



**YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ İLE TAŞIT
SÜSPANSİYON BİLEŞENLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

Yavuz DÜZCAN



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ İLE TAŞIT SÜSPANSİYON
BİLEŞENLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

Yavuz DÜZCAN

Doç. Dr. Gültekin KARADERE
(Danışman)

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
(İkinci Danışman)
(Bursa Uludağ Üniversitesi)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Yavuz DÜZCAN tarafından hazırlanan “YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ İLE TAŞIT SÜSPANSİYON BİLEŞENLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Gültekin KAREDERE

İkinci Danışman : Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

Başkan : Doç. Dr. Gültekin KARADERE
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza 

Üye : Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza 

Üye : Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza 


Üye : Dr. Öğretim Üyesi Ahmet YILDIZ
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza 

Üye : Dr. Öğretim Üyesi Selçuk KARAGÖZ
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza 

Yukarıdaki sonucu onaylarım


Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

Enstitü Müdürü

03.07.2019

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 yararlanması 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.

01.07.2019..

Yavuz DÜZCAN

Yavuz DÜZCAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ İLE TAŞIT SÜSPANSİYON BİLEŞENLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Yavuz DÜZCAN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Gültekin KARADERE

İkinci Danışman: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ (Bursa Uludağ Üniversitesi)

Dünyanın nüfusu her geçen gün artmaktadır. Buna bağlı olarak üretim ve tüketim miktarları da artmaktadır. Teknolojinin sürekli ve hızlı gelişmesinden dolayı üretilen bazı ürünlerin kullanım süreleri kısa olmaktadır. Atıl durumdaki ürünlerin tamamının geri dönüşümü yapılamamaktadır. Bundan dolayı, sınırlı miktarda olan kaynakların verimli kullanılması daha da önem kazanmaktadır. Gelişen ve büyüyen otomotiv endüstrisinde, şirketler rekabet edebilmek için ağırlık ve maliyet azaltma gibi çalışmalar yapmaktadır. Bu çalışmada, süspansiyon sistemlerinde kullanılmakta olan süspansiyon parçasına, topoloji ve şekil optimizasyonu yapılarak optimum tasarım elde edilmiştir. Elde edilen optimum tasarımın ağırlığı, ilk tasarıma göre %35,2 azaltılmıştır. Maksimum gerilme ise %8,252 azalmıştır.

Anahtar kelimeler: Topoloji optimizasyonu, Şekil optimizasyonu, Süspansiyon sistemi
2019, ix + 58 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

DEVELOPMENT OF VEHICLE SUSPENSION COMPONENTS WITH STRUCTURAL OPTIMIZATION TECHNIQUES

Yavuz DÜZCAN

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Gültekin KARADERE

Second Supervisor: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ (Bursa Uludağ University)

The population of the world is increasing day by day. Accordingly, the amount of production and consumption are increasing. Due to the continuous and rapid development of technology, duration of use of some products becomes shorter. All recycled products cannot be recycled. That is why, more efficient use of limited resources is even more important. In the developing and growing automotive industry, companies are currently focusing on weight and cost reduction methods to compete. In this study, optimum design has been achieved by using topology and shape optimization in the suspension cover used in suspension systems. The weight of the optimum design was by 35,2% less than the first design. The maximum stress decreased by 8,252%.

Key words: Topology optimization, Shape optimization, Suspension system
2019, ix + 58 pages.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması sırasında göstermiş olduğu destek, bilgi paylaşımı ve her türlü yönlendirici yardımlarından dolayı tez danışman hocalarım Sayın Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ ve Sayın Doç. Dr. Gültekin KARADERE' ye, tez aşamasında bilgilerini esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Emre İsa ALBAK' a, hayatım boyunca her zaman yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen aileme en içten duygularıyla teşekkürlerimi sunarım.

Yavuz DÜZCAN

Haziran 2019



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	2
3.MATERYAL ve YÖNTEM.....	5
3.1 Süspansiyon Sistemleri	6
3.1.1 Taşıttın devrilme dengesi	6
3.1.2 Taşıtt titreşimleri ve tekerlek askı sistemleri.....	9
3.2.Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	21
3.2.1.Sonlu Elemanlar Yönteminde Kullanılan Eleman Tipleri	22
3.3.Optimizasyon	26
3.3.1 Optimizasyon modellerinin oluşturulması	27
3.3.2 Optimizasyon Problemlerinin Sınıflandırılması	27
3.3.3 Arama Yöntemleri.....	29
3.4.Yapısal Optimizasyon	31
3.4.1. Şekil optimizasyonu	32
3.4.2. Boyut optimizasyonu	32
3.4.3.Topoloji optimizasyonu	32
3.5.Yorulma Analizi.....	33
3.5.1. Yorulma ömrü	34
3.5.2. Yorulma hasarı	34
3.5.3. Yorulma güvenlik faktörü.....	34
4. BULGULAR	37
4.1. Parça Üzerine Gelen Kuvvetlerin Hesaplanması	37
4.2. Sonlu Elemanlar Modeli	39
4.3. Analiz Modelinin Oluşturulması.....	39
4.4. Topoloji Optimizasyonu Çalışması.....	42
4.5. Yeni Modelin Analizi.....	46

4.6. Şekil Optimizasyonu	48
4.7. Yorulma Analizi.....	50
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	55
ÖZGEÇMİŞ	58



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Simgeler	Açıklama
α	Eğim açısı
R_h	Hava direnci
G, m	Kütle
k	Yay sabiti
δ_{st}	Yer değiştirme miktarı

Kısaltmalar

Kısaltmalar	Açıklama
CAD	Bilgisayar destekli tasarım
PRBM	Sahte rijit cisim modeli (pseudo rigid body model)
SAE	Society of Automotive Engineers (Otomotiv Mühendisleri Topluluğu)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1: Çalışma yapılacak parça (kırmızı renk)	5
Şekil 3.2. Yokuş çıkmakta olan araca etki eden kuvvetler (İpek 1969).....	7
Şekil 3.3. Sürtünmeli sönümlü serbest titreşimler	12
Şekil 3.4. Taşıtın üç önemli hareketindeki frekansı hesaplamak için kullanılan basitleştirilmiş modeller (İpek 1969)	14
Şekil 3.5. Değişik tipteki rijit akslar (İpek 1969).....	16
Şekil 3.6. Enine yaylı aks	17
Şekil 3.7. Paralel kollu akslar (İpek 1969).....	17
Şekil 3.8. Bir uzuvlu dik kollu akslar	18
Şekil 3.9. Taşıtta aks tiplerine göre yalpa ekseninin konumu (İpek 1969)	19
Şekil 3.10. Yalpa titreşimlerine karşı kullanılan stabilizatör	20
Şekil 3.11.Üç boyutlu çubuk eleman (Bostancı 2002).....	22
Şekil 3.12. Üç boyutlu üçgen eleman (Bostancı 2002).....	23
Şekil 3.13. Çifte lineer dörtgen eleman.....	24
Şekil 3.14. Dört düğüm noktalı ve dört kenarlı kabuk eleman	25
Şekil 3.15. Optimizasyon probleminin sınıflandırılması	28
Şekil 3.16. Genetik algoritma akış diyagramı	31
Şekil 3.17. Şekil optimizasyonu örneği	32
Şekil 3.18. Yorulma ömrü örnek.....	34
Şekil 3.19. Yorulma hasarı örnek.....	35
Şekil 3.20. Güvenlik faktörü örnek	36
Şekil 4.1. Statik durumda araca etki eden kuvvetler	37
Şekil 4.2. Parça sabitleme ve kuvvet uygulama noktaları.....	38
Şekil 4.3. Optimizasyon çalışması için oluşturulan sonlu elemanlar modeli.....	39
Şekil 4.4. Optimizasyon modeli yükleme şartları	40
Şekil 4.5. Parça üzerinde Von Mises gerilme dağılımı (izometrik görünüm)	40
Şekil 4.6. Parça üzerinde Von Mises gerilme dağılımı (alt görünüm).....	41
Şekil 4.7. Parça üzerindeki yer değiştirme dağılımı (izometrik görünüm)	41
Şekil 4.8. Parça üzerindeki yer değiştirme dağılımı (alt görünüm)	42
Şekil 4.9. Topoloji optimizasyonu süreci.....	43
Şekil 4.10. Optimizasyon işleminde boşaltma istenmeyen bölgeler.....	44
Şekil 4.11. Topoloji optimizasyon sonucu(İzometrik görünüm)	45
Şekil 4.12. Topoloji optimizasyon sonucu(Alt görünüm).....	45
Şekil 4.13. OSSmooth modülü ile elde edilen model	46
Şekil 4.14. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen model	46
Şekil 4.15. Yeni modelin Von Mises gerilme dağılımı.....	47
Şekil 4.16. Yeni modelin yer değiştirme dağılımı	47
Şekil 4.17. Şekil değişkeni uygulanan bölgeler ve çeşitleri.....	48
Şekil 4.18. Optimum modelin gerilme dağılımı	49
Şekil 4.19. Optimum modelin yer değiştirme dağılımı.....	50
Şekil 4.20. İlk modelde oluşan deformasyon	51

Şekil 4.21. İlk modelin güvenlik faktörü	51
Şekil 4.22. Topoloji optimizasyonu sonrasında oluşan modelin toplam deformasyonu	52
Şekil 4.23. Topoloji optimizasyonu sonrasında oluşan modelin güvenlik faktörü	52
Şekil 4.24. Şekil optimizasyonu sonrasında oluşan modelin toplam deformasyonu	53
Şekil 4.25. Şekil optimizasyonu sonrasında oluşan modelin güvenlik faktörü	53



ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Alüminyum 5083 alaşımı malzeme özellikleri	5
Çizelge 4.1. Hesaplanan kuvvetler	37
Çizelge 4.2. Tasarım parametre sınırları	48
Çizelge 4.3. Şekil optimizasyonu sonuçları	48
Çizelge 4.4. Optmizasyon öncesi ve sonrası sonuçlar	49
Çizelge 4.5. Yorulma analizi sonuçları	54



1. GİRİŞ

Motorlu taşıtlar kullanılmaya başladığından beri, süspansiyon sistemleri araç ve yolcu konforu için önemli unsurları barındırmaktadır. Süspansiyon sistemleri içerisinde yaylar, amortisörler, denge çubukları gibi çeşitli parçaları barındırmaktadır.

Ar-Ge faaliyetlerinde güvenlik, konfor ve kullanım kolaylığı konularında çalışmalar yapılmaktadır. Sürüş esnasında araç ve yolcu konforu oldukça önemlidir. Süspansiyon sistemleri araç ve yolcu konforunu önemli ölçüde artırmaktadır. Konfor kişiden kişiye değiştiği gibi, aynı kişinin farklı zamanlarda yaptığı konfor değerlendirmeleri de farklı olabilmektedir. Bundan dolayı araçlar tasarlanırken subjektif değerlendirmeler yerine objektif değerlendirmeler kullanılarak süspansiyon sistemleri tasarlanmaktadır. Otomotiv ve diğer endüstri alanlarında emisyon kısıtlamalarının artması, yakıt tüketim miktarlarının önem kazanması dolayısıyla araç ağırlıkları çok önemli hale gelmiştir. Bundan dolayı araçların tüm parçalarında olduğu gibi süspansiyon sistemlerinde de ağırlık azaltma çalışmaları yapılmakta ve gerekirse yeni malzeme denemeleri yapılmaktadır.

Bu çalışmada, süspansiyon sistemlerinde kullanılmakta olan süspansiyon parçasına, topoloji ve şekil optimizasyonu yapılarak optimum tasarım elde edilmiştir. Elde edilen optimum tasarım, ilk tasarıma göre %35,2 hafifletilmiştir. Maksimum gerilme ise %8,252 azalmıştır.

2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Albak (2018), yaptığı çalışmada Formula SAE araçlarında kullanılan fren pedalına topoloji optimizasyonu uygulamıştır. Optimizasyon yapılırken malzeme dağılım metodu seçilmiştir. Üretim kısıtlamaları da göz önünde bulundurularak yarışma komitesi tarafından belirlenen kurallara uygun olmak şartıyla yeni tasarım yapılmıştır. Yapılan yeni tasarımın ilk tasarıma göre %11 daha hafif olduğu hesaplanmıştır. Ancak bu çalışmada esas amaç ağırlık azaltma olarak alındığı için maliyet artışı ihmal edilebilir olarak kabul edilmiştir. Gerilme değerlerinde %5'lik bir artış gözlemlense de bu artış değeri kısıt değerinin altında kalmıştır.

Işık (2009), yapmış olduğu çalışmada ağır ticari araçlarda çeşitli yerlerde kullanılan çatalı flanş parçasına topoloji optimizasyonu uygulamıştır. Optimizasyon sonucunda karşılaşılan sonuçlar mevcut ve benzer ürün modellerinin analizleri ile karşılaştırılarak kıyaslama yapılmıştır. Bu kıyaslama çalışmaları sonrasında pozitif sonuçlar elde edilmiş ve topoloji optimizasyonu vasıtasıyla tasarlanan geometrinin, mevcut ve benzer ürünlerle aynı performansı gösterebileceği öngörülmüştür. Optimizasyon sonucunda elde edilen yeni tasarımın ilk tasarıma oranla %12 daha hafif olduğu saptanmıştır. Ayrıca optimizasyon işleminin ilk aşamalarında kavramsal model oluşturulmasının, optimum tasarımın daha kısa sürede ve istenilen hedefe daha yakın sonuçlar ile elde edilebileceği tespit edilmiştir.

Enginar (2014), tez çalışmasında ağır taşıtlarda kullanılan bir janta topoloji ve şekil optimizasyonu uygulamıştır. İlk önce jantın hava deliği bölgesine şekil optimizasyonu yapılarak optimum hava deliği elde edilmiş ve tasarım değiştirilmiştir. Daha sonra topoloji optimizasyonu için deliksiz olarak modellenen diskten, optimizasyon sonucunda boşaltma yapılmıştır. İki farklı model elde edilen çalışmada seçilen optimum tasarım dikkate alındığında gerilme yığılması ve jant ağırlığında sırasıyla %5,7 ve %2,7'lik bir azalma görülmüştür.

Bölükbaş (2012), yaptığı tez çalışmasında otobüslerde kullanılan çeki kancası bölgesinde karşılaşılan kırılmalara çözüm bulmak amacıyla yeni bir model geliştirmiştir. Parçanın üretim yöntemi döküm olarak belirlendikten sonra, topoloji optimizasyonu bu üretim yöntemine uygun kısıtlar çerçevesinde gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre

maksimum gerilme ve ağırlıkta sırasıyla %32,45 ve %45,49 oranında azalma olduğu hesaplanmıştır. Ayrıca parça üzerinde açılacak deliklerin parçanın mukavemetini azaltıcı noktalara gelmemesi için parametrik optimizasyon yapılması gerektiği çalışmada belirtilmiştir.

Çelik (2017), tez çalışmasında binaların taşıyıcı sistemlerinde kullanılmakta olan petek kirişlerin taşıma seviyesini artırmak ve ağırlığını azaltmak için topoloji optimizasyonu uygulamıştır. Optimizasyon sonucunda optimal bir boşluk elde edilmiştir ve elde edilen model yük taşıma kapasitesi ve yük altında oluşan iç gerilmeler açısından halen yaygın olarak kullanılmakta olan petek kirişlerden daha iyi özellikler ortaya koymuştur. Binalarda kullanılan diğer kirişlere göre yük/ağırlık oranı yüksek olduğu, yani düşük ağırlığa sahip olmasına rağmen yüksek ağırlıkları taşıyabileceği belirtilmiştir.

Yücesan (2018), yapmış olduğu tez çalışmasında T-625 Özgün helikopterinde üst gövdede yanal konumlandırılmış metalik gövde kirişinin delikleri için şekil eniyilemesi çalışması yapmıştır. Çalışmada çoklu başlangıç noktası yaklaşımı ile beraber MATLAB'in çok değişkenli eniyileme yöntemi kullanılmıştır. Eniyileme sonucunda parçanın dayanım ve stabilitesinden ödün vermeden ağırlığı azaltılmıştır. Özdeş delikli eşit aralıklı modelinde %8,69, özdeş olmayan delikli farklı aralıklı olarak %10,5 oranında ağırlık azalması olmuştur. Özdeş delikli modelde deliklerin elips şeklini aldığı, özdeş olmayan delikli modelinde ise merkezden uç kısma ilerledikçe deliklerin dairesel şekilde olduğu görülmüştür. Bunun sebebi ise uç kısımlarda olan deliklerde gerilme yığılmasının azaltılmasıdır.

Doğan (2015), tez çalışmasında esnek bir bağlantı elemanına sahip krank biyel mekanizmasının, PRBM yöntemi ile oluşturulan hareket denklemleri MATLAB ortamında çözdürülmüştür. Bu çözüm sonucunda elde edilen veriler ile ADAMS programında mekanizmanın simülasyonundan elde edilen değerler karşılaştırılmıştır. Piston ivmesi, krank tahrik momenti ve yatak titreşimleri ayrı şekilde incelenen tez çalışmasında optimize edilmiş esnek bağlantı elemanı boyutlarının krank tahrik momentinde gözle görülür bir azalmaya sebep olabileceği gözlemlenmiştir. Optimize edilmiş model ilk modele göre hacimsel olarak %63,167 azalma göstermiştir. Optimize modelin kullanılması durumunda tahrik momentinde ilk modele göre %65,416'lık düşüş olacaktır. Bu düşüş mekanizmanın güç kaynağı olan motorun daha az enerji tüketmesi,

aynı zamanda imalat için daha düşük kapasiteye sahip bir motorun seçilebilmesi anlamına gelmektedir.

Krishna ve Anderson (2000), bir aracın ön süspansiyon sisteminde kullanılan üst salıncak kolunun tasarımının geliştirilmesi üzerinde çalışmışlardır. Mevcut parçanın sonlu eleman analizini yaptıktan sonra, farklı tasarım fikirleri belirleyerek iyileştirme oranlarını hesaplamışlardır. ADAMS programında beş farklı yükleme koşulu ile oluşturulan mevcut yapı için statik analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda yapıdaki zayıf bölgeler tespit edilmiş ve boşaltma yapılabilecek, gerilme bakımından önemsiz bölgeler belirlenmiştir. Uygun görülen tasarım fikri ile üst salıncak kolunun ağırlığı ve maksimum gerilmesi sırasıyla % 15 ve % 29 azalmıştır.

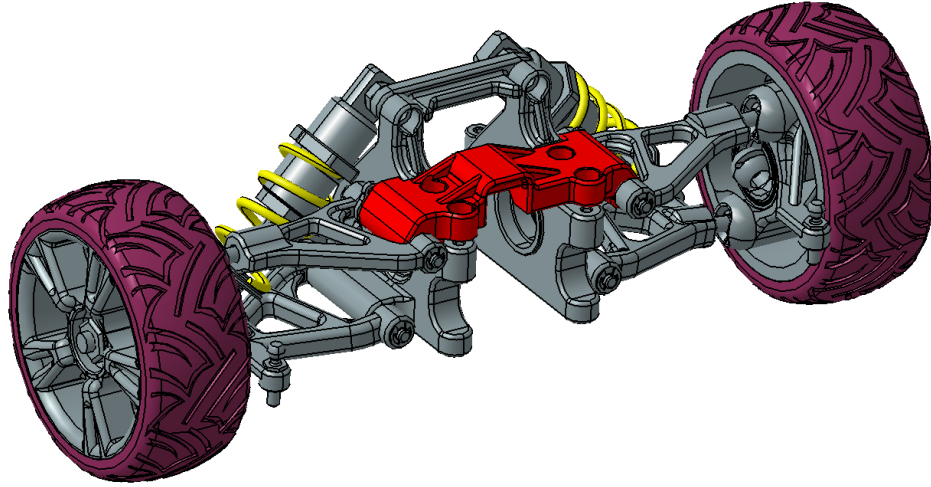
Pan ve ark. (2007), motor braket parçasının tasarım iyileştirmesi için sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapmışlardır. Üzerinde çalıştıkları mevcut tasarım, test ve analizlerden kötü sonuç aldığı için topolojik ve geometrik iyileştirme yapmışlardır. Topoloji optimizasyonu ile parçanın optimum tasarım şartları belirlenmiş, daha sonra geometrik yaklaşım ile şekil değişiklikleri yapılmıştır. Optimizasyon sonucunda elde edilen modelin ağırlığı ilk modele göre %12 azalırken, yapısal dayanımı %50 artmıştır.

