şartlandır. Gerçek problemdeki yük ve sınır şartları sanal ortamda uygun bir şekilde simüle edilmelidir. Elde edilecek sonuçların doğruluk oranı uygulama yöntemine doğrudan bağlıdır. Genel olarak uygulanan yüklem şekilleri Şekil 3.25’da verilmiştir.

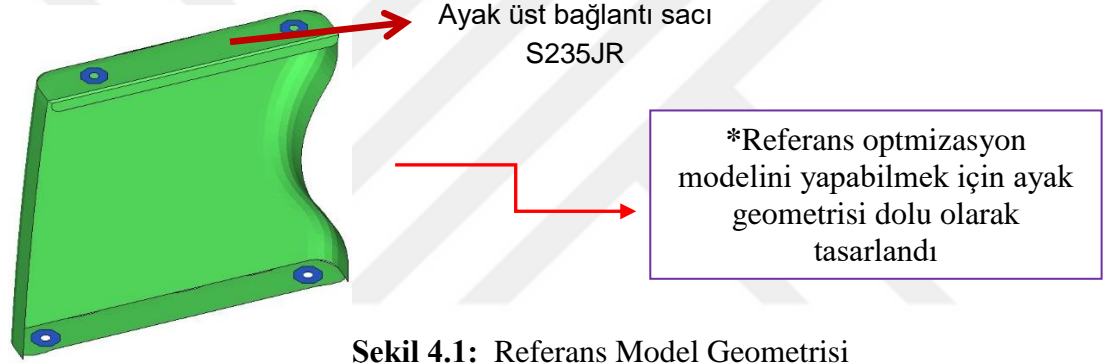
Tanımlama	Uygulamalar	yük tipi
Yükün tek noktadan uygulaması		<p>Kuvvet</p> <p>Moment</p>
yaylı yüklerin uygulaması		Yaylı yükler

Şekil 3.25 Yükleme Şekilleri (Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi)

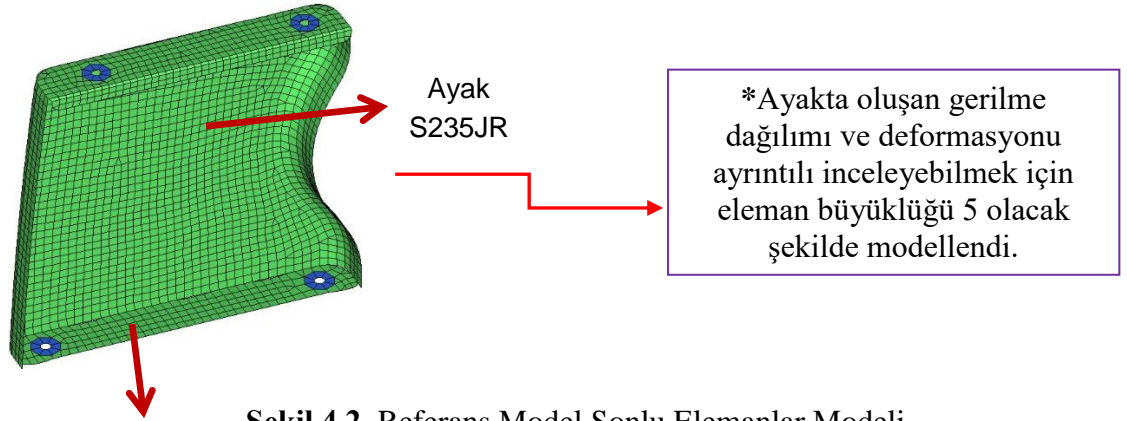
4. BULGULAR

Optimizasyon çalışmasına başlamadan önce referans model oluşturularak(Şekil 4.1 ve 4.2), regülasyon uyumluluğunun incelenmesi için referans çekme analizi yapıldı (Şekil 4.3). Sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında Altair Hypermesh programı kullanıldı. Her bir parça için ayrı ayrı malzeme ve kalınlık bilgisi girildi. Ortalama eleman büyüklüğü 5mm alındı. Cıvata bağlantılarının olduğu noktalar için, cıvata genişliği kadar özel mesh modellendi. Kaynak bağlantıları için rijit (katı) bağlantı tanımlandı. Cıvata bağlantılarının davranışını gereceğe uygun olarak tanımlamak için rijit bağlatılar ile birlikte yay elemanları kullanıldı.