3.MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada süspansiyon sistemlerinde kullanılan Şekil 3.10'daki parça sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. Parçaya önce statik analizler yapılmıştır. Yapılan analizlerin ardından optimizasyon yöntemleri kullanılarak, parça yapısal olarak iyileştirilmiştir. Kullanılan yöntemler ile ilgili bilgiler diğer bölümlerde detaylı olarak incelenmiştir. Analizi yapılan model için alüminyum alaşımı kullanılmıştır. Yorulma dayanımı yüksek olduğundan dolayı 5083 alaşımı tercih edilmiştir. Kullanılan alaşımın özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Alüminyum 5083 alaşımı malzeme özellikleri

Temper	Akma Mukavemeti (Mpa) min-max	Çekme Mukavemeti (Mpa) min-max	Uzama (%50) min-max	Sertlik (brinel) min-max
Hx4	270-275	340-360	14	100



Şekil 3.1: Çalışma yapılacak parça (kırmızı renk)

Kullanılan 5083 alaşımının kullanım alanları şöyledir:

- Gemi inşaat sektörü (Direkler, Platformlar)
- Depolama tankları
- Basınçlı kaplar
- Katlanabilir köprüler

- Kamyon damperi
- Demiryolu yapısal bileşenleri
- Araç gövdeleri
- Zırh plakası

3.1 Süspansiyon Sistemleri

3.1.1 Taşıtın devrilme dengesi

Araçlar, farklı eğimlere sahip yollarda veya yüzeylerde hareket ederler. Günümüzde kullanılan yolların eğimleri küçük tutularak araçlar için güvenilir bir hareket alanı sağlanmaktadır. Bununla birlikte dağlar üzerinde bulunan yollarda % 20-30'a kadar eğim bulmak mümkündür.

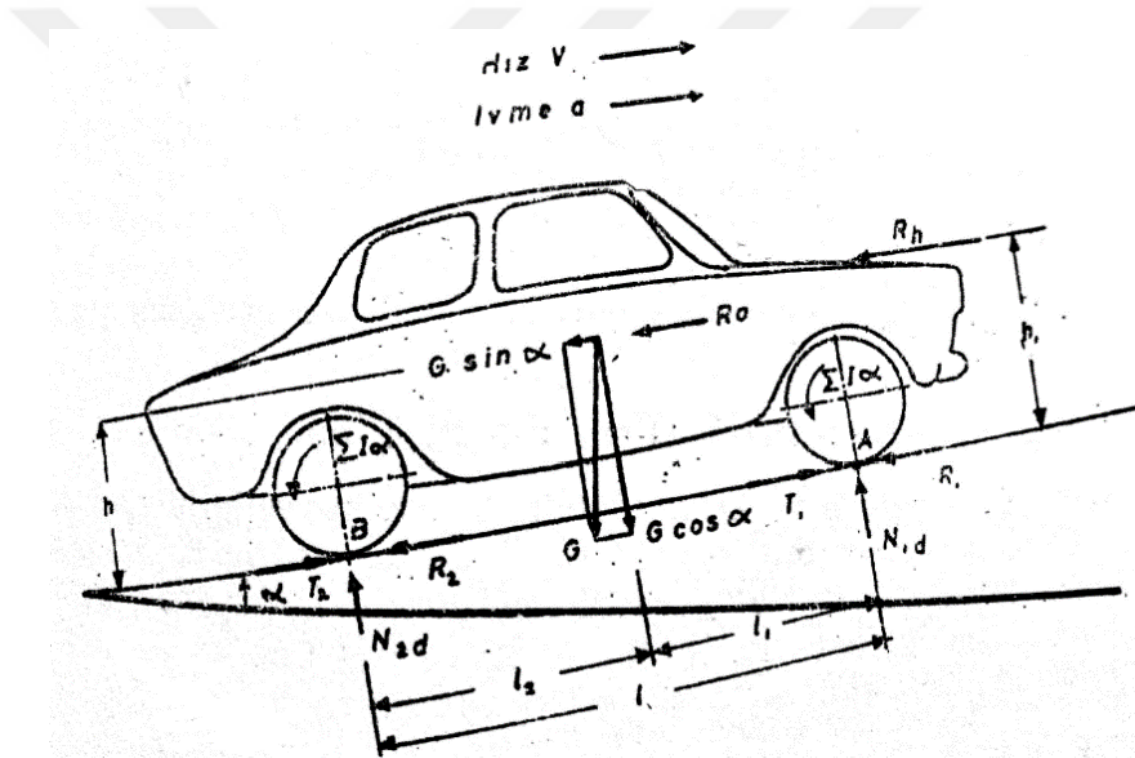
Tarım sektöründe ve askeriyede kullanılan araçlar çoğu zaman yol dışına çıkarak çeşitli eğim derecelerine sahip yamaçlarda hareket etmektedir. Aracın devrilme dengesini etkileyen faktörler arasında araç boyutlarının dışında, araç hareket halinde iken meydana gelen kuvvetlerde vardır. Bu kuvvetler atalet kuvveti ve hava dirençleri olduğu gibi aracı etkileyen dış kuvvetlerde olabilmektedir. Dış etmenler ihmal edilerek statik denge, dış etmenler ihmal edilmeyerek dinamik denge hesaplamaları yapılabilir (İpek 1969).

Statik denge: Özellikle askeriye ve tarımda kullanılan araçlar dik yüzeylerde hareket ettiği için devrilme riski çok yüksektir. Örneğin eğimli arazide hareket eden bir araç için devrilme dengesi incelenirken bazı dış etkenler göz ardı edilebilir. Eğimli arazi koşullarında hızlı gidilmediği için ve ivme düşük olduğundan dolayı hava direnci ve atalet kuvvetleri ihmal edilebilir. Bu nedenle, aracın dinamik dengesi yerine statik dengesinin incelenmesi, devrilme koşulları hakkında daha yeterli bilgiyi verecektir. Bu dengeyi incelerken rijit ve döner akslı araçları, aks tipine göre değerlendirmek gerekmektedir. Rijit akslı araçlarda ön aks sürekli olarak araç gövdesine sabit olarak bağlıdır. Döner akslı araçlarda ise ön aks gövdeye tek noktadan bağlıdır ve bu nokta etrafında dönebilmektedir. Böylece araçlar arazide bulunan yükseklik farklarına daha iyi uyum sağlamaktadır (İpek 1969).

Dinamik denge: Aracın hareketi esnasında oluşan kuvvetler araç dengesini etkiler ve araçtaki dinamik aks yükleri bu kuvvetlere bağlı olarak değişir. Araçların dengesi önemli olduğundan dolayı, dinamik denge araçlarda oldukça önemsenmektedir. Dinamik

dengelerin incelenmesi yokuş aşağı veya yokuş yukarı hareket eden araçlar üzerinde yapılabilir. Şekil 3.2’de a ivmesi ile yokuş çıkmakta olan aracın üzerine etki eden kuvvetler gösterilmiştir. Aracın ön ve arka akslarındaki dinamik aks yükleri olan N_{1d} ve N_{2d} tekerlerin yol ile temas ettiği A ve B noktalarına göre alınan moment yardımıyla bulunabilir.

Taşıtın hareketi sırasında ortaya çıkan dinamik kuvvetler taşıt dengesini etkilerler ve taşıtta dinamik aks yükleri bu kuvvetlere bağlı olarak değişir. Dinamik dengenin incelenmesi yokuş çıkan veya yokuş inen taşıtlarda yapılabilir. Kuvvetlerin etki yönü bakımından hızlanarak yokuş çıkan veya fren yaparak yokuş inen bir taşıt aynı derecede kritiktir.



Şekil 3.2. Yokuş çıkmakta olan araca etki eden kuvvetler (İpek 1969)

Dinamik aks reaksiyonları: Yokuş çıkması sırasında taşıtın ön aksındaki dinamik aks reaksiyonu B noktasına göre moment alınarak bulunur:

$$N_{1d} = \frac{1}{L} [L_2 G \cos \alpha - h G \sin \alpha - R_h h_1 - h m a] \quad (3.1)$$

Benzer şekilde A noktasına göre moment alınarak N_{2d} elde edilir.

$$N_{2d} = \frac{1}{L} [L_1 G \cos \alpha - h G \sin \alpha - R_h h_1 + h m a] \quad (3.2)$$

Denklemlerde R_h hava direncini gösterir ve h_1 yüksekliğinde taşıta tesir eder. Denklemlerden görüldüğü gibi yokuş eğimi α arka aks yükünü artırmakta ve ön aks yükünü ise azaltmaktadır. Benzer şekilde atalet ve hava dirençleri de arka aksa gelen yükü artırmaktadır. Eğer α açısı ($-\alpha$) şeklinde işaret değiştirirse yani taşıt yokuş aşağı inerse 3.1 ve 3.2 denklemlerinde ($h G \sin \alpha$) teriminin işaretleri değişir ve ön aks yükü artar, arka aks yükü azalır. Taşıt ivmesi de yön değiştirir ve bu değişime bağlı olarak (ma) atalet kuvveti aksi yönde etki yapar. Frenlenen bir taşıtta ivme Şekil 3.2'de gösterilenin aksi yönüne sahip olur. Eğer taşıta arkaya takılan bir römork vb. sebebiyle bir P çeki kuvveti geliyorsa bu kuvvet de moment denklemlerine alınarak netice bulunabilir. Hava direncinin tatbik noktasının yoldan yüksekliği taşıt ağırlık merkezine yakın olduğundan $h_1 = h$ alınabilir. Bu kabul ilk hesaplar için yanlış sonuç vermez. Ayrıca pratikte ortaya çıkan yol eğimleri 17^0 (%30) değerini geçmez. Bu değerlerde $\cos \alpha \approx 1$ alınabilir ve aks reaksiyonları aşağıdaki gibi bulunur.

$$N_{1d} = \frac{1}{L} [L_2 G - h(G \sin \alpha - R_h - ma)] \quad (3.3)$$

$$N_{2d} = \frac{1}{L} [L_2 G + h(G \sin \alpha + R_h + ma)] \quad (3.4)$$

Şekil 3.2'de yol düzlemine paralel olan kuvvetlerin denge denklemi yazılırsa şu eşitlik bulunur.

$$T_1 + T_2 = T - (R_1 + R_2) = G \sin \alpha + R_h + ma \quad (3.5)$$

Denklemden T_1 ve T_2 kuvvetleri ön ve arka akstaki tahrik kuvvetleridir ve sadece arka akstan tahrik edilen normal bir taşıtta $T_2 = T$ olur. R_1 ve R_2 ön ve arka aksların yuvarlanma direncidir ve ρ yuvarlanma direnç katsayısını gösterirse taşıtın toplam yuvarlanma direnci aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$R_1 + R_2 = R = \rho G \cos \alpha \approx \rho G \quad (3.6)$$

3.1.2 Taşıt titreşimleri ve tekerlek askı sistemleri

Titreşimler üzerindeki çalışmaların hedefi: Eski çağlarda, henüz araçların olmadığı zamanlarda enerji kaynağı olarak hayvanlar kullanılmaktaydı. Teknolojinin gelişmesiyle birlikte kullanılmaya başlayan araçlarda enerji kaynağı olarak, hayvanlar yerine içten yanmalı motorlar kullanılmaya başlandı (İpek 1969). Bu motorların kullanılmaya başlaması ile birlikte araç hızında ve hareket kabiliyetinde önemli derecede artış olmuştur. Ancak bu artış başka sorunlara neden olmuştur. Yolların genellikle düz olmaması, lastiklerdeki yaylanmanın bu düzensizliği karşılayamaması lastiklere düşey doğrultuda hareket serbestliği sağlanması ihtiyaç haline getirmiştir. Tekerlekler bu hareket serbestliğini sağlamak için yaylar kullanılmıştır. Kullanılan yayların görevi (Anonim 2013):

- a) Yoldan gelen darbeleri düzenli titreşimlere dönüştürmek
- b) Yardımcı elemanların kullanımı ile titreşimleri en kısa sürede sönmölemek

Aracın virajlarda denge, doğrultu kontrolü vb. gibi özelliklerinde herhangi bir değişiklik olmamalıdır. Titreşimler, araçtaki hareket konforuna etki ederler. Aracı tasarlayan mühendislerin görevi ise araçtaki hareket konforunu etkileyen çeşitli faktörleri belirlemek ve insan üzerindeki etkilerini incelemek, konforu arttırmak için gereken teorik ve pratik çalışmaları yapmaktır.

Titreşimler üzerine yapılan araştırmaların amacı, yukarıda belirtilen faktörlerin maliyetini incelemek, nedenlerini bularak zararlı etkilerini ortadan kaldırmak veya azaltmak için çeşitli yollar bularak araçtaki hareket konforunu arttırmaktır. Bu konuyla ilgili teorik çalışmalar genellikle hareket denklemlerinin çıkarılması, bu denklemlerden sayısal çözümlerin elde edilmesidir. Bununla birlikte matematiksel çözümler sıklıkla basitleştirildiğinden ve gerçeklerden kısmen ayrıldığından dolayı deneysel yöntemler ile kontrol edilmelidir.

Basitleştirilmiş bir taşıt modelinin titreşimi: Bir araç genellikle üçü doğrusal, üçü açısız olmak üzere altı farklı şekilde titreşim yapabilir. Bu altı hareket araçta ayrı ayrı gerçekleşebileceği gibi bazıları birlikte de gerçekleşebilir (Kuralay). Motorlu taşıtlar için

aşağı-yukarı hareket, başvurma ve yalpa hareketleri önemlidir. Araç titreşimleri aşağıdaki başlıklar altında inceleyebilir.

- a) Sönümsüz serbest titreşimler
- b) Sürtünmeli sönümlü serbest titreşimler
- c) Viskoz sönümlü serbest titreşimler

a) Sönümsüz serbest titreşimler: Bu sistemde, üzerine koyulan G ağırlıklı bir kütle koyulan yay, δ_{st} miktarı kadar sıkışır. k yay sabitini göstermektedir.

$$k\delta_{st} = G \quad (3.7)$$

Eğer bir G kütle sine x_0 yer değiştirmesi verilir ve sistem kendi başına bırakılırsa belirli sayıda titreşim ile hareket etmeye başlayacaktır. Bu hareket, herhangi bir dış kuvvet olmadığı takdirde devam edecektir (İpek 1969). Kütle nin denge konumuna göre bir x uzaklığındaki konumu için etki eden kuvvetlerin dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$G - k(\delta_{st} + x) = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.8)$$

$k\delta_{st} = G$ olduğundan, hareketin denklemi, $\frac{k}{m} = w^2$ konularak, $\frac{d^2x}{dt^2} + w^2x = 0$ olarak bulunur.

Statik denge için sıfır konumu seçilmiştir. Bu diferansiyel denklemin genel çözümü $x = A \sin wt + B \cos wt$ şeklindedir.

A ve B sabitleri sınır şartları kullanılarak bulunabilir. Eğer $t=0$ için $x = x_0$ ve $\frac{dx}{dt} = 0$ alınır sa, yani kütle bir x_0 konumunda ilk hızı olmadan serbest bırakılırsa, hareketin denklemi denklem 3.9 veya denklem 3.10'da gösterildiği gibi olur.

$$x = x_0 \cos wt \quad (3.9)$$

$$x = x_0 \cos t \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.10)$$

Görüldüğü gibi bu basit bir harmonik hareketin denklemidir. Mühendislikte basitleştirilmiş pek çok titreşim problemi basit harmonik hareketle ifade edilebilir. Bu hareket belli aralıklarla aynen tekrarlanmaktadır. Bu iş için geçen zaman aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \quad [san] \quad (3.11)$$

T zamanına hareketin periyodu denir. $w = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ifadesi ise sistemin doğal frekansını gösterir. Sistemin doğal frekansı denklem 3.12'deki gibi ifade edilir.

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{w}{2\pi} \quad (3.12)$$

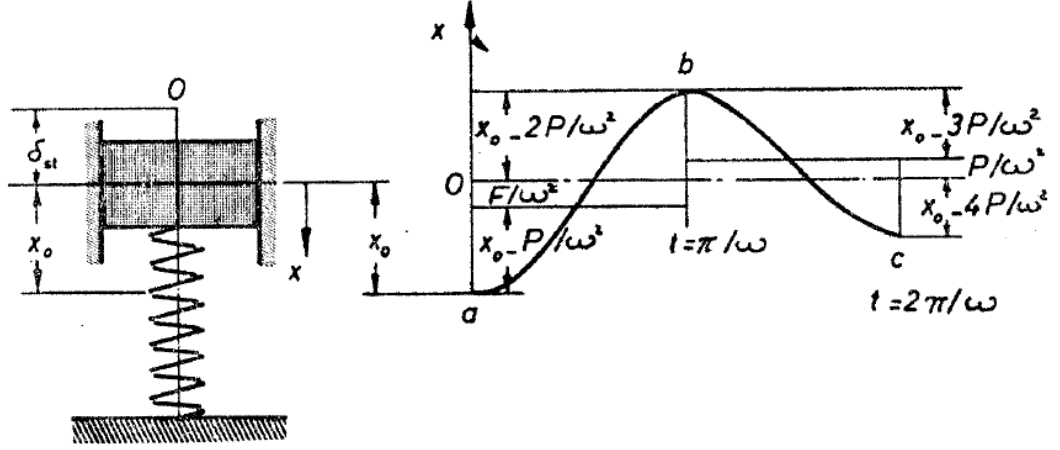
Frekansın birimi 1/saniyedir.

b) Sürtünmeli sönümlü serbest titreşimler: Sönümsüz serbest titreşim konusunda anlatıldığı gibi sisteme dışardan kuvvet etki etmediği sürece titreşim hareketi devam etmektedir. Fakat pratikte bu hareket çeşitli dirençler ve dış kuvvetler tarafından yavaşlatılır ve sona erer (İpek 1969).

Direnç kuvvetleri arasında, düşük hız nedeniyle nesneye etki eden hava direnci ihmal edilirse, sürtünme kuvvetleri en önemli hale gelmiş olur. Kütlelerin bu hareketi sürtünme kuvvetinin etkisi altında sönümlü bir titreşim olur. Yay üzerinde bulunan kütleye x_0 yer değiştirmesi verildiği takdirde, herhangi bir x konumu için denge denklemi aşağıda belirtildiği gibi yazılabilir.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = G - k(\delta_{st} + x)F \quad (3.13)$$

Burada F kütleye etki eden sürtünme kuvvetidir ve etki yönü kütlelerin hareketine zıt yöndedir. Böylece kütlelerin yukarı ve aşağı doğru hareketlerinde farklı yönlerde etki etmektedir.