Referans Model

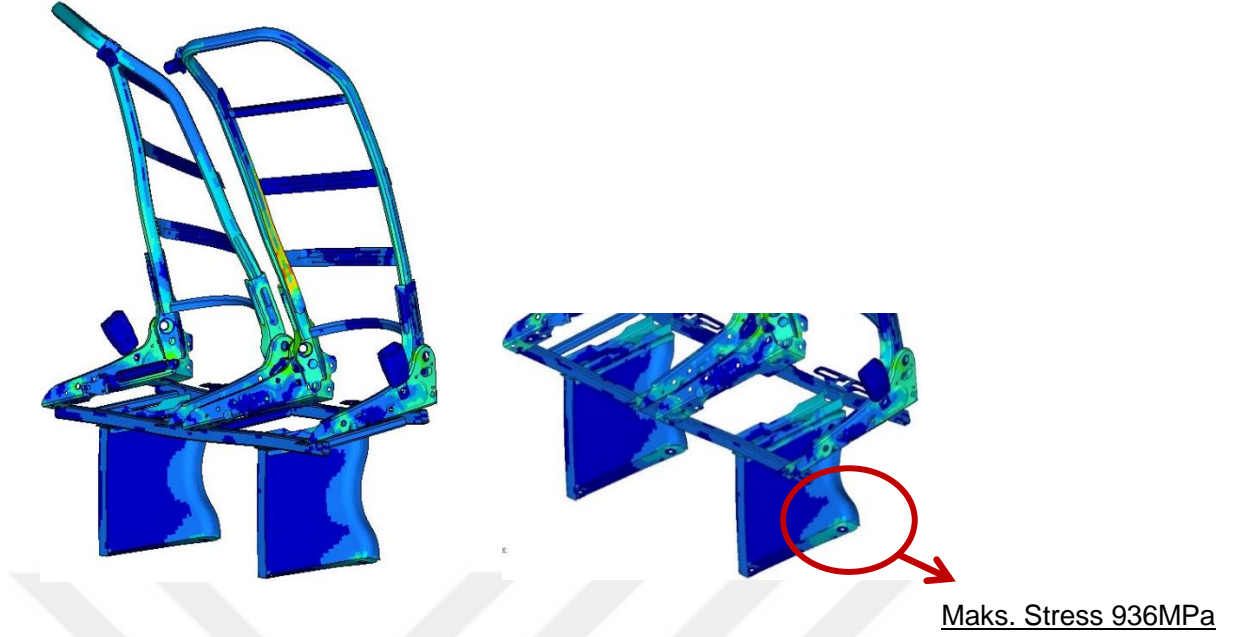


Şekil 4.1: Referans Model Geometrisi



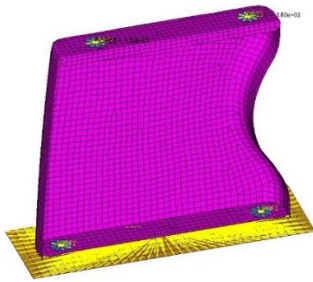
Şekil 4.2 Referans Model Sonlu Elemanlar Modeli

Ayak alt bağlantı sacı
S420MC

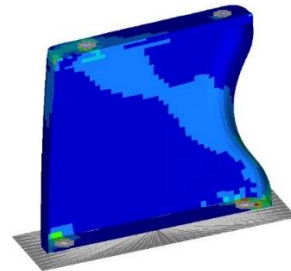


Şekil 4.3 Referans Model Von-Misses Gerilme Dağılımı

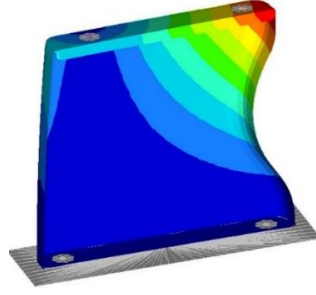
Referans çekme analizinden ayak bağlantı noktalarına gelen kuvvetler alınarak, model daha basite indirildi. Bu indirgeme işleminde ayak cıvata bağlantı noktalarına gelen kuvvetler x,y ve z yönlerinde okunarak indirgenmiş modele aynı noktalardan uygulandı. İndirgenmiş model alt bağlantı yüzeyi olarak rijit yüzey oluşturuldu ve bu rijit yüzey tüm serbestlik derecelerinden sabitlendi. Ayak bu yüzeye alt bağlantı sacından, gerçek modeldeki gibi, cıvata bağlantısı ile bağlandı. Referans çekme analizi sonuçlarına göre en kritik bölge, ayak alt bağlantı sacı arka cıvata bağlantısı olarak tespit edildi ve bu bölgedeki maksimum gerilme 936 MPa olarak hesaplandı. Basite indirgenmiş modele sınır koşulları uygulandı ve referans çekme analizi sonuçları ile karşılaştırılıp, indirgenmiş model doğruluğundan emin olundu (Şekil 4.4,4.5,4.6). Model doğruluğu incelenirken ayakların elastik bölge davranışları karşılaştırıldı, yükün aldığı yol ve ayağın davranışı incelendi.