Şekil 3.3. Sürtünlü sönümlü serbest titreşimler

$w^2 = \frac{k}{m}$ ve $P = \frac{f}{m}$ alınarak, hareket denklemi denklem 3.14'de gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\frac{d^2x}{dt^2} + w^2 = -P \quad (3.14)$$

Denklemin genel çözümü, kütle için yukarı doğru hareketi için denklem 3.15'te, aşağıya doğru hareketi için denklem 3.16'da gösterildiği gibi olur.

$$x_1 = A_1 \sin(wt + \phi_1) + \frac{P}{w^2} \quad (3.15)$$

$$x_2 = A_2 \sin(wt + \phi_2) - \frac{P}{w^2} \quad (3.16)$$

Hareketin kütleye bir ilk hız vermeden sadece x_0 yer değiştirme ile başlatıldığı göz önünde tutularak sınır şartları $t = 0, x = x_0, \frac{dx}{dt} = 0$ olarak alınır ve $\cos\phi_1 = 0, \phi_1 = \frac{\pi}{2}, A_1 = x_0 - P/w^2$ olduğundan hareketin denklemi, yukarı doğru gidişte denklem 3.17'de gösterildiği gibi olur.

$$x = \left(x_0 - \frac{F}{w^2}\right) \cos wt + \frac{P}{w^2} \quad (3.17)$$

3.17 denklemini ile verilen eğri Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Bu denklem a-b kısmını vermektedir, b-c kısmı için ise aşağı inme hareketi göz önüne alınmalı ve bu hareketin başlangıç şartları yazılmalıdır. b-c eğrisinin denklemi aşağıdaki gibi bulunur.

$$x = \left(x_0 - 3 \frac{P}{w^2}\right) \cos wt - \frac{P}{w^2} \quad (3.18)$$

Görüldüğü gibi bir sürtünme kuvvetinin etkisiyle hareket eden kütlelerin titreşimi bir kosinüs eğrisi ile gösterilebilir. Ancak hareketin genliği bir periyodun sonunda $4 \frac{P}{w^2}$ kadar azalmaktadır.

c) Viskoz sönümlü serbest titreşimler: Bir sıvı içerisinde hareket etmekte olan cisim, cismin hızıyla orantılı direnç kuvveti etki etmektedir. Bu direnç kuvveti istenmeyen titreşimleri sönümlenmek için kullanılır (hidrolik amortisörler). Bu durumda, hareketli cismin üzerine etki eden direnç kuvveti $C \frac{dx}{dt}$ ifadesiyle gösterilebilir (İpek 1969). C sönüm katsayısıdır. Viskoz sönümlü bir titreşim denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (3.19)$$

Denklemden $\frac{C.g}{G} = \frac{C}{m} = k$ ve $\frac{k.g}{G} = w^2$ ile gösterilirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{d^2x}{dt^2} + k \frac{dx}{dt} + w^2x = 0 \quad (3.20)$$

Bu denklemde $x = Ae^{st}$ ifadesinin çözümlerden birisi olduğu kabul edilir ve denklem 3.20'de yerine yazılırsa $s^2 + ks + w^2 = 0$ denklemi elde edilir. Bu denklemin kökleri denklem 3.21'de gösterildiği gibi bulunur.

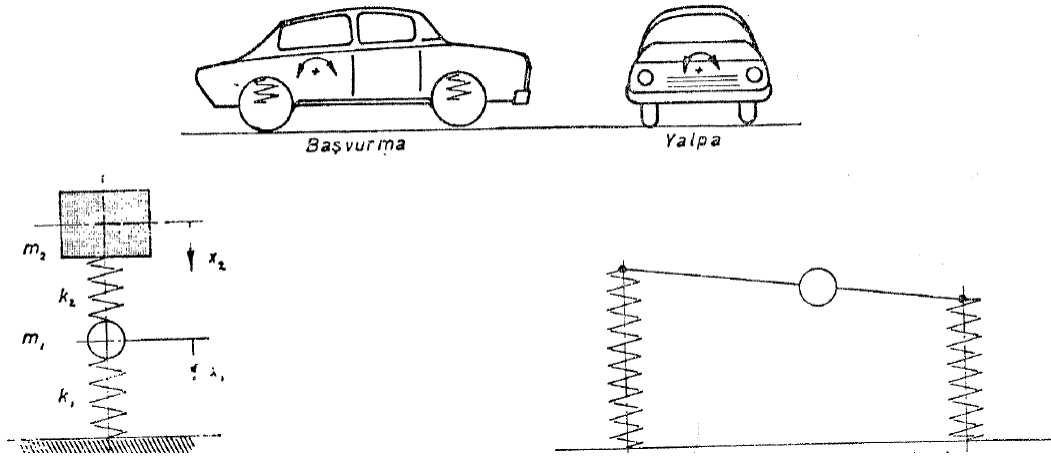
$$s_{1,2} = -\frac{k}{2} \mp \frac{\sqrt{k^2 - 4w^2}}{2} \quad (3.21)$$

Kök içinde yer alan ifadeye bağlı olarak üç farklı durum ortaya çıkabilir.

- a) $k^2 > 4w^2$ yani $\sqrt{k^2 - 4w^2}$ ifadesi reelidir.
- b) $k^2 = 4w^2$ bu durumda $s = -\frac{k}{2}$
- c) $k^2 < 4w^2$ durumunda ise $\sqrt{k^2 - 4w^2}$ ifadesi sanaldır.

A durumunda titreşim yoktur ve x_0 konumundan sıfır değerine yaklaşan bir harekettir. Sönümlenme kuvvetinin büyüklüğü nedeniyle bu hareket aşırı sönümlü titreşim veya kritik üstü sönümlü titreşim olarak adlandırılabilir. B durumundaki hareket kritik sönümlü titreşimdir. C durumundaki hareket ise gerçek bir titreşim olup kritik altı sönümlü titreşim olarak adlandırılır. Titreşimin periyodu $T = 4\pi/\sqrt{4w^2 - k^2}$ olarak bulunur. Denklemden $k = \frac{c}{m}$ 'dir. Bu harekette titreşimin genliği geometrik bir seriye göre azalır.

Basitleştirilmiş sistemlerin titreşimi: Genellikle araç titreşimleri ile ilgili önceki bölümlerde bahsedilen kısımlar ön hesaplamalarla ilgilidir. Gerçekte araçlar birden çok yay ve serbestlik derecesine sahiptir. Araçların titreşimini genel olarak incelemek yerine, çeşitli hareketlerin dikkate alınması için bazı modellerin kabul edilmesi uygundur. Örneğin; aracın aşağı-yukarı titreşim hareketi için, elastik olarak bağlanan iki serbestlik dereceli bir sistem, başvurma ve yalpa hareketinin incelenmesi için iki destek noktasına sahip tek kütleli bir sistem (Şekil 3.4) göz önüne alınabilir.



Şekil 3.4. Taşıtın üç önemli hareketindeki frekansı hesaplamak için kullanılan basitleştirilmiş modeller (İpek 1969)

Tekerlek askı sistemleri ve taşıtta yalpa ekseni: Aracın aşağı-yukarı ve başvurma titreşimleri her zaman birlikte gerçekleşirken, yalpa titreşimleri bu hareketlerden bağımsız olarak gerçekleşebilir. Yalpa titreşimlerinin incelenmesinde sadeleştirmeyi

sağlamak amacıyla, aracın ağırlık merkezinden geçen uzunlamasına bir eksen çevresinde olduğu kabul edilir. Aslında günümüzde kullanılan çeşitli askı sistemleri göz önüne alınarak, her araç için yalpa eksenini belirlenmesi gerekmektedir.

Uzun sürelerden beri kullanılmakta olan rijit aksların, hızlı hareket eden araçların ihtiyacına cevap verememesi nedeniyle ön tekerlekler bağımsız olarak ön aksa bağlanmıştır. Bu sayede aracın hareket emniyeti düzeltilmiştir (İpek 1969). Araçlarda kullanılan süspansiyon(aks) sistemleri ile ilgili aşağıda belirtilen hususlar dikkate alınmalıdır:

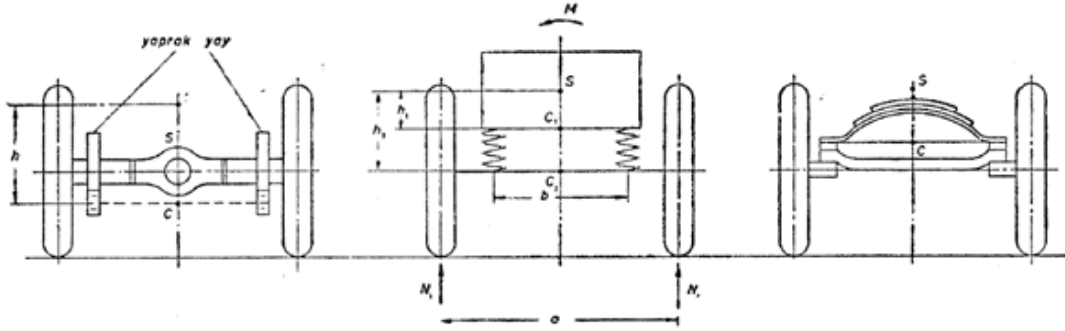
- a) Araç bir engeli aşarken veya viraj alırken süspansiyon sisteminin araç dengesine etkisi
- b) Yan kuvvetlerin etkisinde aracın durumu
- c) Araçta oluşan yaylanmanın araç kontrolüne, tekerlek açalarına etkisi
- d) İvmeli hareket esnasında başvurma titreşimleri

Günümüzde araçlarda kullanılan farklı aks sistemlerini incelerken, yukarıda belirtilen hususlar göz önünde bulundurularak aks sistemleri sınıflara ayrılmıştır. Kullanılan eleman şekline ve araca bağlanma durumuna göre aşağıdaki gibi sınıflara ayrılmıştır.

- 1) Rijit (tek parçalı) akslar
- 2) Çok parçalı akslar
- 3) Stabilizatörler

1) Rijit (tek parçalı) akslar: Otomobil üretiminin başladığı yıllarda hayvanla çekilen araçların etkisiyle motorlu araçlarda rijit aks kullanılmaktaydı. Bu tip akslarda (Şekil 3.5), iki tekerlek ve aks birbirine rijit olarak bağlı durumdadır. Zamanla, bu aks tipinin sorunları nedeniyle farklı aks sistemleri kullanılmaya başlanmıştır. Rijit akslarda araç yaylandığı zaman tekerlek açılarında ve genişliğinde değişiklik meydana gelmez. Ani dönme merkezi, yaylar ile aksın temas noktalarını birleştiren C noktasıdır. Kütle kuvvetlerinin aracın ağırlık merkezini etkilediği düşünüldüğünde virajlarda hareket sırasında oluşan S kuvvetinin moment kolu olan h_s bu tip akslarda kısadır. Rijit aksın üç farklı tipi Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Şekil 3.5.b'de gösterilen tipteki aksta ani dönme merkezinin konumu, kullanılan yayların yatay harekete karşı direncine bağlıdır. Yaylar yana hareket edemiyorsa ani dönme merkezi C_1 noktasıdır. Yana doğru hareket edebilen

yaylarda ise ani dönme merkezi C_2 noktası olur. Bu tür akslarda, virajda dönebilmek amacıyla tekerleğe açı vermek için tüm aksı döndürmek gerekmektedir (İpek 1969).



Şekil 3.5. Değişik tipteki rijit akslar (İpek 1969)

Araçta aks üzerine gelen ağırlık G ise (Şekil 3.5.b), statik halde tekerleklere $G/2$ ağırlığı etki etmektedir. Araç gövdesine etki eden bir M momenti varsa ve momentin düzlemi, aracın simetri eksenine dik ise araç gövdesi ile aks arasında açı oluşur ve tekerleklere gelen normal kuvvetler denklem 3.22 ve denklem 3.23'te gösterildiği gibi olur.

$$N_l = \frac{G}{2} + \frac{kM}{a} \quad (3.22)$$

$$N_r = \frac{G}{2} - \frac{kM}{a} \quad (3.23)$$

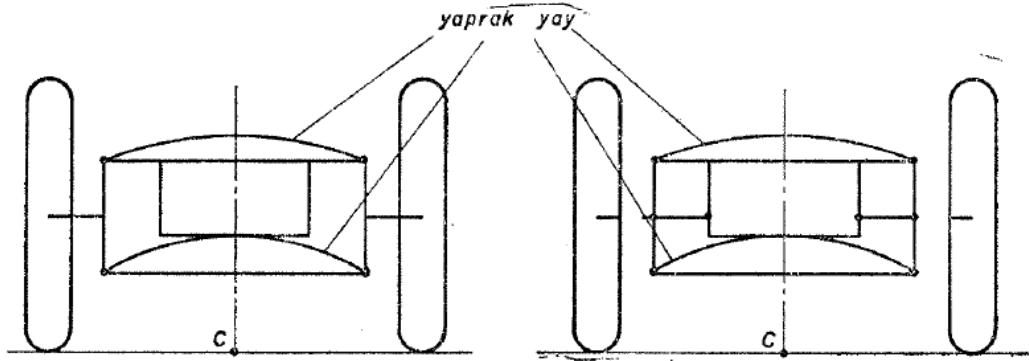
Burada k yay sabitidir. Eğer kullanılan yay sabitleri eşit ise $k=1/2$ olur.

2) Çok parçalı akslar: Günümüzde kullanılan araçların ön akslarında çok parçalı akslar kullanılmaktadır. Bu tipteki akslarda sağ ve sol tekerlekler birbirinden bağımsız olarak hareket edebilmektedir. Kullanılan sistemlere göre bu tür akslar üç gruba ayrılmaktadır. Çok parçalı akslar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- a) Enine yaylı akslar
- b) Paralel kollu akslar
- c) Dik kollu akslar

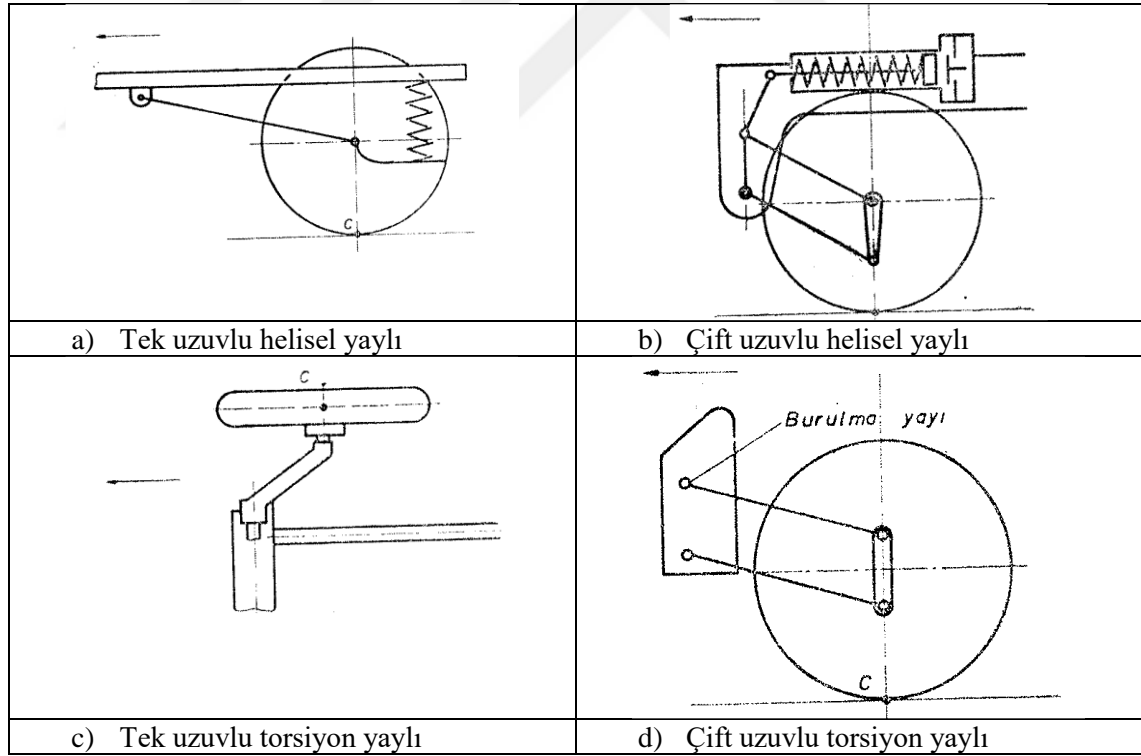
a) Enine yaylı akslar: Bu tip akslarda araç yayları genellikle yaprak yaylardır ve araç simetri eksenine dik olarak yerleştirilirler. Bağımsız aks sistemlerinin en eskisi ve ilk kullanılanıdır (Şekil 3.6). Yaylar sıkıştığında araç iz genişliği değişmektedir. Bu değişimi

azaltmak amacıyla amortisör kolları yaylar arasında yerleştirilir (Şekil 3.6.b). Önden tahrikli araçlarda amortisör kollarının yerine tahrik milleri kullanılır.



Şekil 3.6. Enine yaylı aks

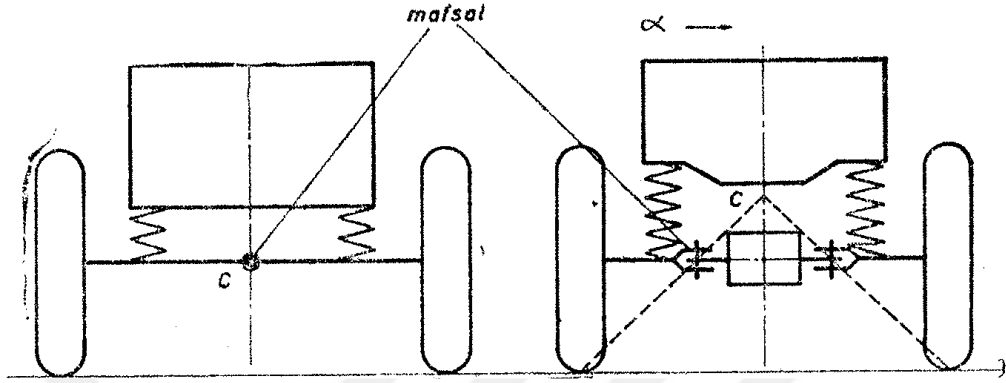
b) Paralel kollu akslar: Bu tip akslarda tekerlekler araç gövdesine bir mekanizma vasıtasıyla bağlanır. Yaylarda oluşan yer değiştirme aks mesafesini değiştirir. Genellikle spiral yaylar kullanılır.



Şekil 3.7. Paralel kollu akslar (İpek 1969)

c) Dik kollu akslar: Bu tür akslarda, tekerleği araç gövdesine bağlayan kollar aracın simetri eksenine dik bir düzlemdeydir. Paralel kollu akslarda olduğu gibi, tekerleği araç



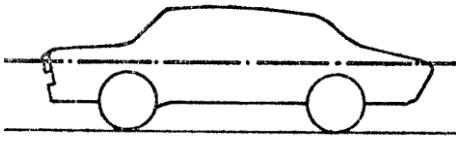


gövdesine bağlayan mekanizma tek veya birkaç uzuvdan oluşabilir. Tek uzuvlu mekanizmada her iki uzuv bir mafsalla birbirine veya gövdeye bağlanarak aksı oluşturur (Şekil 3.8).



Şekil 3.8. Bir uzuvlu dik kollu akslar

Yukarıda belirtilen süspansiyon sistemlerinin ön ve arka akslar için kullanılması fazla sayıda kombinasyon yapma imkanı sunmaktadır. Şekil 3.9'da ön ve arka tekerlekler için farklı aks sistemleri kullanıldığında yalpa ekseninin konumu gösterilmiştir.

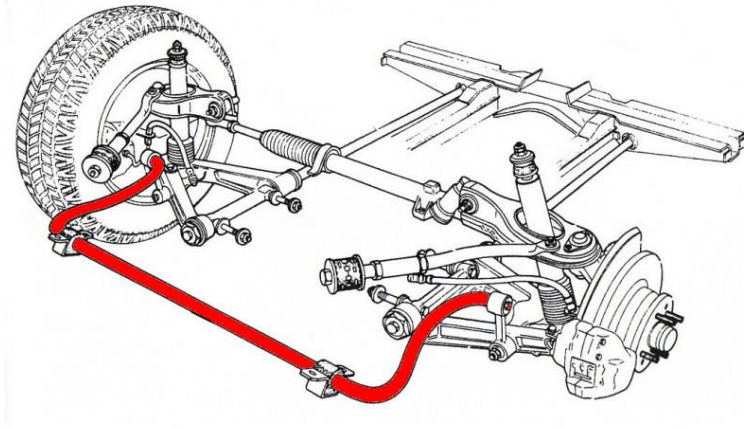
Şekil 3.9'da belirtildiği gibi, uygun aks türlerini seçerek yalpa eksenine uygun bir konum verilebilir. Fakat belirli bir araç için optimum yalpa eksen konumu, o aracın asal atalet ekseninin konumu belirlendikten sonra belirlenir. Asal atalet eksenini belirlerken yolcularda hesaba katılmalıdır. Asal atalet ekseninin yaklaşık konumu, çeşitli tahrik tipleri için Şekil 3.9'da verilmiştir. Araç yalpa hareketinin minimuma inmesi veya tamamen kaybolması için asal atalet eksenini ile yalpa eksenini birbirine yakın olmalı ya da üst üste gelmelidir. Bir çakışma durumunda yalpa titreşimi sıfır olur. İki eksen çakışırsa yalpa eksenine uzak olan kütleler, periyodik olarak etki eden kuvvet ve sarsıntılar nedeniyle titreşime başlar. Bu titreşimler aracın diğer parçalarına da iletilerek gövde tarafından sönümlenir. Ancak meydana gelen bu gerilmeler araç bağlantı elemanlarında gevşemeye ve hareket halinde istenmeyen seslere sebep olur. Görülebileceği gibi, motorun araçtaki konumu ve tahrik edilen aksın ön veya arkada bulunması süspansiyon sistemlerinin seçilmesinde oldukça önemlidir.

	Ön: Dik kollu aks Arka: Dik kollu aks
	Ön: Rijit aks Arka: Rijit aks
	Ön: Enine yaylı aks Arka: Enine yaylı aks
	Ön: Paralel kollu aks Arka: Rijit aks
	Ön: Dik kollu aks Arka: Paralel kollu aks

Şekil 3.9. Taşıtta aks tiplerine göre yalpa ekseninin konumu (İpek 1969)

3) Stabilizatörler: Motorlu araçların hareketi birçok titreşime sebep olur. Bunlardan bazıları aşağı-yukarı, yalpa ve başvurma titreşim hareketleridir. Aşağı-yukarı titreşim hareketlerini azaltmak için amortisörler kullanılmaktadır. Yalpa ve başvurma titreşim hareketleri için ise stabilizatörler kullanılmaktadır.

Yalpa ve başvurma titreşimlerini sönmölemek için kullanılan stabilizatörler (Şekil 3.10), bir burulma yayından oluşmaktadır. Bu burulma yayı, araçta yanal bir eğim meydana geldiğinde ya da sağ veya sol aks tek olarak yoldan ayrıldığında ortaya çıkan hareketleri önleyici etki yapmaktadır. Ancak her iki tekerlek aynı anda yükselirse ya da başvurma hareketi olursa stabilizatör etkisiz kalır.



Şekil 3.10. Yalpa titreşimlerine karşı kullanılan stabilizatör

Karayollarında seyir konforu: Bir aracın sürüş konforunun belirlenmesi için belirli bir faktörden bahsetmek zordur. Çünkü değerlendirmelerde sübjektif unsurlar fazlasıyla mevcuttur. Bir aracın konforlu olup olmaması kişiden kişiye değişebildiği gibi, aynı kişinin farklı günlerde yaptığı konfor değerlendirmeleri farklı olabilir. Bundan dolayı, araçlar tasarlanırken sübjektif değerlendirmeden ziyade objektif değerlendirmeler daha önemlidir. Sürüş konforunu etkileyen titreşimler, iç ve dış titreşimler olmak üzere iki kategoride toplanmaktadır. Motor, güç aktarma organları ve lastiklerden gelen titreşimler iç titreşim olarak sınıflandırılır. Yol bozukluklarından dolayı oluşan titreşimler ise dış titreşim olarak sınıflandırılır.

Seyir esnasında yol bozukluklarından kaynaklanan titreşimler yolcu ve araç üzerinde istenmeyen etkilere neden olur. Bunun yanı sıra araç gövdesindeki bağlantıların gevşemesine ve seslere neden olur. Araç titreşimlerinin insanlar üzerindeki etkileri uzun zamandır araştırılmaktadır (Harris ve ark. 2002). Sürüş konforunun artırılması amacıyla yapılmış birçok çalışma mevcuttur. Pennati ve ark. (2009) arazi araçlarının sürüş konforunu hesaplayabilmek amacıyla yeni bir cihaz geliştirmeye çalışmışlardır. Nishiyama ve ark. (2000) koltuk, direksiyon ve pedalların konumunun sürüş konforunu etkilediğini öne sürerek, bu parçaların sürüş konforuna olan etkilerini incelemişlerdir. Karen ve ark. (2011) sürüş konfor hesaplamalarında kullanılacak benzetim tabanlı model geliştirmişlerdir. Geliştirilen bu modeli koltuğun sırt, ayak ve oturma bölgelerinden elde edilen ivme değerlerini kullanarak sürüş konfor değeri hesaplamaktadır.

3.2.Sonlu Elamanlar Yöntemi

Doğadaki bütün olaylar, fizik ve matematik yasalarının yardımı ile anlaşılmaya çalışılmaktadır. Her olay matematiksel (cebirsal, diferansiyel veya integral) denklemler ile gösterilip, bir büyüklüğe sahiptir. Karmaşık ve kompleks problemler, alt problemlere bölünerek daha anlaşılır hale getirilmektedir. Sorunu çözmek için alt problemler çözülebilir ve birleştirilebilir. Örneğin; çözülmesi gereken problem sonlu küçük elemanlar ile istenildiği gibi düzenlenebilir. Karmaşık geometriler bu şekilde kolaylıkla oluşturulabilir. Bulunan sonuçlar genellikle sorunun yaklaşık çözümüdür ve bazen doğrudan kullanılır, bazen ise bir katsayı ile düzeltilir. Mühendislik uygulamalarındaki problemlerin karmaşıklığı nedeniyle, problemlerin kesin çözümü yerine genellikle kabul edilebilir bir çözüm tercih edilir (Bostancı 2002).

Günümüzde sonlu elemanlar yöntemi olarak bilinen çözüm yöntemlerinin ardındaki temel fikirler yüzyıllar öncesine dayanmaktadır. Örneğin, yüzyıllar önce, bilim adamları dairenin çevresini bulmak için dairenin etrafında poligon çizmekteydiler. Poligon sayısı arttıkça, doğru sonuçlara daha fazla yaklaşılmaktaydı.

Bugün bilinen sonlu elemanlar yöntemi, 1956 yılında Turner, Clough, Martin ve Topp tarafından ortaya konulmuştur. Bu çalışmada, bir uçağın gövdesinin gerilme analizi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle birlikte, çözülmesi uzun zamanlar alabilecek problemler bilgisayar teknolojileri sayesinde kısa zamanda çözülebilmekte ve gerçeğe çok yakın sonuçlar vermektedir (Turner ve ark. 1956).

Sonlu elemanlar yönteminin avantajları ve sınırları şöyledir.

- Karmaşık bir geometriye sahip şekillerin kolayca incelenmesini sağlar. Analizde farklı sonlu elemanlar kullanılarak, parça alt bölgelere bölünerek analiz edilebilir.
- Farklı ve karmaşık malzeme özelliklerine sahip sistemlere kolayca uygulanabilir. Geometrinin düzensiz oluşu ve homojen olmaması bu yöntem için sorun değildir.
- Sürekli, süreksiz veya değişken yükler kolaylıkla incelenebilir.
- Fiziksel anlamı olmasının yanında matematik temelleri de vardır.

Sonlu elemanlar yönteminin bu avantajlarının yanında bazı kısıtlamaları da vardır.

- Sonuçların gerçeğe daha yakın olması için küçük eleman boyutları ile çalışma yapılmalıdır. Eleman boyutlarının küçük kullanılması durumunda bilgisayar özelliklerinin çok iyi olması gerekmektedir.
- Çok fazla sayıda giriş dataları vardır ve bunlar hatasız olarak girilmelidir. Program verileri kontrol altında tutulmalıdır.

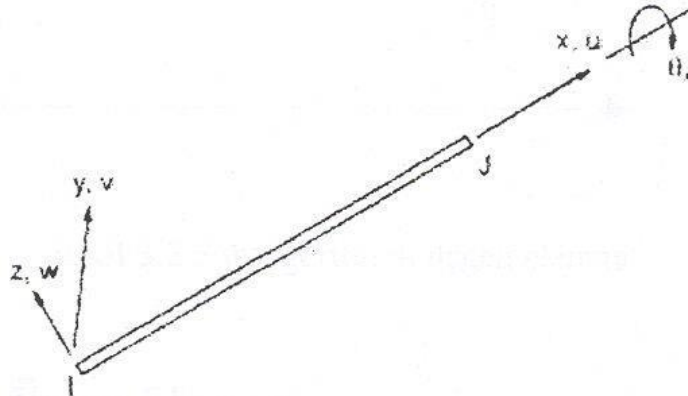
Diğer tüm sistemlerde ve analiz yöntemlerinde olduğu gibi, sonlu elemanlar yönteminin sonuçları da dikkatlice incelenmeli ve en doğru sonuçlar gerçek verilerle karşılaştırılarak elde edilmelidir.

3.2.1.Sonlu Elemanlar Yönteminde Kullanılan Eleman Tipleri

Bu yöntemde kullanılan bazı eleman tipleri aşağıda belirtilmiştir.

- Üç boyutlu çubuk eleman
- Sabit gerilmeli üçgen eleman
- Lineer gerilmeli üçgen eleman
- Çifte lineer dörtgen eleman
- Kabuk elemanlar
- Dört düğüm noktalı ve dört kenarlı elastik kabuk eleman

a) Üç boyutlu çubuk elemanı: Genel amaçlı bir sonlu eleman tipidir ve üç boyutlu işlemleri gerçekleştirme kapasitesine sahiptir. Bu elemana uzay çubuğu elemanı da denir. Ögeyi uzayda iki düğümle ifade edilebilir. Her iki uçta iki düğüm için 12 serbestlik derecesi vardır. Her düğüm için üç tane öteleme ve üç tane dönme serbestliği vardır. Elemanı tanımlayabilmek için, düğüm koordinatlarına, malzeme elastisite modülüne, kayma modülüne, kesit alanına, kesit atalet moment değerlerine, burulma sabitine ve çubuk eksenine dik deformasyon faktörlerine ihtiyaç vardır.

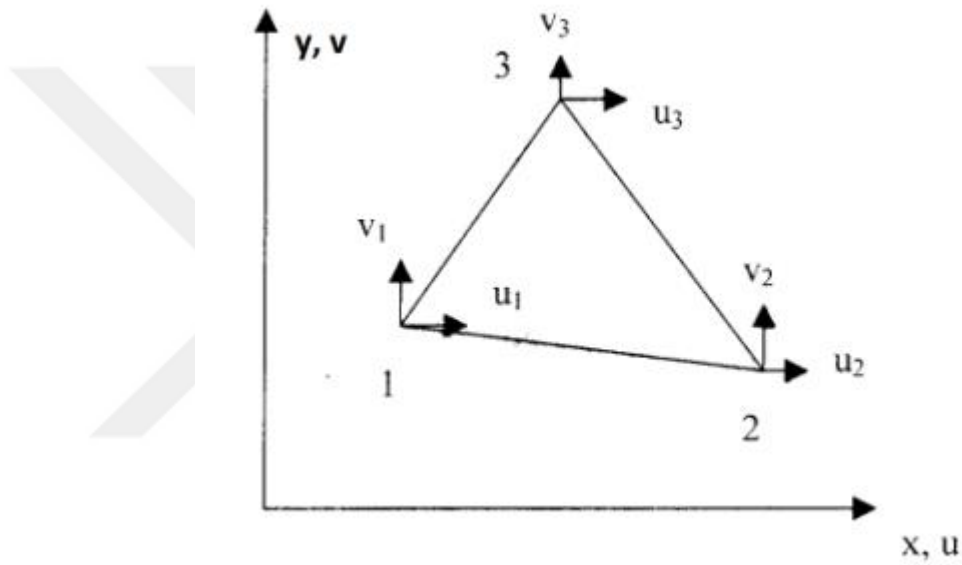


Şekil 3.11.Üç boyutlu çubuk eleman (Bostancı 2002)

b) Sabit gerilmeli üçgen eleman: Üç düğüm noktasını birleştiren ve toplam altı serbestlik derecesi ile tanımlanabilen, sabit kalınlıkta bir elemandır. Yer değiştirme alanı elemanın içinde ve kenarlar boyunca doğrusaldır. Gerilme değerleri, eleman sınırları içinde sabittir. Eleman yer değiştirme alanı aşağıda gösterilmiştir.

$$u = a_1 + a_2x + a_3y \quad (3.24)$$

$$v = a_4 + a_5 + a_7y \quad (3.25)$$



Şekil 3.12. Üç boyutlu üçgen eleman (Bostancı 2002)

Sonlu eleman modellerinde sabit gerilmeli üçgen elemanı, küçük gerilme gradyeni özelliklerine sahip bölgelerde iyi sonuçlar verecektir. Diğer durumlarda, sabit gerilmeli üçgen elemanın kullanımını iyi sonuçlar vermeyebilir.

c) Lineer gerilmeli üçgen eleman: Sabit gerilmeli üçgen elemanların aksine, köşe noktaları dışında kenarlarında da düğüm noktası bulunur. Her elemanın 6 düğümü ve 12 serbestlik derecesi vardır. Sadece eğilmeye maruz kalan yerler için lineer gerilmeli üçgen elemanları ile yapılan modeller, yer değiştirme ve gerilme alanları için çok iyi yaklaşımlara sahip olacaktır.

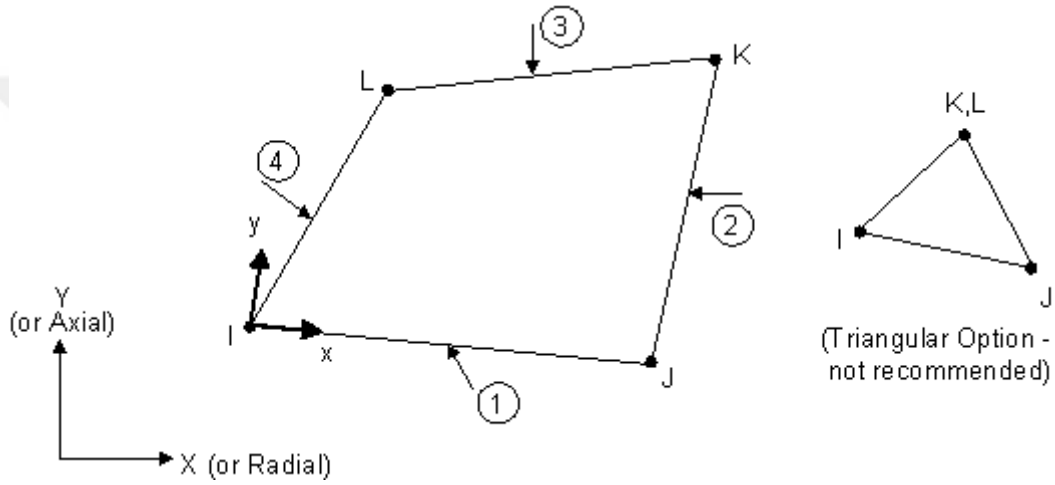
d) Çifte lineer dörtgen eleman: İki boyutlu problemlerde kullanılacak bir başka eleman tipi de çifte doğrusal dörtgen elemandır. Elemanın köşelerinde dört adet düğüm

vardır. Dügümlere göre elemanın serbestlik derecesi 8'dir. Ek olarak, kenarların ortalarında düğüm bulunan tipleri de vardır. Yer değıştirme alanı bağlantıları aşağıda verilmiştir.

$$u = a_1 + a_2x + a_3y + a_4xy \quad (3.26)$$

$$v = a_5 + a_6x + a_7y + a_8xy \quad (3.27)$$

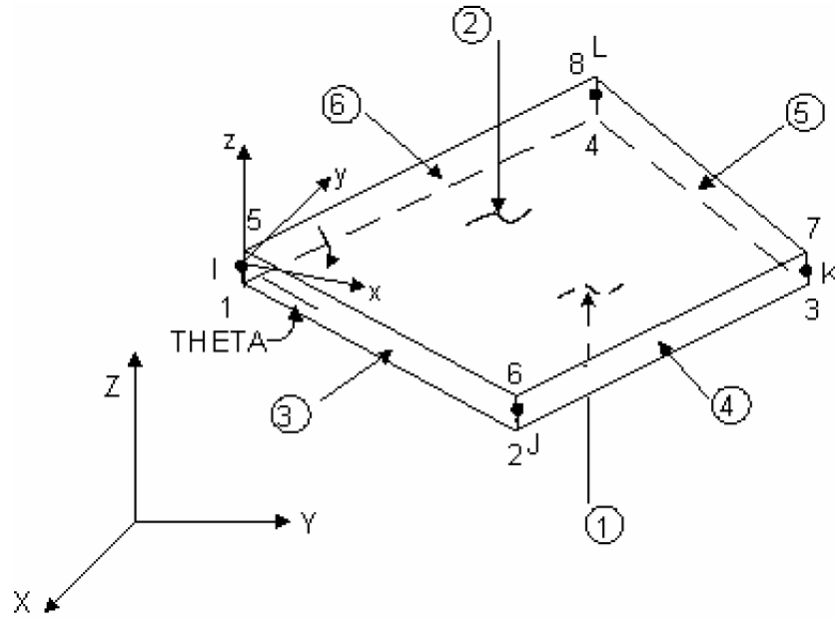
Bu elemanın çifte lineer olarak adlandırılma nedeni, u ve v yer değıştirme bağlantılarının iki lineer polinomun çarpımı ile elde edilmesinden dolayıdır.



Şekil 3.13. Çifte lineer dörtgen eleman

e) Kabuk elemanlar: Genel bir kabuk elemanı, zar ile birlikte eğilme etkisini de temsil edebilmelidir. Örneğin, dört düğümlü basit bir dörtgen eleman tanımlanabilir. Ögeyi tanımlayan düğümlerin hepsi aynı düzlemde olmayabilir. Bu, elemanda bozulmaya neden olur. Elemanın bozulması performansını olumsuz yönde etkiler. Bu dört düğümlü elemanın en büyük avantajı, formülasyonunun basit olmasıdır. Genel olarak, daha az sayıda, daha karmaşık elemanlar kullanmak yerine daha fazla sayılarda, basit eleman kullanılması önerilmektedir. Dört düğümlü kabuk elemanının en büyük dezavantajı, düz kıvrımlı yüzeylerin düzlem elemanlar veya az miktarda çarpık şekle sahip elemanlar tarafından temsil edilmesidir. Kabuk teorisine dayanarak elde edilen kavisli yüzey elemanları, düzlemsel elemanların yarattığı sorunları yok etmektedir. Ancak farklı zorlukları da beraberinde getirmektedir. Eğrisel ögeyi tanımlamak için çok daha fazla geometrik bilgiye ihtiyaç duyulmaktadır. Kabuk elemanın formülasyonu, düzlemsel elemanların formülasyonuna göre çok daha zordur.

f) Dört düğüm noktalı ve dört kenarlı elastik kabuk eleman: Bu eleman, eğilme ve membran yüklerini taşıma yeteneğine sahiptir. Eleman, düzlemdeki yükleri ve düzlem dik olan yükleri taşıyabilmektedir. Her bir düğümün altı serbestlik derecesi vardır, bunlardan üçü x, y, z yönünde öteleme ve üç tanesi de bu eksenlerin etrafında dönme serbestliğidir. Eleman dört düğüm tarafından tarif edilir ve değişken kalınlığa izin verilmektedir. Değişken kalınlığa sahip elemanlar için kalınlık, eleman içinde eşit olarak değişmelidir. Bu tip eleman plakların yanı sıra düzgün eğri yüzeyleri modellemek için de kullanılır. Kavisli yüzeylerde iyi bir yaklaşım elde etmek için bu elemandan çok sayıda kullanılmalıdır. Formülasyonun basitliği nedeniyle, diğer eleman türlerinden daha avantajlıdır.



Şekil 3.14. Dört düğüm noktalı ve dört kenarlı kabuk eleman

Sonlu elemanlar yönteminde modelleme yaparken yapılan varsayımlar şöyledir.

- Kullanılacak CAD modeli gerçek parçayı yeteri kadar temsil edebilmelidir.
- Tasarımda estetik kaygıyla yapılan bölgeler, mukavemet açısından göz ardı edilebilir.
- Sistemde sürtünmelerden dolayı oluşabilecek kayıplar ihmal edilir.
- Bağlantı noktalarında zamanla oluşabilecek çözümler ihmal edilebilir.
- Sistemde bulunan bütün kaynaklar ideal ve kusursuz olarak kabul edilebilir.
- Cıvata, somun gibi bağlantı elemanlarında oluşabilecek hasarlar ihmal edilebilir.

Sonlu elemanlar yönteminde modellenen parçanın çözümlerinin gerçek değerlere olabildiğince yakın olması için, yapılan modelin de gerçeğe yakın olarak modellenmesi gerekir. Bunun için göz önünde bulundurulması gereken bazı noktalar vardır.