Şekil 4.4 Optimizasyon Modeli



Şekil 4.5 Optimizasyon Modeli Gerilme Dağılımı



Şekil 4.6 Optimizasyon Modeli Deplasman Değişimi

Genel kullanım alanı ve başlıca özelliklerine baktığımızda S420MC, soğuk şekillendirme işlemlerine uygun orta mukavemetli, düşük alaşımlı, özellikle şasi, güvenlik bariyeri, römork ve vinç yapımında kullanılan bir çelik çeşididir. İşimlendirmesinde kullanıldığı gibi akma noktası 420MPa'dır.

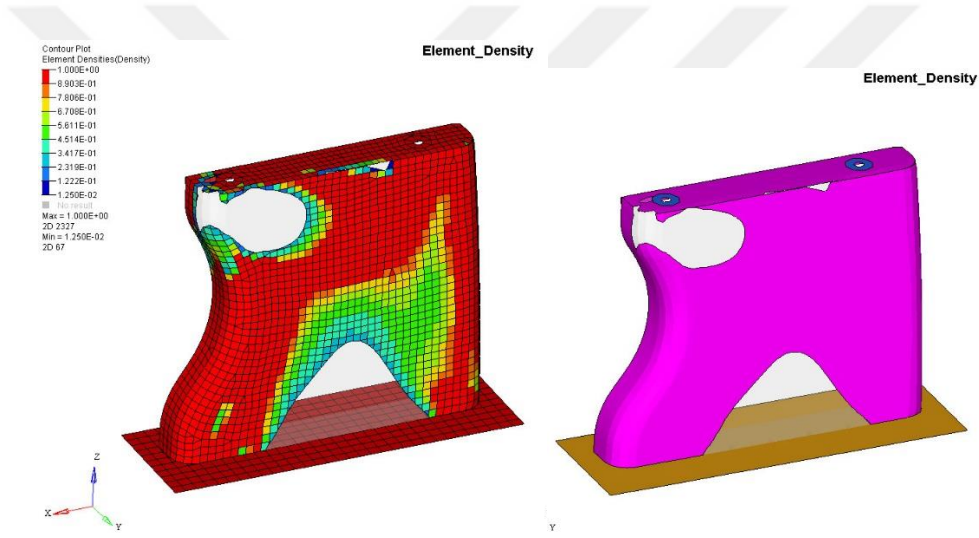
Diğer kullanılan malzeme olan S235JR incelendiğinde, çift kalite sertifikalandırmaya uygun, sıcak haddelenmiş alaşımsız yapı çeliğidir. İnşaat makineleri imalatı, iş makineleri imalatı, genel konstrüksiyon levhaları, muhtelif makine parçaları imalatı, kara ve demiryolu araçları için genel yapı çeliği olarak kullanılmaktadır. (Çizelge 4.1)

Çizelge 4.1 Malzeme Bilgileri
(Erdemir Çelik Ürün Kataloğu, 2012)

Malzeme Bilgileri	S420MC	S235JR
Akma Mukavemeti MPa	420	235
Kopma Mukavemeti MPa	550	510
Kopma Uzaması %	16	26
Elastisite Modülü GPa	210	210
Poisson Oranı	0.3	0.3
Yoğunluk	7.85e-06	7.85e-06
n	0.15	0.15

Topoloji Optimizasyonu

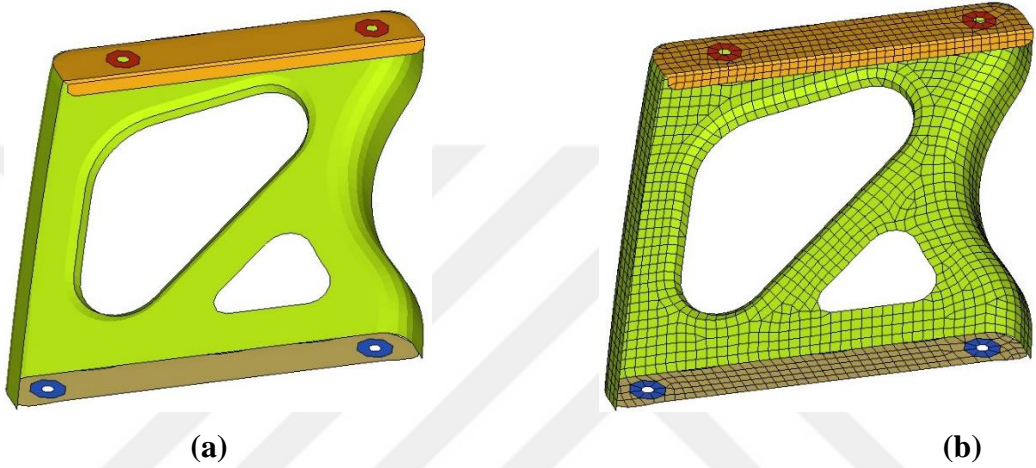
İndirgenmiş lineer model ile topoloji optimizasyonu gerçekleştirildi. Optimizasyon amacı olarak direngenliğin maksimizasyonu hedeflendi. Elde ettiğimiz sonuçlarda kırmızı elemanlar direngenlik matrisine tamamen dahil edilenleri, renksiz elemanlar da hiç dahil edilmeyenleri göstermektedir. Diğer renkler ise direngenlik matrisine katılım yüzdelarını belirtmektedir(Şekil 4.7). Bu yoğunluk sıfır ile bir arasında bir değeri alabilir. Topoloji optimizasyonu sonucunda amacımız, dayanımdan herhangi bir kayıp yaşamadan kütleden hafifletme yapabilmek.



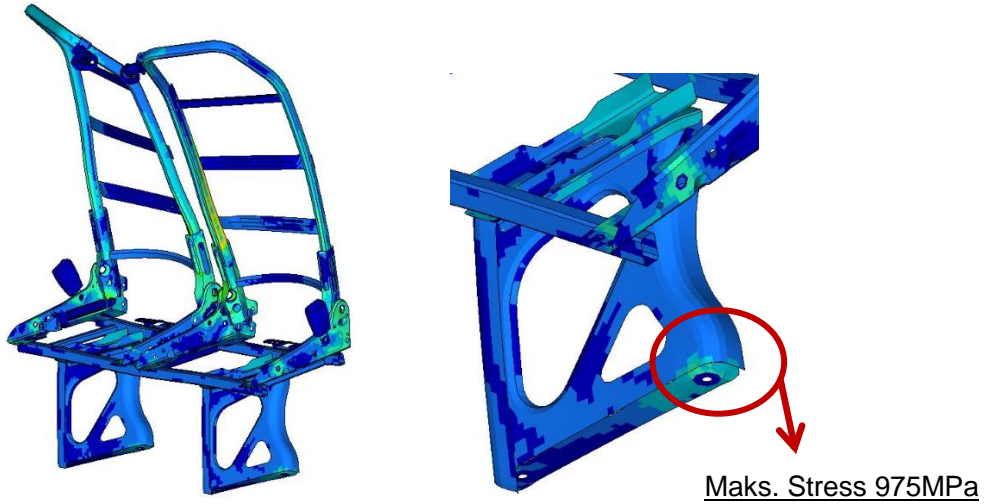
Şekil 4.7 Topoloji Optimizasyonu Sonucu

Revizyon Model 1

İlk model, optimizasyon çalışması dikkate alınmadan hazırlandı Şekil 4.8a-b. Referans model ile ayak kritik bölgedeki gerilme dağılımına bakılarak karşılaştırıldı ve maksimum gerilme ayak alt bağlantı sacı arka cıvata bölgesinde gözlemlendi. (Şekil 4.9). Koltuk dayanımının mevcut halden kötüleşmesine sebep olduğu için Revizyon 1 ile devam edilmeyecektir.