- Parça modellenirken ağ yapısı mümkün olduğunca sorunsuz ve düzenli olmalıdır. Bununla birlikte, yükleme koşulları için kritik olan bölgelerde daha sık bir ağa izin verilebilir.
- Dörtgen elemanlar üçgen elemanlardan daha doğru sonuçlar verir. Bundan dolayı, dörtgen yapıları elemanlar kullanılmalıdır. Üçgen eleman kullanmak gerekirse, büyük açılı üçgen elemanlar kullanılmalıdır.
- Analizi yapılacak olan parça simetrik ise, tüm parça yerine belirli bir kısmı için modelleme yapılabilir.
- Modelleme için kullanılan eleman türleri boyutlandırılırken dikkat edilmelidir. Geçişler küçük ve yumuşak olmalıdır.
- Karmaşık geometrisi olan sistemlerin analizi yapılırken tüm yapı nispeten kaba bir ağ yapısı ile analiz edilir. Bu analizin sonuçları yapı içerisinde ayrıntılı bilgiye sahip olmak istenen bölgenin bir sınır koşulu olarak kullanılır. Bu bölge için daha sık bir ağ yapısı ile analiz yapılır.

3.3.Optimizasyon

En basit anlamıyla, optimizasyon eldeki sınırlı kaynakların optimal kullanımı olarak tanımlanabilir. Matematiksel olarak, optimizasyon bir işlevi minimize etmek veya maksimize etmek olarak tanımlanabilir. Bir sistemdeki mevcut kaynakları (işgücü, zaman, sermaye, süreçler, hammaddeler, kapasite, ekipman) en verimli şekilde kullanarak belirli hedeflere (maliyet azaltma, kar maksimizasyonu, kapasite kullanımı ve verimliliği maksimize etmek) ulaşmayı sağlayan bir teknoloji olarak ifade edilebilir (Türkay 2018).

Modelleme ve analiz optimizasyonun iki ana bileşeni olarak kabul edilir. Modelleme, gerçek hayatta var olan problemlerin matematiksel olarak ifadesi iken analiz ise bu modeli sağlayan en iyi çözümü bulmayı amaçlar.

Optimizasyondaki amaçlardan biri, kısıtlamalara bağlı olarak maksimum kâr ya da minimum maliyet sağlayacak üretim miktarını belirlemektir. Optimizasyon kavramı, çok çeşitli endüstriyel sektörlerde uygulama imkanı bulmuştur. Değişen ve gelişen

teknolojiler, sınırlı kaynaklar, artan rekabet ve klasik yöntemlerin (matematiksel veya matematiksel olmayan, analitik veya sayısal) oluşan bu problemleri çözmeye yetersiz kalması, optimizasyon kavramını önemli hale getirmektedir.

Optimizasyon teknolojisi, karar alma süreçlerini hızlandırmak ve gerçek dünyadaki sorunların etkili, doğru ve gerçek zamanlı çözümünü kullanarak karar kalitesini artırmak için kullanılır. Ekonomik kazanımlara ek olarak, müşteri, işveren ve çalışanların; optimizasyonda karar sürecine katılmak ve sistemdeki kaynakların kalitesini artırmak için etkili bir yöntem olarak kullanılmaktadır.

3.3.1 Optimizasyon modellerinin oluşturulması

Modeller, mühendislik ve temel bilimlerde sıklıkla kullanılan büyük sistemlerin özelliklerini yansıtan küçük boyutlu yapılardır. Modeller, genellikle sistemin özelliklerini yansıtan ve modelin gerçek amaçlarını içeren detayları barındırır. Örneğin, tasarım aşamasında olan bir aracın çarpışma testi ve aero-dinamik yapısını incelerken gerçek araç yerine araç modelleri kullanarak gerçekleştirilir (Türkay 2018).

Optimizasyon modelleri, sistemin işleyişini ve özelliklerini yansıtan, sistem içindeki ve çevresindeki diğer sistemler ile etkileşimini içeren matematiksel ifadelerdir. Optimizasyonun çalışma mantığı aşağıda gösterildiği gibidir.

$$\begin{cases} \max z = f(x, y) \\ k. s. g(x, y) = 0 \\ h(x, y) \leq 0 \\ x \in \mathbb{R}^n \\ x \in \{0, 1, 2, \dots, m\} \end{cases} \quad (3.28)$$

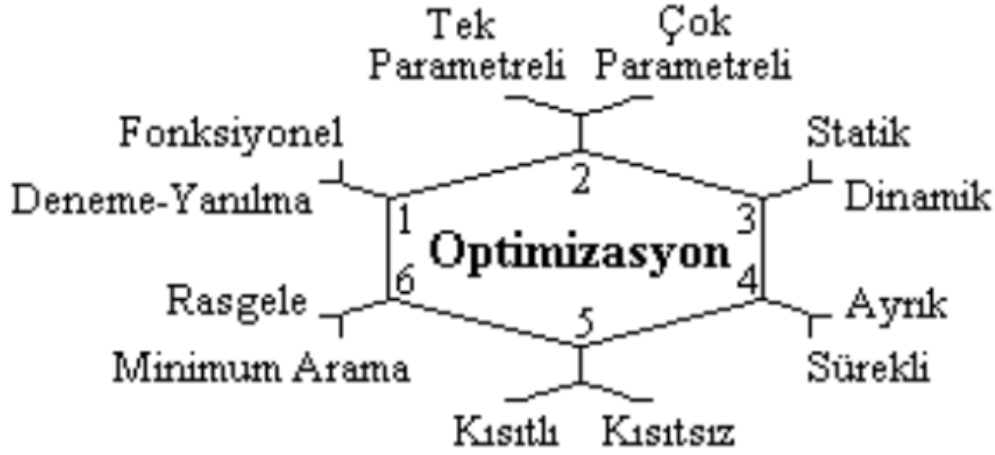
Denklem 3.28'de belirtilen $z = f(x, y)$ ifadesi amaç fonksiyonunu, x ve y karar değişkenlerini, n ise uzay boyutunu ifade etmektedir.

Optimizasyon problemlerinde $z = f(x, y)$ fonksiyonunu maksimum yapacak x ve y değerlerinin bulunması amaçlanmaktadır. Sistem özelliklerini, $g(x, y)$ ve $h(x, y)$ kısıtlamaları belirlemektedir.

3.3.2 Optimizasyon Problemlerinin Sınıflandırılması

Optimizasyon yöntemlerinin çoğunun uygulama alanı, belirli sorun türleriyle sınırlıdır. Sonuç alabilmek için, sorunun özelliklerine uygun optimizasyon yöntemi seçilmelidir.

Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması, hedef fonksiyonun matematiksel özelliklerine, kısıtlamalarına, kontrol değişkenlerine ve arama yöntemine dayanır. Optimizasyon yöntemleri aşağıda gösterildiği gibi altı sınıfta incelenebilir.



Şekil 3.15. Optimizasyon probleminin sınıflandırılması

a) Deneme-yanılma optimizasyonu: Deneme-yanılma optimizasyonu, çok fazla bilgi olmadan verileri etkileyen parametrelerin ayarlanmasıdır. Deneysel çalışma ve keşif yapılmasını sağlayan yöntemdir. Bu yönteme zıt olan yöntem ise matematiksel formül ile süreç tanımlanan fonksiyonel yaklaşımdır.

b) Tek ve çok parametrelili optimizasyon: Yalnızca tek parametre var ise optimizasyon tek parametrelidir. Optimizasyonda birden çok parametre var ise bu optimizasyon çok parametrelidir. Boyutların sayısı arttıkça optimizasyonun zorluğu da artar.

c) Statik ve dinamik optimizasyon: Statik optimizasyon zamandan bağımsız, dinamik optimizasyon ise zamana bağlı olarak veriler sunar. Örneğin evinden işe gitmek için birkaç yol bulunan bir insan için, en iyi yolun hangisi olduğu incelenebilir. Mesafe olarak bakılırsa problem statiktir. Amaç işe en kısa sürede ulaşmak ise, gidilecek yolun fiziksel durumu, trafik vb. gibi faktörler zamana bağlı değiştiğinden dolayı problem dinamik optimizasyon problemidir.

d) Sürekli ve ayrık parametrelili optimizasyon: Sürekli parametreler sonsuz sayıda değer alırken, ayrık parametreler ise sınırlı sayıda değer alırlar. Örneğin liste olarak verilen işlerin yapılması birbirinden bağımsız olduğu için ayrık parametrelili optimizasyon

sınıfındadır. Bir fonksiyonun minimum veya maksimum değerini bulmaya çalışmak ise sürekli optimizasyondur.

e) Sınırlı ve sınırsız optimizasyon: Bazen parametrelerin aldığı değerlere sınırlama getirilir. Sınırlı optimizasyon, kısıtları tanımlayan eşitlik ve eşitsizlikleri amaç fonksiyonuna katar. Sınırsız optimizasyon yönteminde parametreler herhangi bir değeri alabilir. Parametrelerin sınırları kaldırılarak sınırlı parametreler sınırsız parametrelere dönüştürülebilir.

f) Rastgele ve minimum arama algoritmaları: Çeşitli algoritmalar parametrenin başlangıç değerini ayarlayarak uygunluk değerini minimuma yaklaştırmaya çalışır. Bu yöntem hızlı olmasına rağmen yerel minimumlara ulaşabilir. Rastgele metotlar ise parametrelerin çözümü için olasılık hesaplarını kullanmaktadır. Bu yöntemler yavaş olmakla birlikte daha iyi optimum sonuç vermektedir.

3.3.3 Arama Yöntemleri

Arama yöntemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir.

- a) Cebirsel tabanlı yöntemler
- b) Sıralamalı yöntemler
- c) Rastgele arama
- d) Evrimci algoritmalar

a) Cebir tabanlı yöntemler: Doğrudan ve dolaylı yöntem olarak iki gruba ayrılır. Dolaylı yöntemde, amaç fonksiyonun gradyanı sıfıra eşitlenerek elde edilir ve genellikle doğrusal olmayan denklemler çözülerek uç noktalara ulaşmaya çalışılır. Doğrudan yöntemde ise fonksiyonda belirlenen bir noktadaki gradyana bağlı olarak arama yapılmaktadır. Sürekli fonksiyonların optimizasyonu için geliştirilen yöntemlerdendir (Öztürk 2002).

b) Sıralamalı yöntemler: Belirli bir arama bölgesinde veya ayrık durumdaki sonsuz uzay elemanlarından her defasında amaç fonksiyonu olarak farklı elemanları deneyerek arama yapan yöntemdir. Basit bir yöntem gibi görünmesine rağmen arama yapılacak uzayın büyüklüğü, arama süresini aşırı derecede artırır (Öztürk 2002).

c) Rastgele arama: Sistemik yaklaşım yapılan arama algoritmaları başarısız olduğunda sistemik olmayan yöntemler yani rastgele arama yöntemleri benimsenmelidir. Arama

alanındaki noktalar rastgele seçilerek uygunluğu değerlendirilir. Uygun değer bulunana kadar yapılan arama devam eder. Bu yöntem, keşiflerden elde edilen bilgileri kullanmamaktadır (Öztürk 2002).

Rastgele arama ve cebirsel tabanlı yöntemler birlikte uygulanırsa, çok fazla yerel maksimum ve minimuma sahip olmayan fonksiyonlarda başarı oranı yüksek olabilir. Bununla birlikte arama denemeleri birbirinden izole olarak gerçekleştirileceğinden, eğrinin bütününe gösteren sonuç bulunamaz. Arama sırasında, arama bölgesinin her noktası eşit olarak değerlendirilmektedir. Uygunluk değeri düşük bölge ile uygunluk değeri yüksek bölgede değerlendirilen nokta sayıları eşittir.

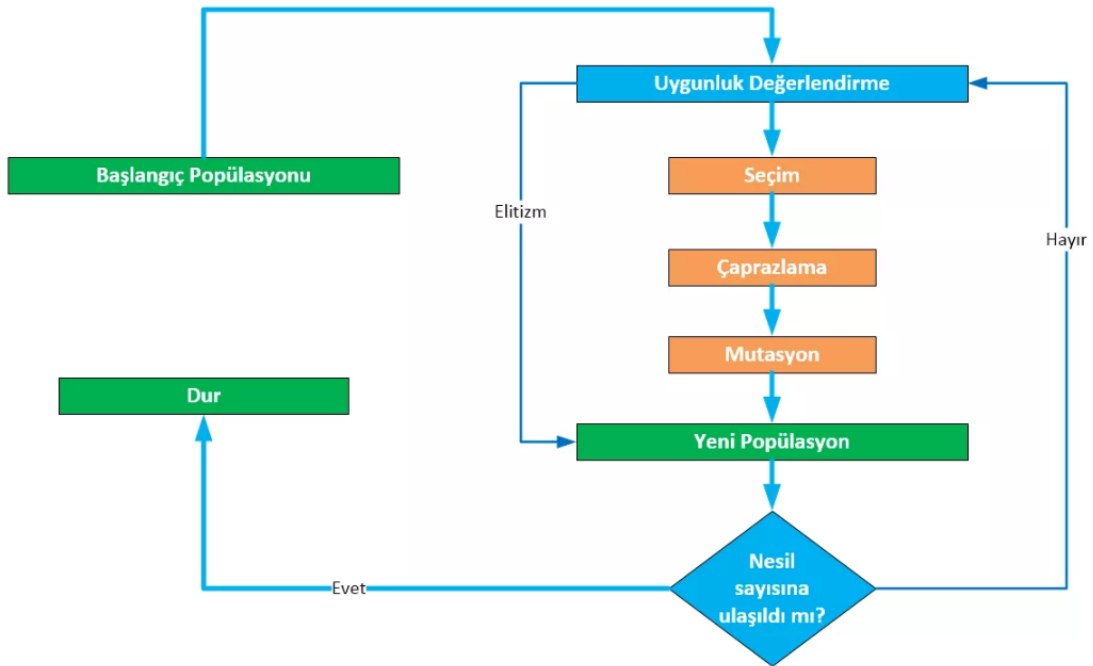
d) Evrimci Algoritmalar: Optimizasyonu doğal evrim sürecini taklit ederek yapan yöntemlerdir. Evrimci algoritmalar tasarım ve uygulamada evrim sürecinin hesaplamalı modellerine dayanan bilgisayar tabanlı problem çözme sistemleridir.

Evrimsel programlama(EP): Rastgele değerler ile oluşturulan P adet kromozom mutasyon operatörü tarafından P adet yeni birey elde etmek için kullanılır. Olasılıklı bir seçim ile P adet birey, 2P popülasyona ulaşan topluluktan yeni nesil oluşturmak için seçilmektedir. Elde edilen optimum oranı kaybetmemek için toplumda en yüksek uygunluk değeri bulunan bireyin her zaman bulunması gerekir.

Evrimsel stratejileri(ES): Üremenin kontrollü bir değişime dayanarak yapıldığı ve eşleştirmeye dayanmadığı, ancak genlerin yalnızca sayısal değerlerden oluştuğu doğrusal bir veri yapılı bir yöntemdir. Üremede bütün bireylerin her gen değeri, evrimsel yöntemlerle değiştirilen ve bireyin genine özgü olan standart sapma ile belirlenen normal bir olasılık dağılımına göre farklılaştırılır. Bu yöntemde ebeveyn ve yeni bireylerin uygunluk değeri en yüksek olan P adet birey yeni nesil oluşturmak amacıyla seçilir. Evrimci algoritmadan farkı yeniden düzenleme önemli bir parametredir.

Genetik algoritmalar(GA): Canlı organizmalardan esinlenilmiştir. Canlılar yıllardır doğal seçim süreci ve güçlülerin hayatta kalması prensibine göre gelişmiştir (Beasley ve ark. 1993). Genetik algoritmanın temeli evrim sürecini takip etmektedir, evrim içinde biyolojik süreçlerden hangilerinin esas, hangilerinin önemli yada önemsiz olduğu hala araştırmalara konu olmasından dolayı gelişime her zaman açıktır.

Genetik algoritma, mevcut sorunun çözümünü temsil eden diziliş olan birey toplulukları üzerinde çalışır. Bu dizilişlerin her biri kromozom olarak anılmaktadır. Bütün bireylere çözümün başarı seviyesine göre uygunluk değeri verilir. Önceden belirlenmiş stratejiye sahip seçim süreci sonucunda, uygunluk değerleri yeterli seviyeye sahip olan bireylerin çaprazlama işlemi ile üremesi sağlanarak yeni nesiller elde edilir. Üreme sonucunda oluşan her neslin içeriği, atalarında bulunan uygunluk değeri arttırıcı özellikleri daha fazla oranda bulundurur. Böylece toplumda, neslin sayısı arttıkça uygun değerli bireyler daha yaygın hale gelmektedir. Genetik algoritma iyi tasarlanmışsa, üzerinde çalışılan topluluk uygun bir çözüme yakınsayacaktır. Genetik algoritma çeşitli yöntemler ile çözümünde zorlanılan sorunların da içinde bulunduğu geniş bir uzayda başarılı bir şekilde uygulama ve geliştirme imkanı sağlamaktadır (Beasley ve ark. 1993).



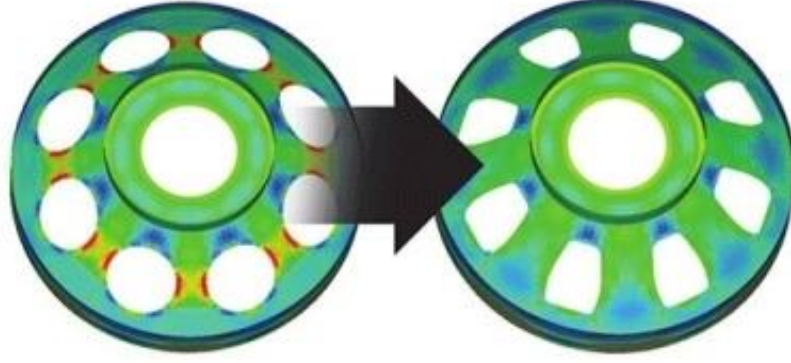
Şekil 3.16. Genetik algoritma akış diyagramı

3.4.Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyon problemleri topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu olmak üzere üçe ayrılabilir. Parçaya topoloji optimizasyonu uygulandıktan sonra şekil optimizasyonu uygulanarak parçanın dış kısmına ve deliklerine uygun şekil verilir. Eğer gerekli ise daha sonra boyut optimizasyonu da uygulanarak parçaya son şekli verilmiş olur.

3.4.1. Şekil optimizasyonu

Şekil optimizasyonunda yapının dış sınırlarının ve deliklerinin şeklini değiştirerek optimum duruma getirilmesi amaçlanmaktadır. Lokal stres değerlerinin azaltılması gibi problemler bu yöntemle çözülebilmektedir.



Şekil 3.17. Şekil optimizasyonu örneği

3.4.2. Boyut optimizasyonu

Parçaların en uygun model özelliklerini (malzeme özellikleri, kalınlık, boyut) bulmak amacıyla boyut optimizasyonu yapılır.

3.4.3. Topoloji optimizasyonu

Bir parçanın sınırlı bir alana sığacak şekilde tasarlanması, hafif olması ve uzun bir kullanım ömrüne sahip olması için yeni tasarım fikirleri ortaya konulmalıdır. Parçalar genellikle mevcut bir tasarım veya konsept ile tasarlanır ve geliştirilir. Bu gibi durumlarda, boyutlar veya diğer tasarım girdileri parametreler yardımıyla tanımlanır. Çalışacak bir tasarım olmadığında, bir veya iki kavramsal tasarım oluşturulabilir. Bu tasarımlara standart optimizasyon yöntemleri uygulanabilir.

Topoloji optimizasyonunda hedef, verilen kısıtlamalar göz önünde bulundurularak parça için en iyi malzeme dağılımını elde etmektir. Optimizasyon için yer değiştirme, maksimum gerilme, doğal frekans gibi kısıtlamalar tanımlanmaktadır. Kullanılan optimizasyon yazılımı bu kısıtlamaları dikkate alarak kütle, hacim yer değiştirme değerlerini istenilen seviyeye getirmek için parça üzerinde boşaltmalar yapar.

a) Ayrık yapılarda topoloji optimizasyonu: Kafes sistemi gibi ayrık yapılarda topoloji optimizasyonu birçok sektörde vurgulanan bir konudur. Bu tür yapılarda en yaygın

kullanılan yöntem temel bina yaklaşımıdır. Optimizasyon, temel yapılardaki en önemli çubukları korur ve önemsiz olanı kaldırarak en iyi topolojiyi elde etmeye çalışır.

b) Homojenleştirme metodu: Homojenizasyon yöntemi, sistemi kompozit ve mikroyapısal bir oluşum olarak kabul eder ve bu yapı homojenleştirilir. Bu yönteme göre bir mikro yapı; Materyal içermeyen (delik boyutu = 1), izotropik malzeme (delik boyutu = 0) ve ortotropik ($0 < \text{delik boyutu} < 1$) malzeme içeren geliştirilmiş gözenekli malzeme olarak üç gruba ayrılır (Göv ve Kütük 2007).