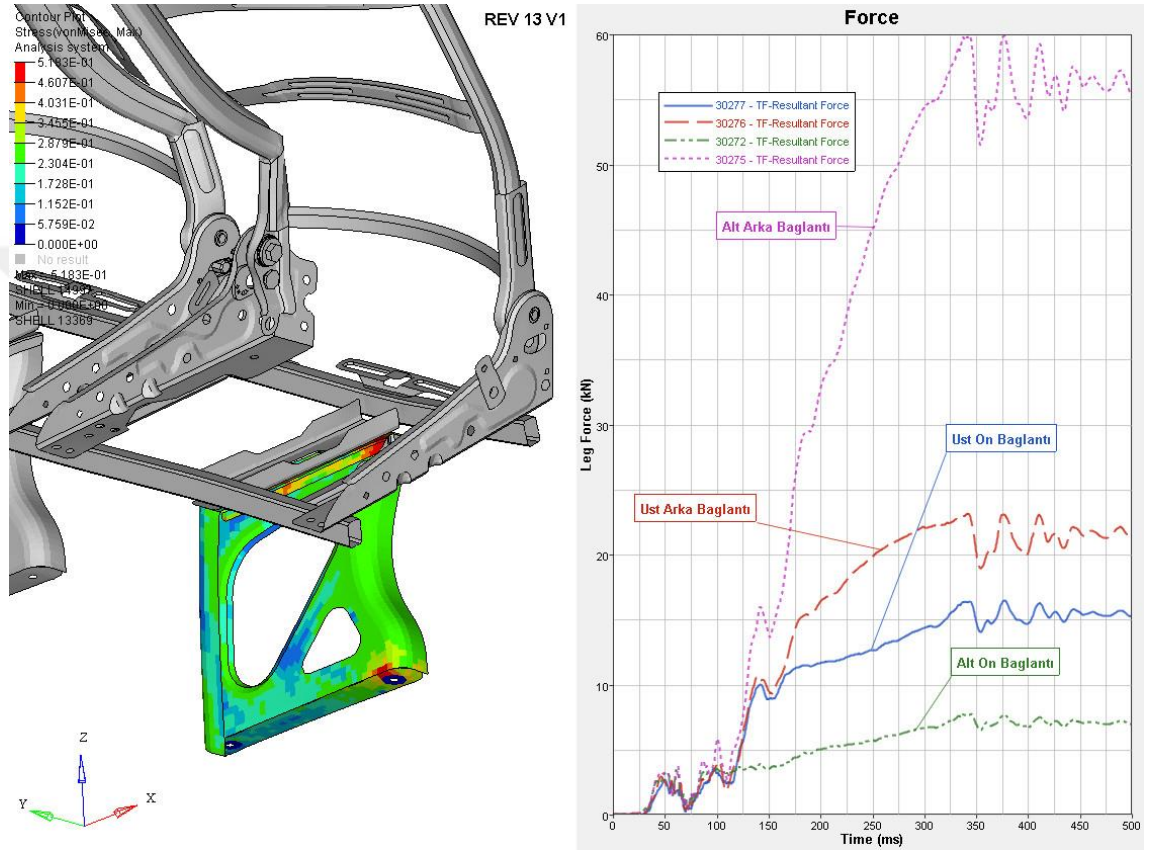


Şekil 4.8 Revizyon Modeli 1 ve sonlu elemanlar modeli



Şekil 4.9 Revizyon Modeli 1 Gerilme Dağılımı

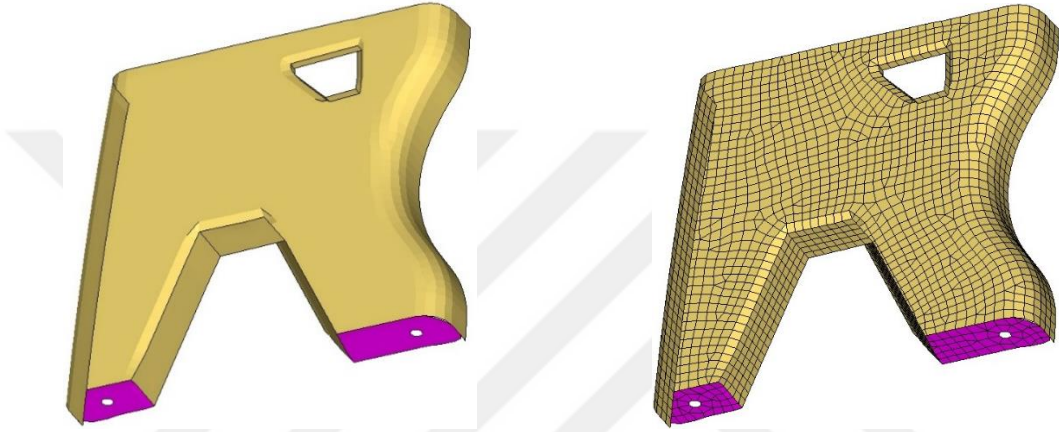
Koltuk ayağı civata bağlantı noktalarına gelen kuvvetleri incelediğimizde, en kritik bağlantı noktasının alt arka bağlantı olduğunu görmekteyiz (Şekil 4.10). Alt bağlantı sacı arka bölgede yaklaşık 975 MPa değerinde gerilme gözlenmiştir ve arka civataya gelen bağlantı kuvveti 60kN'a kadar ulaşmaktadır.



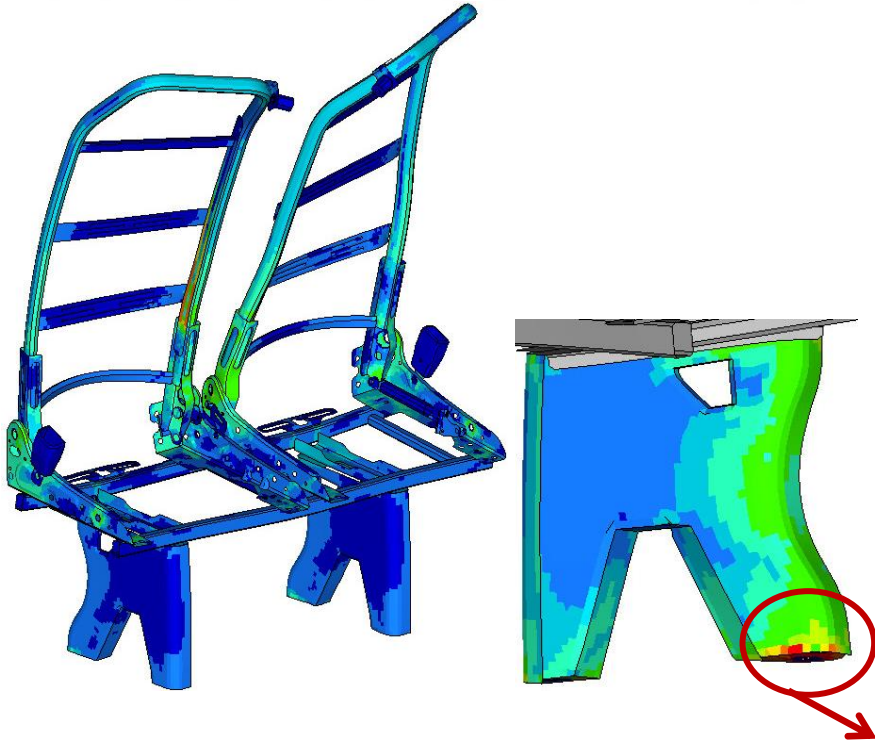
Şekil 4.10 Revizyon Modeli 1 Cıvata Bağlantı Kuvvetleri

Revizyon Model 2

Optimizasyon sonucu elde edilen referans modele göre yeni tasarım yapıldı (Şekil 4.11). Ayak bağlantı sacının kesit ataletini artırmak için bu değişiklik tercih edildi (Şekil 4.12 ve Şekil 4.13). Yapılan hesap sonuçlarına göre gerilme dağılımı yaklaşık 998MPa olarak gözlemlendi ve genel koltuk dayanımında herhangi bir iyileşme ya da kötüleşmeye neden olmadı. Bu sebeple de Revizyon 2 modeline uygulanan boşaltma %1 oranında artırılarak Revizyon 3 modeli oluşturulup denendi.



Şekil 4.11 Revizyon Modeli 2 ve Sonlu elemanlar modeli



Maks. Stress 998MPa

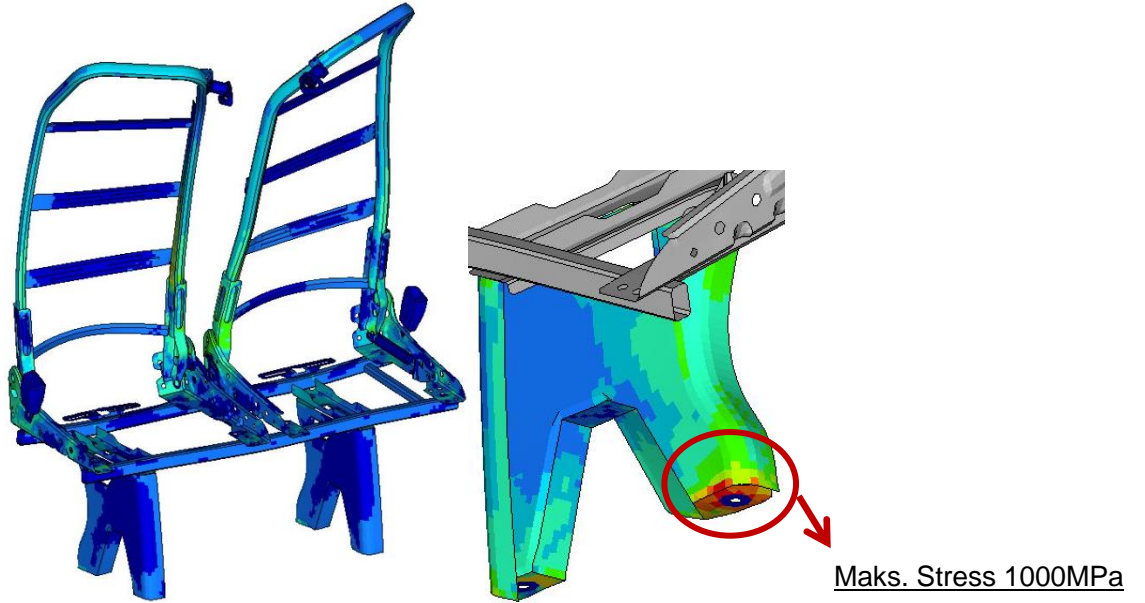
Şekil 4.12 Revizyon Modeli 2 Gerilme Dağılımı