Yöntem, hacim veya kütle kısıtlamasına tabi model üzerinde minimum esneklik veya maksimum sertlik ile yapıyı bulmak için tasarım değişken olarak deliğin boyutlarını ve yönelim açısını kullanır. Mevcut malzeme miktarı, mikro yapı özelliklerinden faydalanılarak hacme değişken olarak tekrar dağıtılır.

c) Yoğunluk(Malzeme dağılım) metodu: Yoğunluk yönteminde, malzeme yoğunluğu doğrudan bir tasarım değişkeni olarak kullanılır. Eleman içindeki boşluk yönü açıkça tanımlanabiliyorsa ve birden fazla tasarım değişkeni ile ilgili herhangi bir problem olmuyorsa, amaç fonksiyonuna dayanarak homojenleştirme yöntemi uygulanabilir.

3.5.Yorulma Analizi

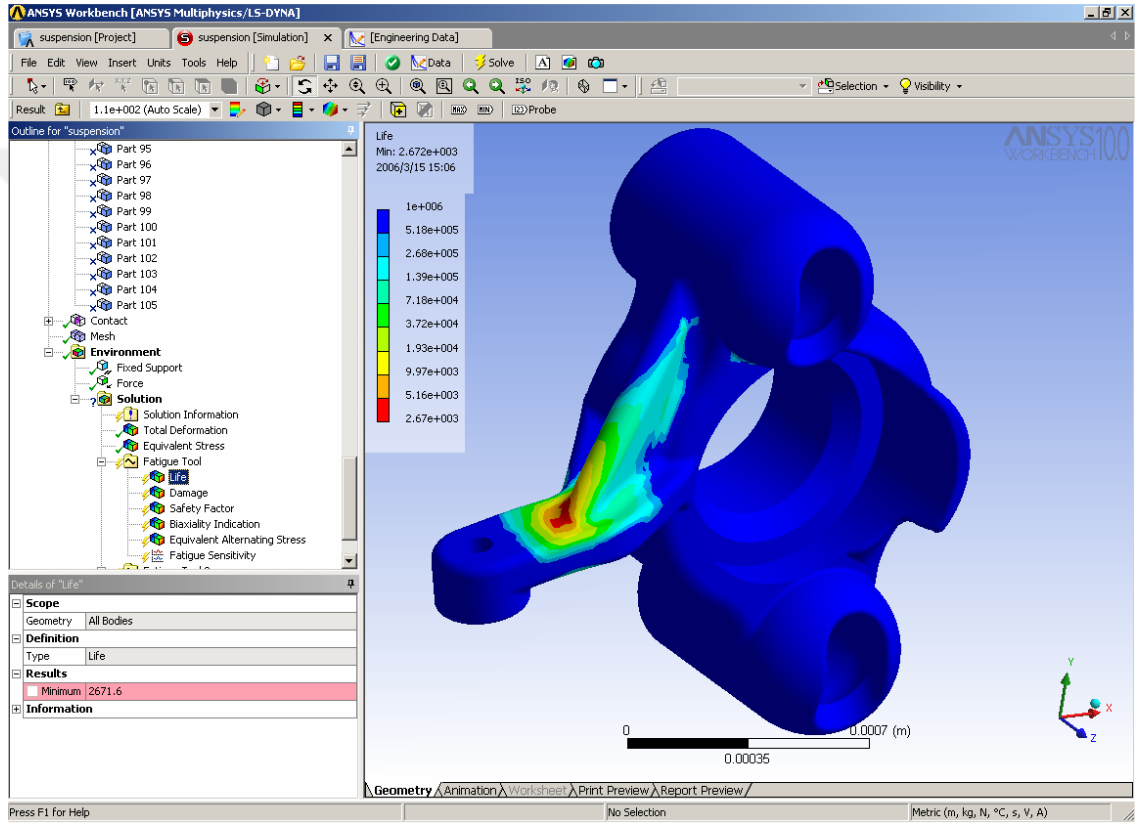
Makine elemanları genellikle değişen yük ve gerilmelere maruz kalırlar. Elemana etki eden yük statik olsa bile, kesitlerinde oluşan gerilmeler değişken olabilir. Örneğin, bir şaftta etki eden statik yüklerden dolayı oluşan gerilmeler dinamiktir.

Dinamik gerilmelerin etki ettiği elemanlarda, önemli olan tekrar sayılarıdır, gerilmenin maksimum veya minimum değeri önemli değildir. Dinamik gerilmeler malzeme içyapısında bir miktar yıpranmaya neden olur. Bundan dolayı kopma olayı sınırların altında gerçekleşmiş olur. Dinamik gerilmelere maruz kalan malzemenin içyapısındaki meydana gelen değişikliklere yorulma denir. Elemanda kopma olayı meydana gelene kadar geçen süreye ise ömür adı verilir. Değişken gerilmelerde kopma, yüzeydeki bir noktadan başlar. Malzeme bu nokta etrafında yorulur ve çatlaklar meydana gelir. Zamanla bu çatlağın derinleşmesiyle, çatlak dışındaki bölgelerde gerilme mukavemet sınırını aşarak elemanın kırılmasına sebep olur. Bu tür kırılmalarda yüzeyde iki bölge görülür. Kırılma yüzeyinin bir kısmı mat ve düz, diğer kısmı ise parlak ve tanelidir. İlk bölge önceden oluşan ve zaman içerisinde büyüyen çatlağı göstermektedir. İkinci bölge ise aniden kopan bölgedir (Chaush 2008).

Çoğu parça başlangıçta iyi çalışmasına rağmen, belirli bir süre sonra maruz kaldığı yüklere bağlı olarak yorulma hasarına uğrayarak işlevselliğini kaybeder. Yorulma analizlerinin temel amacı malzemenin ömrü boyunca ne kadar kullanılabileceğini analiz etmektir.

3.5.1. Yorulma ömrü

Yorulma analizi yapılan parçanın olası ömrünü ifade etmek için kullanılır. Yorulmadan dolayı parçada kopma meydana gelene kadarki çevrim sayısını gösterir.



Şekil 3.18. Yorulma ömrü örnek

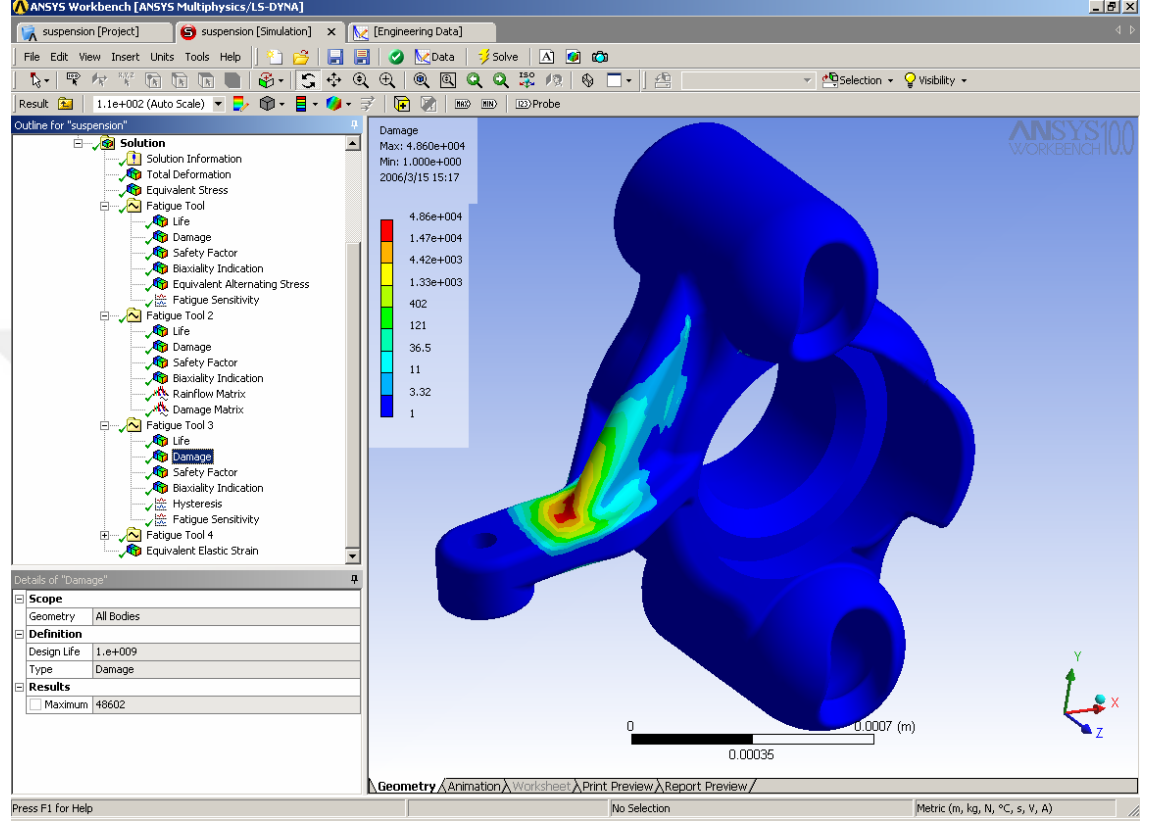
3.5.2. Yorulma hasarı

Verilen ömür için yorulma hasarını gösterir. 1'den büyük değerler, parçanın ömrü tamamlanmaya kadar olan hasarları gösterir.

3.5.3. Yorulma güvenlik faktörü

Verilen ömre göre parçanın güvenliği hakkında bilgi verir. Maksimum güvenlik değeri 15'tir. 1'den küçük değerler parçanın ömrü tamamlanmadan önceki güvensiz bölgeleri temsil eder.

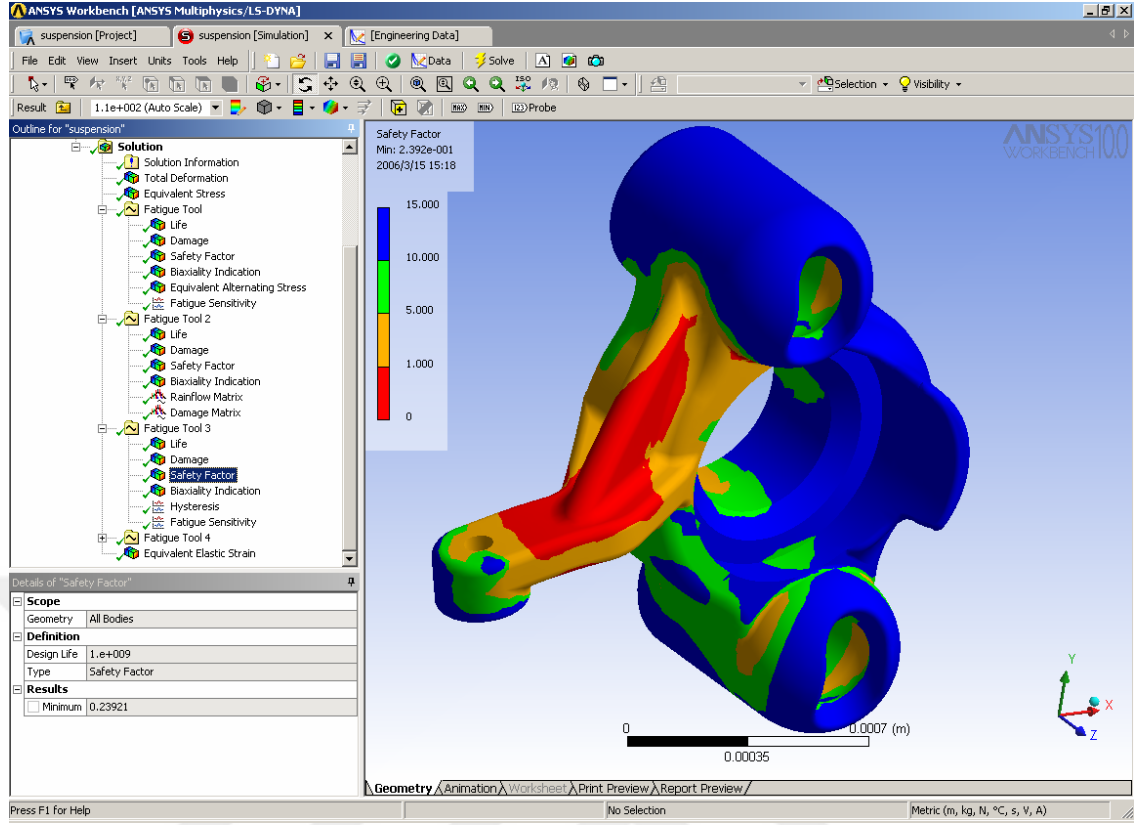
Yorulmada emniyet katsayıları kullanılmaktadır. Deneylerde kullanılan modellerin yüzeyleri genellikle düzgündür. Ancak uygulamada kullanılan parça yüzeyleri pürüzlü olabilirler. Bu durum gerilme yığılmasına neden olabilir. Bu nedenle yorulmaya maruz kalan parçalarda n emniyet katsayısı genellikle yüksek alınır.



Şekil 3.19. Yorulma hasarı örnek

Yorulmaya etki eden faktörler şöyledir:

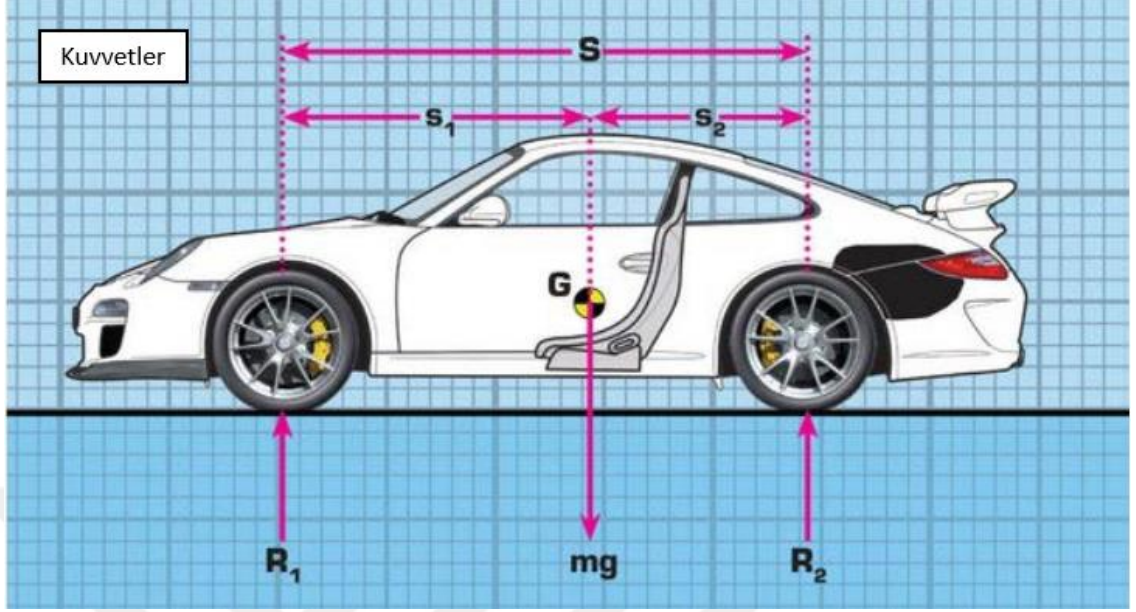
- Gerilme birikmesi
- Artık gerilmeler
- Sıcaklık derecesi
- Soğukta işlenme
- Sanayideki tekerrür
- Korozyon tesiri
- Yorulma sınırları dışındaki ve içindeki yüklemeler
- Yüzey şartları



Şekil 3.20. Güvenlik faktörü örnek

4. BULGULAR

4.1. Parça Üzerine Gelen Kuvvetlerin Hesaplanması



Şekil 4.121. Statik durumda araca etki eden kuvvetler

Araç ağırlığı=1 149 kg

Araçtaki yolcu ağırlığı=80*5=400 kg

Araç toplam ağırlığı=1 549 kg =15,195 kN

Aracın toplam ağırlığı ön ve arka aksa bölünmelidir. Bu ağırlığın %52'si ön aksa, %48'i arka aksa aktarılır (Kulkarni ve ark. 2016).

Ön aks ağırlığı= 0,52*1549=805,48 kg =7,901 kN

Arka aks ağırlığı= 0,48*1549=743,52 kg = 7,293 kN

Çizelge 4.1. Hesaplanan kuvvetler

No	Açıklama	Sembol	Değerler
1	Aracın toplam ağırlığı	W	15 195,69 N
2	Ön aks ağırlığı	F1	7 091,7588 N
3	Arka aks ağırlığı	F2	7 293,9312 N
4	Tekerlek sürtünme katsayısı	μ	1,5
5	Tekerlekler arası mesafe	S	2 636 mm
6	Araç hızlanma ivmesi	a	2,83 m/s ²
7	Ağırlık merkezi yüksekliği	h	720 mm

$$\sum MA = 0 \quad 15,195 \times X - 7,293 \times 2636 = 0$$

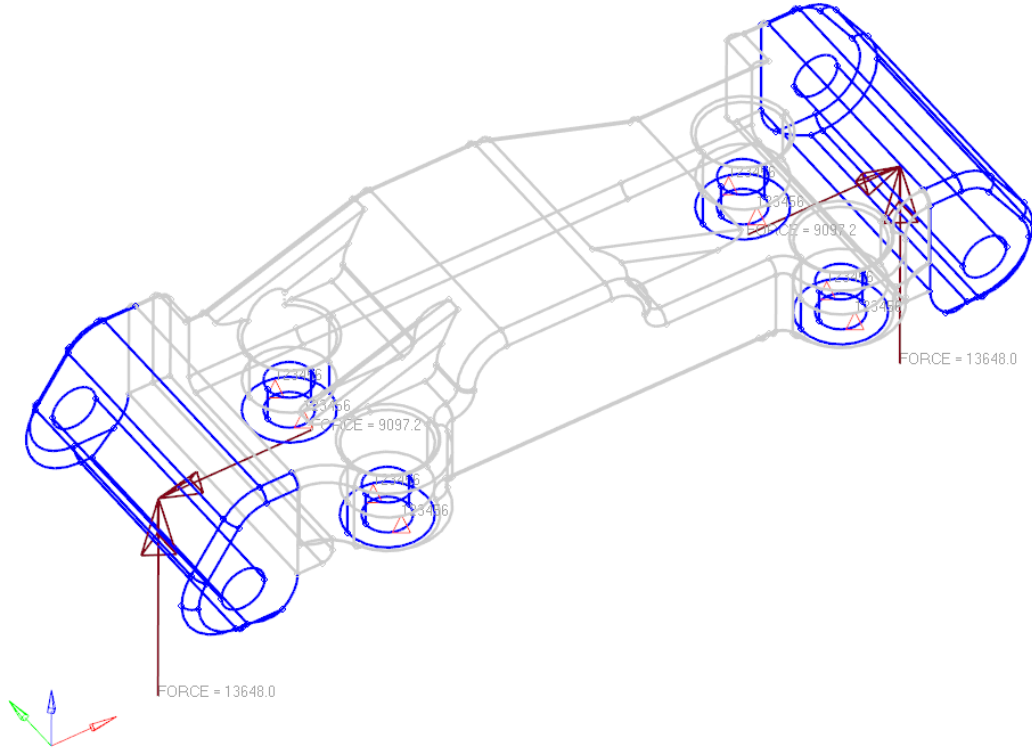
$$X = 1265,175 \text{ mm} \quad Y = 2636 - X = 1370,825 \text{ mm}$$

$$FB = \frac{\mu}{2} W \left[\frac{Y}{S} + \frac{a}{g} + \frac{h}{g} \right] = 12,319 \text{ kN}$$

$$FV = \frac{3}{2} W \left[\frac{Y}{S} + \frac{ah}{gS} \right] = 13,648 \text{ kN}$$

$$FL = W \left[\frac{Y}{S} + \frac{ah}{gS} \right] = 9,0972 \text{ kN}$$

Parçanın süspansiyon sistemine bağlandığı noktalar ve kuvvet uygulanan noktalar Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



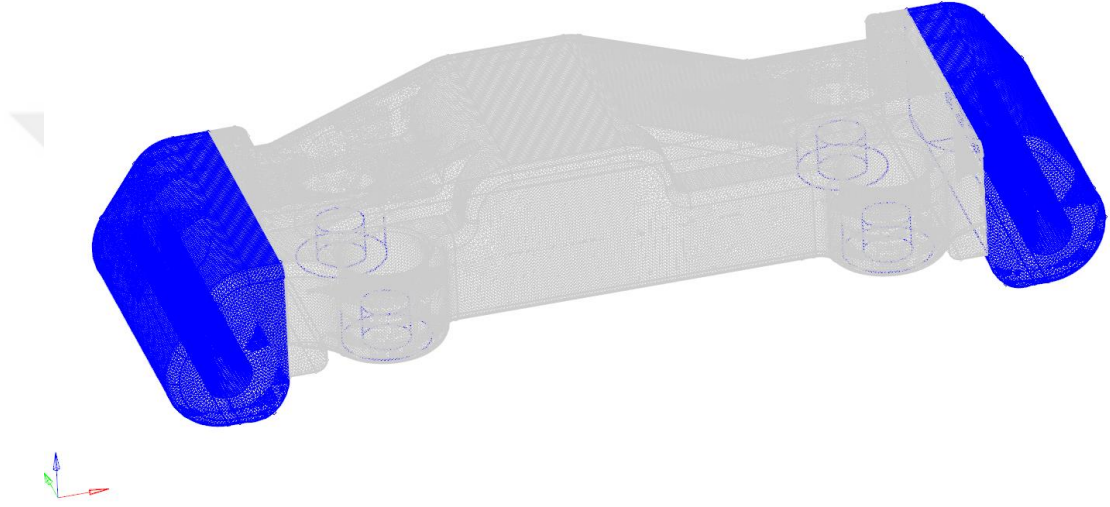
Şekil 4.2. Parça sabitleme ve kuvvet uygulama noktaları

Analiz ve optimizasyon çalışmalarında kullanılacak sonlu elemanlar modeli Hypermesh programında oluşturulmuştur. Model Hypermesh programına aktarıldıktan sonra, model üzerinde mesh yapısını bozabilecek çizgiler, radyüsler kaldırılmıştır.