Revizyon Model 3

Revizyon 2 modeline %1 boşaltma uygulanarak revizyon 3 modeli elde edildi. Revizyon 2'ye ait gerilme sonuçları ile kıyaslandığında gerilme dağılımında %0.2 artış (1000MPa) gözlemlendi ve genel koltuk dayanımında herhangi bir iyileşme ya da kötüleşme gözlemlenmedi. İki revizyon arasında gözlenen gerilme artışı ise ihmal edilebilir. (Şekil 4.13 ve Şekil 4.14). Test sonucunda koltuğun tüm parçaları bütünlüğünü koruduğu için Revizyon 3 modeli kullanılabilir sonucuna varıldı.



Şekil 4.13 Revizyon Modeli ve Sonlu elemanlar modeli



Şekil 4.14 Revizyon Modeli 3 Gerilme Dağılımı

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu tez çalışmasında M2 sınıfı araç koltuğuna ait bağlantı elemanı olan ayaklar için dört farklı tasarım önerisi ile sonlu elemanlar metodu ile ECE R-14 emniyet kemer çekme analizi yapılmıştır.

Referans modelde komple koltuk ağırlığı 33kg, ayak ve ayak alt sacı ağırlığı 2.25kg (tek bir ayak için) olarak başlanıp, revizyon 3 modeli sonucunda komple koltuk ağırlığı 32kg'a, ayak ve ayak alt sacı ağırlığı 1.65kg'a (tek bir ayak için) düşürülmüştür. Revizyon 1 modelinde ayaktaki gerilme dağılımının 975MP'a yükselmesinin yanı sıra, test esnasındaki komple koltuk davranışında kötüleşme olabileceği saptanmıştır. Revizyon 2 modelinde gerilme dağılımı 998 MPa'a yükselmiş fakat test esnasındaki davranışta herhangi bir kötüleşme beklenmemektedir. Bu nedenle, hafifletmeyi artırmak amacıyla, revizyon 2 modeline %1 boşaltma uygulanarak Revizyon 3 modeli tasarlanmıştır. Başlangıç modelde ayak alt bağlantı bölgesindeki gerilme dağılımı 936MPa iken yapılan boşaltmalar sonrasında revizyon 3 modelinde ayak alt bağlantı bölgesi gerilme dağılımı 1000MPa'dır. Ayak kritik bölgesi olan alt arka bağlantı bölgesinde %6'lık gerilme artışı ile komple koltuk ağırlığında 1kg'lık azaltma sağlanmıştır (Çizelge 5.1). Sonuç olarak bu çalışmada, otobüs yolcu koltuğu ayağına topoloji optimizasyonu homojenleştirme metodu uygulanarak, komple koltuk ağırlığı 33 kg'dan 32 kg'a düşürülmüş, toplam koltuk ağırlığında %3 oranında hafifletme sağlanmıştır. Yapılan testler sonucunda koltuk parçalarında deformasyon görülebilir fakat parçaların ve koltuğun test sonucunda bütünlüğünü koruması gerekmektedir.

Sonlu elemanlar analizi sonucunda uygun bulunan ayak tasarımını hayata geçirebilmek için, öncelikle üretilebilirliği araştırılmalı ve üretim aşamaları tespit edilmelidir. Üretilebilirliğine karar verildikten sonra, seri üretime en yakın şartlar altında numune üretimi yapılmalı ve ayak numunesi kullanılarak koltuk prototipi oluşturulmalıdır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan hesaplarda elde edilen analiz sonuçları, fiziksel ECE R 14 emniyet kemer çekme testi yapılarak doğrulanmalıdır. Ayak için kritik olan alt bağlantı noktalarındaki gerilmeleri azaltmak için kullanılacak bağlantı elemanlarının dayanımları da hesaplanmalı, en uygun cıvata bağlantısı seçilmelidir. Ayrıca koltukların

montaj edildiği araç zemini sonlu elemanlar yöntemi ile hesap yapılarak incelenmeli, en uygun malzeme ve et kalınlığı kombinasyonu seçilmelidir.

Çizelge 5.1 Sonuç Tablosu

Komponentler	Başlangıç Modeli	Revizyon Modeli 1	Revizyon Modeli 2	Revizyon Modeli 3
Ayak Ağırlığı	2 Kg (1 Adet)	1.5 Kg (1 Adet)	1.6 Kg (1 Adet)	1.55 Kg (1 Adet)
Ayak Alt Braketi Ağırlığı	0.25 Kg (1Adet)	0.25 Kg (1 Adet)	0.1 Kg (1 Adet)	0.1 Kg (1 Adet)
Gerilme	936MPa	975MPa	998MPa	1000MPa
Komple Koltuk Ağırlığı	33 Kg	32 Kg	32 Kg	32 Kg

KAYNAKLAR

- Anonim, 2012.** Hyperworks 12.0 Software, Hyperworks Online Help
- Anonim, 2016.** Sonlu Elemanlar Analizi Nedir?. <http://www.bilgiustam.com/sonlu-elemanlar-analizi-nedir/>-(Erişim tarihi: 10.02.2018).
- Arslan, A., Kaptanoğlu, M., 2010.** Bir Ticari Araç İçin ECE R14 Regülasyonuna Uygun Koltuk Bağlantılarının Geliştirilmesi. OTEKON 2010 – 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA
- Çayıroğlu, İ., 2016.** Bilgisayar Destekli Tasarım ve Analiz. Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Mekatronik Mühendisliği Bölümü <http://www.ibrahimcayiroglu.com/Dokumanlar/BilgisayarDestekliTasarim/BilgisayarDestekliTasarimVeAnaliz-1-hafta.pdf>-(Erişim tarihi : 25.12.2016)
- ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.3 2014.**
- ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.13/Rev.5 Addendum 13: Regulation No. 14 2012.**
- Erbil. 2006.** Makine Parçalarının Şekil Optimizasyonu İle Yeniden Tasarlanması
- Lutsey, N. 2010.** Review of technical literature and trends related to automobile massreduction technology. Institute of Transportation Studies UCD-ITS-RR-10-10, University of California
- Lynette Cheah, John Heywood, 2011.** Meeting U.S. passenger vehicle fuel economy standards in 2016 and beyond, Energy Policy 39 (2011) 454–466.
- Öztürk, F., Toros, S., Pekel, H., 2009.** Evaluation of tensile behaviour of 5754 aluminium-magnesium alloy at cold and warm temperatures. https://www.researchgate.net/publication/282567384_Evaluation_of_tensile_behaviour_of_5754_aluminium-magnesium_alloy_at_cold_and_warm_temperatures-(Erişim tarihi: 25.12.2016).
- Özdemir, U., 2010.** Hafif Metallerin Otomotiv Sektöründeki Yeri ve Uygulamaları. Yüksek Lisans Tezi İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İSTANBUL
- Öztürk, F., Şendeniz, G., Ayyıldız, G., Dolaylar, E., 2012.** Araç Koltuk Bağlantılarının Benzetim Destekli Optimum Tasarımı. OTEKON 2012 – 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA
- Öztürk, F., Şendeniz, G., 2014.** Yolcu Koltuklarında Topoloji Tasarım Yaklaşımları İle Optimizasyon. OTEKON 2014 – 7 Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA
- Öztürk, F., Yıldız, A.R., Kaya, N.** Taşıt Elemanlarının Optimum Topoloji Yaklaşımı ile Tasarımı
- Öztürk, F., Yıldız, A.R., Kaya, N., Alankuş, O.** Taşıt Salıncak Kolunun Optimum Boyutlarının Bulunması
- Öztürk, F., Yıldız, A.R., Kaya, N., Alankuş, O.** Motor Bağlantı Elemanının Optimum Tasarım Modelinin Belirlenmesi
- Öztürk, F., Yıldız, A.R., Kaya, N., Alankuş, O.** Taşıt Elemanlarının Yapısal Optimizasyon Yaklaşımı İle Tasarımı
- Rachel L. Milford, 2011.** The global emissions case for light weighting and process yield improvements transport.

Thiyagarajan, P.B., 2008. Non-Linear Finite Element Analysis and Optimization for Light Weight Design of an Automotive Seat Backrest. *Msc Thesis*, Clemson University, Mechanical Engineering, Clemson, United States

Ulrich Andree, 2011. Johnson Controls combines aluminum and steel to produce innovative weight-saving multi-material seat structure

Yıldız, A.R., 2006. Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi

Yüce, C., Karpaz, F., Yavuz, N., Şendeniz, G., 2014. A Case Study : Designing for Sustainability and Reliability in an Automotive Seat Structure. *Sustainability 2014*, 6, 4608-4631



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Şeyda Saatçı Aydıner
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa 1989
Yabancı Dili : İngilizce - Almanca

Eğitim Durumu

Lise : Bursa Gazi Anadolu Lisesi 2007
Lisans : Uludağ Üniversitesi, Makine Müh. 2012
Yüksek Lisans : Uludağ Üni. Fen Bilimleri Ens, Oto. Müh. ABD

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Bosch Otomotiv Sanayi, 2014-Halen
Assan Hanil Otomotiv, 2012-2014
DTA Mühendislik, 2011

İletişim : saatci.seyda@gmail.com