4.2. Sonlu Elemanlar Modeli

Sonlu elemanlar modeli, Hypermesh 17.2 programında sonlu elemanlar teorisine göre hazırlanmıştır. Hypermesh programında komponent, özellik malzeme bilgileri oluşturulmuştur. Parçanın modeli 1111688 elemandan oluşmuştur.

Modelleme yapılırken karışım elemanlar tercih edilmiştir ve eleman boyutu olarak 2 mm seçilmiştir. Sonlu elemanlar modeli hazırlandıktan sonra OptiStruct programı için gerekli bilgiler ve sınır koşulları tanımlanmıştır.

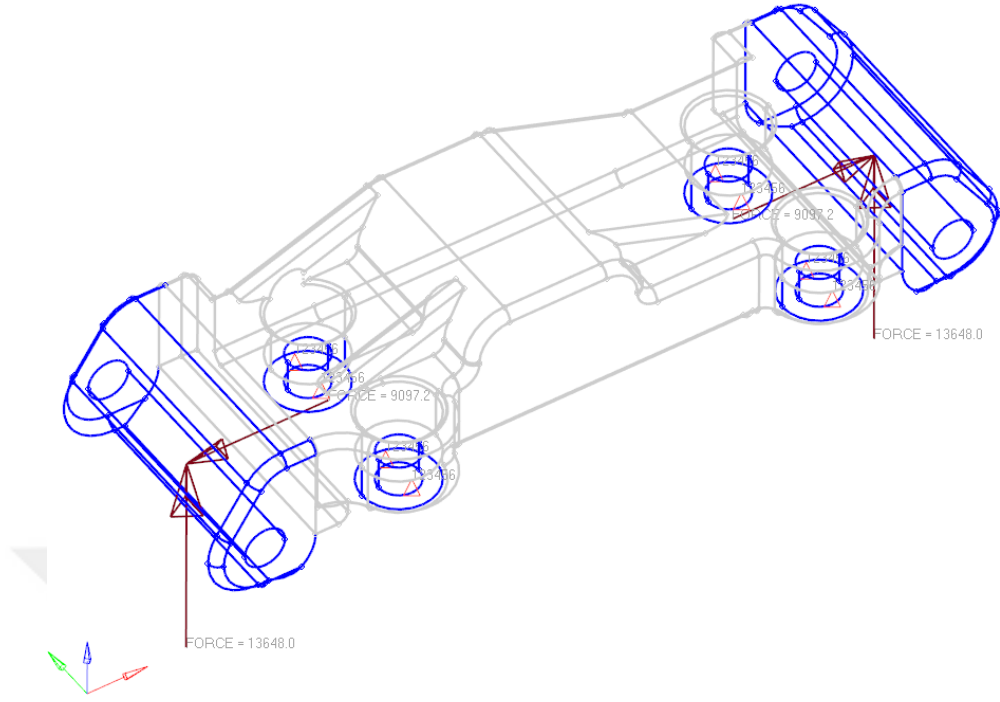


Şekil 4.322. Optimizasyon çalışması için oluşturulan sonlu elemanlar modeli

4.3. Analiz Modelinin Oluşturulması

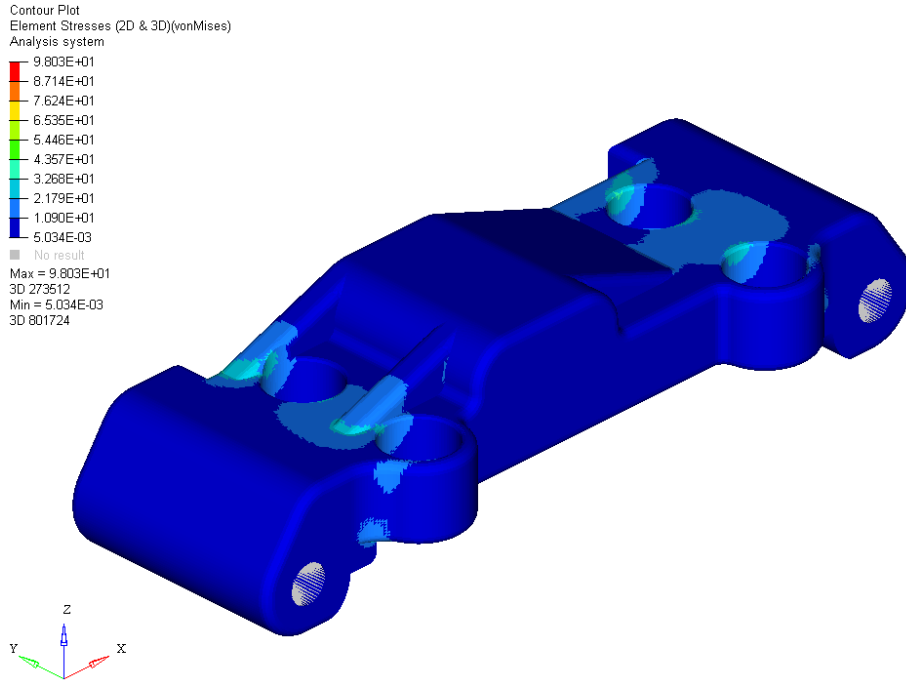
Hypermesh programında ağ yapısı oluşturulan parçanın özelliği katı tanımlanmıştır. Parçaya katı mesh oluşturulmuş ve P_SOLID kartı seçilmiştir.

Parça süspansiyon sistemine bağlandığı noktalardan sabitlenerek, daha önceki bölümlerde hesaplanan kuvvetler uygulanmıştır.

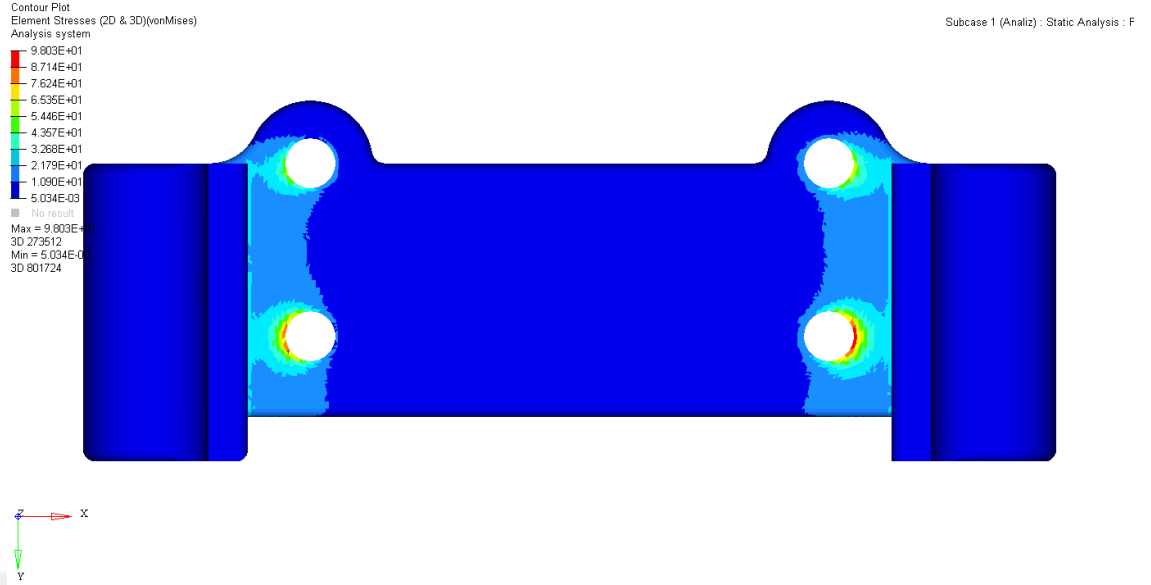


Şekil 4.4. Optimizasyon modeli yükleme şartları

Parçaya yapılan statik analiz sonucunda parça üzerinde oluşan gerilme değerleri Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'te görülmektedir.

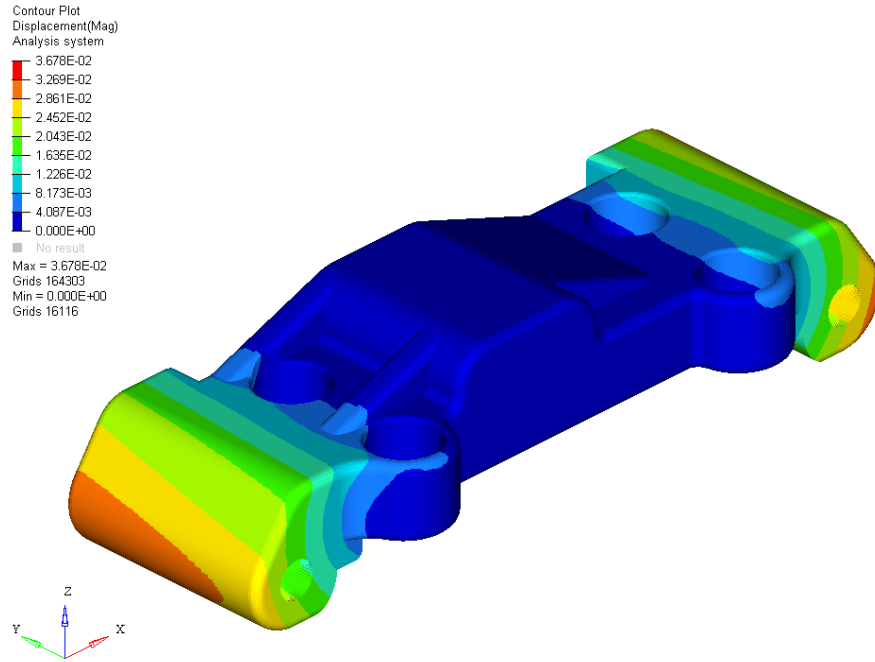


Şekil 4.5. Parça üzerinde Von Mises gerilme dağılımı (izometrik görünüm)

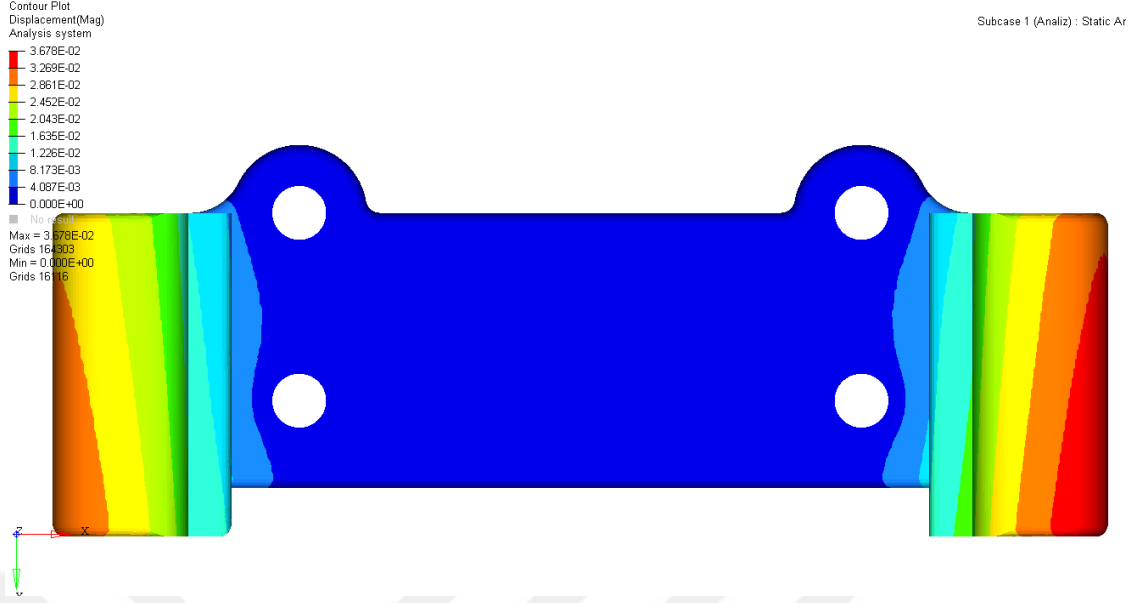


Şekil 4.6. Parça üzerinde Von Mises gerilme dağılımı (alt görünüm)

Önemli kısımlarda ortaya çıkan stres dağılımlarının incelenmesinden sonra, parçanın uygulanan kuvvetler altındaki yer değiştirme değerleri Şekil 4.7 ve 4.8’de gösterilmiştir.



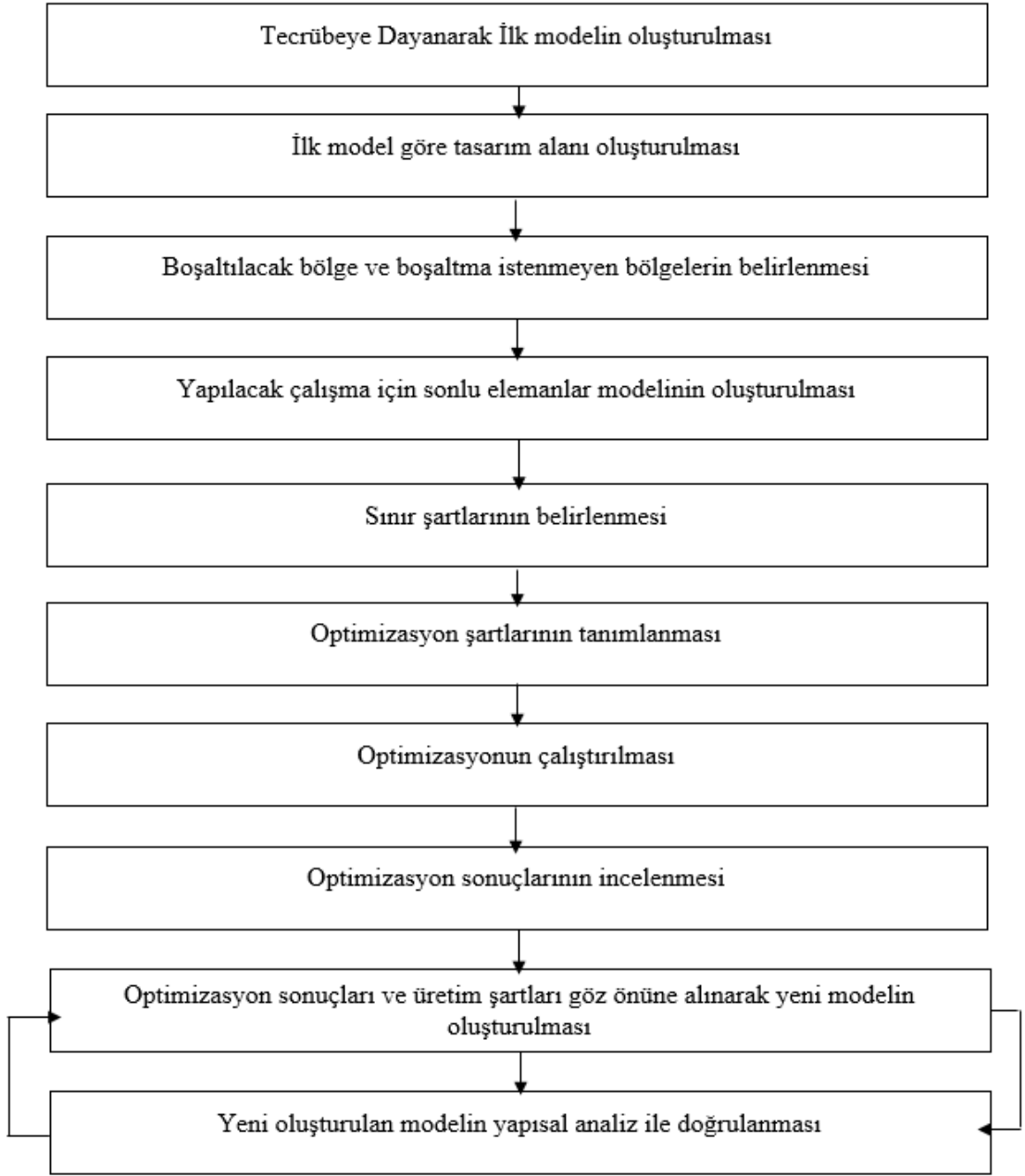
Şekil 4.7. Parça üzerindeki yer değiştirme dağılımı (izometrik görünüm)



Şekil 4.8. Parça üzerindeki yer değiştirme dağılımı (alt görünüm)

4.4. Topoloji Optimizasyonu Çalışması

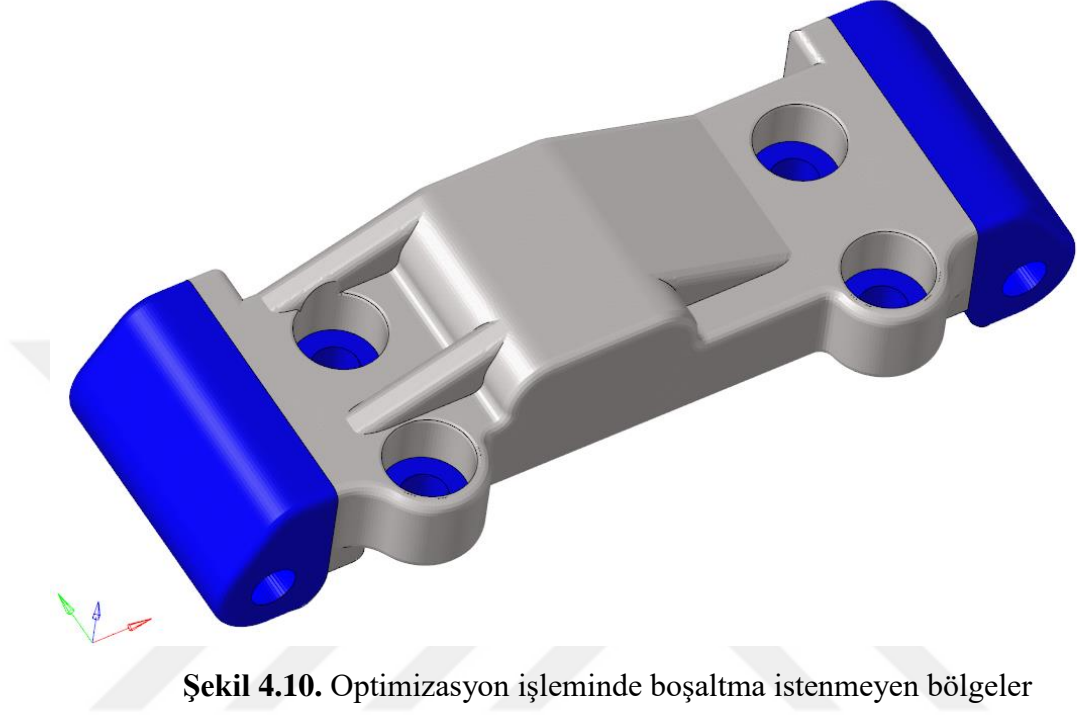
Gerilme ve yer değiştirme değerlerinin bulunmasından sonra topoloji optimizasyonuna geçilir. Topoloji optimizasyonu Altair Optistruct modülü aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonu süresince Şekil 4.9’da görülen akış izlenmiştir.



Şekil 4.9. Topoloji optimizasyonu süreci

Topoloji optimizasyonu için elimizde bulunan mevcut tasarım kullanılmamalıdır. Mevcut tasarım genişletilerek optimizasyon çalışmalarının yapılması, optimizasyon sonucunda oluşacak parçanın dayanımının daha iyi olduğu yapılan çalışmalarla belirlenmiştir (Işık 2009).

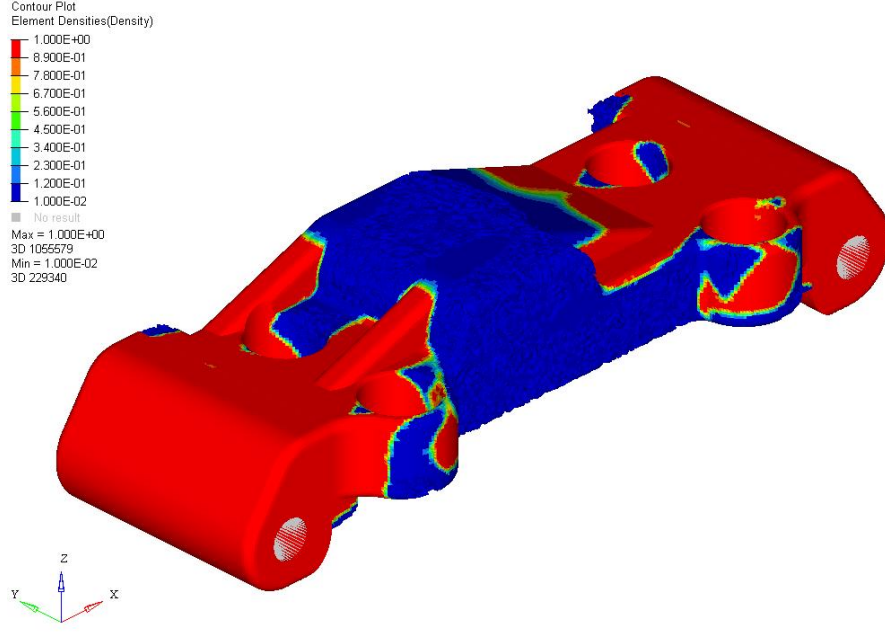
Parçanın süspansiyon sistemine bağlandığı noktalar ve kuvvet uygulanan bölgeler boşaltma istenmeyen bölge olarak programa tanıtılmıştır. Şekil 4.10'de boşaltma istenmeyen bölgeler mavi renkle gösterilmiştir.



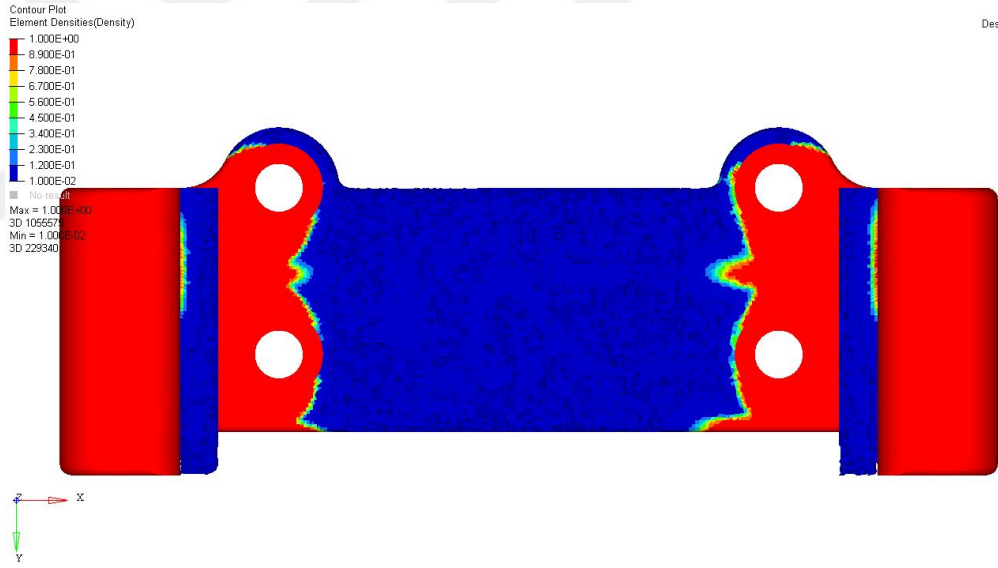
Şekil 4.10. Optimizasyon işleminde boşaltma istenmeyen bölgeler

Tüm bu işlemlerden sonra topoloji optimizasyonu Altair Optistruct modülü ile başlatılmıştır. Bu işlemde amaç, tanımlanan sınırlara göre istenilen koşullara en uygun modeli elde etmektir.

Topoloji optimizasyonu sonuçlarına göre malzeme çıkarılabilecek yerler mavi, çıkarılmaması istenen yerler ve çıkarılmaması gereken yerler kırmızı renk ile görüntülenmiştir.(Şekil 4.11, Şekil 4.12)

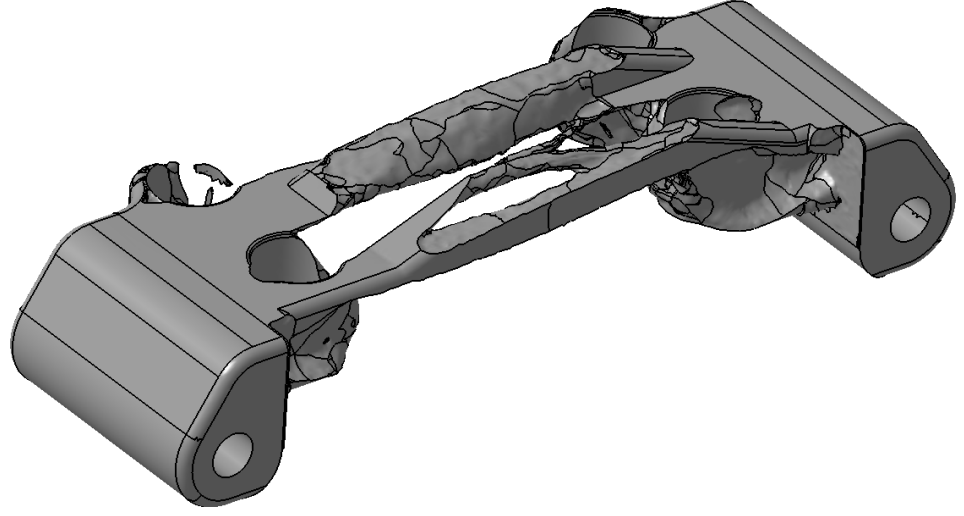


Şekil 4.11. Topoloji optimizasyon sonucu(İzometrik görünüm)

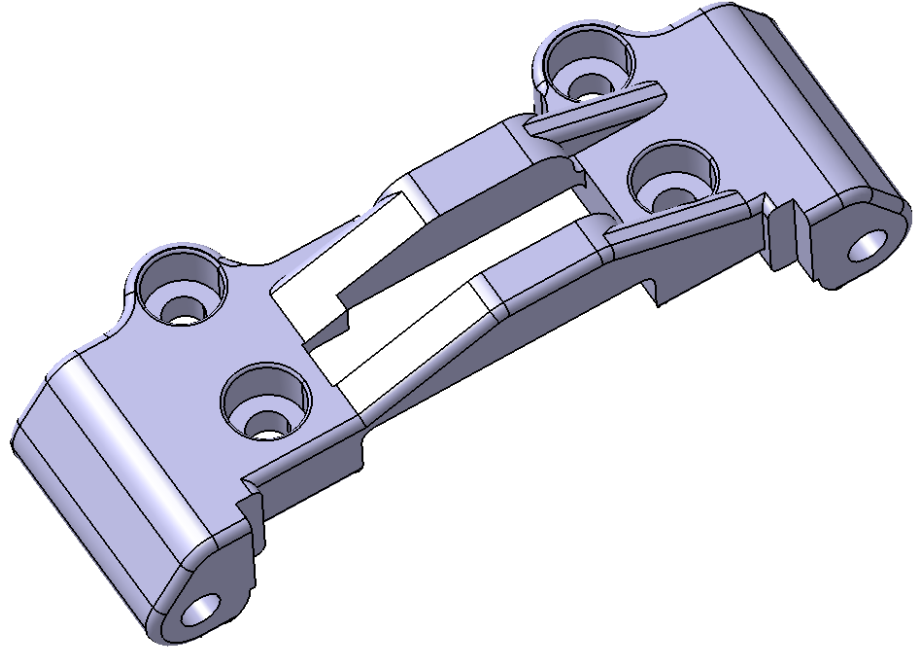


Şekil 4.12. Topoloji optimizasyon sonucu(Alt görünüm)

Bu aşamadan sonra, elde edilen modelin CAD yazılımlarına aktarılabilmesi için Altair yazılımında OSSmooth modülü kullanılmıştır. Bu işlem sonrasında Şekil 4.13’de gösterilen model elde edilmiştir. Elde edilen bu modelde gerekli düzenlemeler yapılarak Şekil 4.14’de gösterilen model elde edilmiştir.



Şekil 4.13. OSSmooth modülü ile elde edilen model



Şekil 4.14. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen model

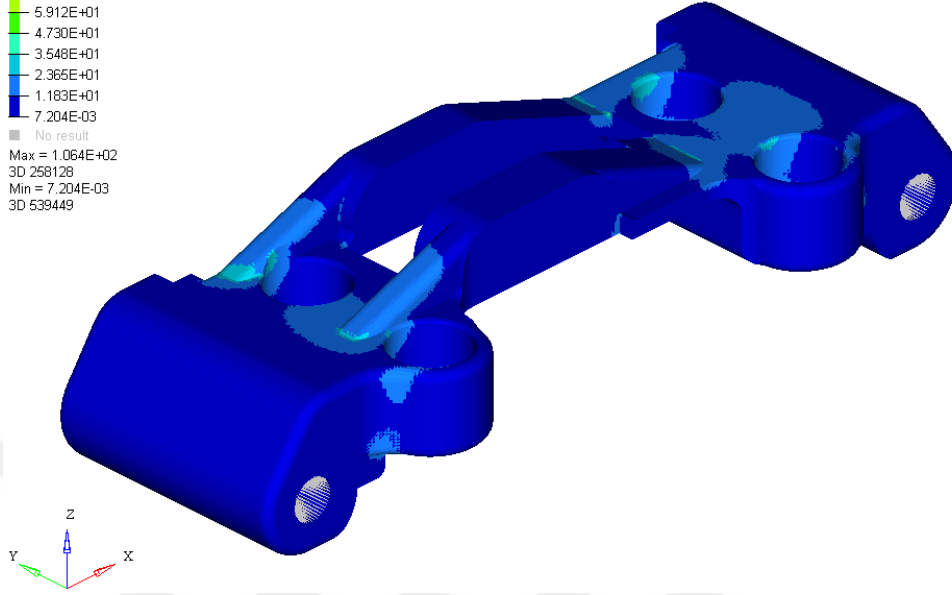
4.5. Yeni Modelin Analizi

Topoloji optimizasyonu sonrasında elde edilen modelin analizleri yapılarak ilk modelle karşılaştırma yapılmıştır. Maksimum gerilme miktarı $8,37 \text{ N/mm}^2$ artarken, yer değiştirme miktarı ise $0,00586 \text{ mm}$ artmıştır. Topoloji optimizasyonu sonrasında elde edilen modelin analiz sonuçları Şekil 4.15 ve 4.16' da gösterilmiştir.

Contour Plot
Element Stresses (2D & 3D)(vonMises)
Analysis system

1.064E+02
9.459E+01
8.277E+01
7.094E+01
5.912E+01
4.730E+01
3.548E+01
2.365E+01
1.183E+01
7.204E-03
No result

Max = 1.064E+02
3D 258128
Min = 7.204E-03
3D 639449

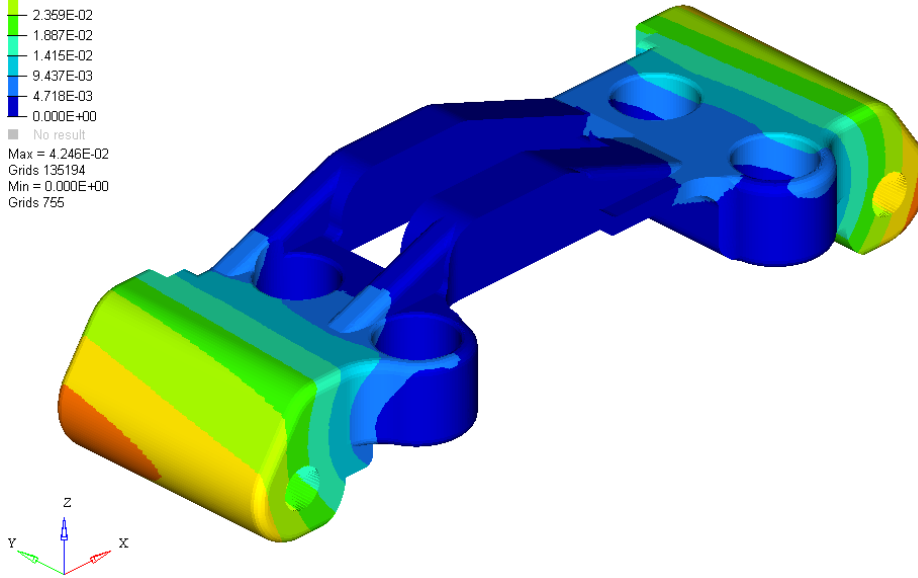


Şekil 4.15. Yeni modelin Von Mises gerilme dağılımı

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

4.246E-02
3.775E-02
3.303E-02
2.831E-02
2.359E-02
1.887E-02
1.415E-02
9.437E-03
4.718E-03
0.000E+00
No result

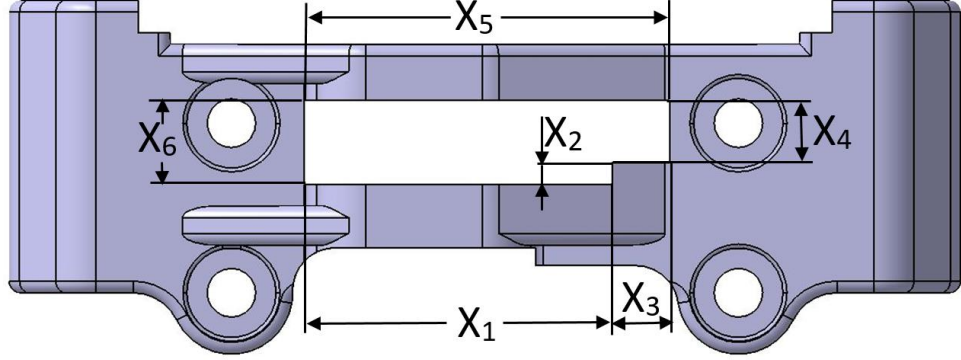
Max = 4.246E-02
Grids 135194
Min = 0.000E+00
Grids 755



Şekil 4.16. Yeni modelin yer değiştirme dağılımı

4.6. Şekil Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu sonrasında elde edilen model, gerilme değerlerinin azaltılması için şekil optimizasyonuna tabi tutulmuştur. Şekil optimizasyonu Altair HyperStudy programı kullanılarak yapılmıştır.



Şekil 4.17. Şekil değişkeni uygulanan bölgeler ve çeşitleri

Çizelge 4.2. Tasarım parametre sınırları

Tasarım Parametreleri	Alt Limit	Başlangıç Değeri	Üst Limit
X ₁ (mesafe) (mm)	176,096	181,096	186,096
X ₂ (mesafe) (mm)	7,755	12,755	17,755
X ₃ (mesafe) (mm)	28,682	33,682	38,382
X ₄ (mesafe) (mm)	31,388	36,388	41,388
X ₅ (mesafe) (mm)	209,778	214,778	219,778
X ₆ (mesafe) (mm)	44,144	49,144	54,144

Şekil optimizasyonu Çizelge 4.2’de verilen tasarım parametrelerine göre yapılmıştır. Amaç fonksiyonu olarak kütlenin minimizasyonu, kısıt olarak gerilme değerinin 250 N/mm²’yi aşmaması istenerek optimizasyon çözümü yapılmıştır. Şekil optimizasyonunda genetik algoritma kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.3’te gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. Şekil optimizasyonu sonuçları

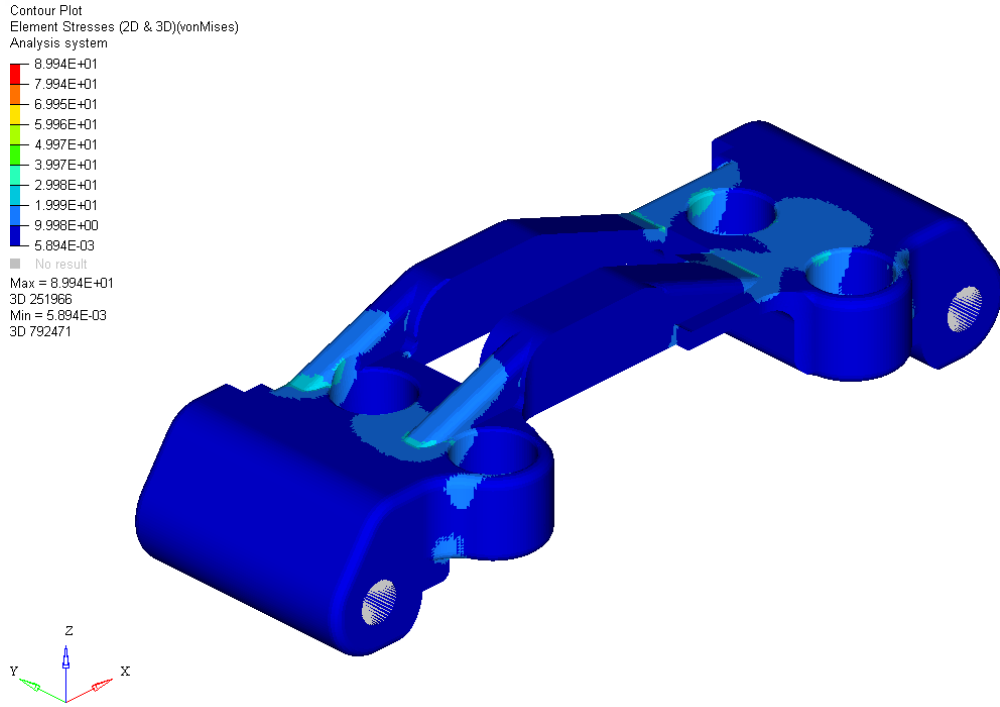
X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	stress
1	1	1	1	1	1	108,77761

Yapılan analiz ve optimizasyonlar sonucunda elde edilen sonuçlar Çizelge 4.4’te verilmiştir. Topoloji optimizasyonundan sonra artan maksimum gerilme miktarı, şekil optimizasyonu ile azaltılmıştır. Optimizasyonlar sonucunda parçanın ağırlık ve hacmi %35,203 azaltılmıştır. Parçada oluşan gerilme değeri ise %8,252 azaltılmıştır.

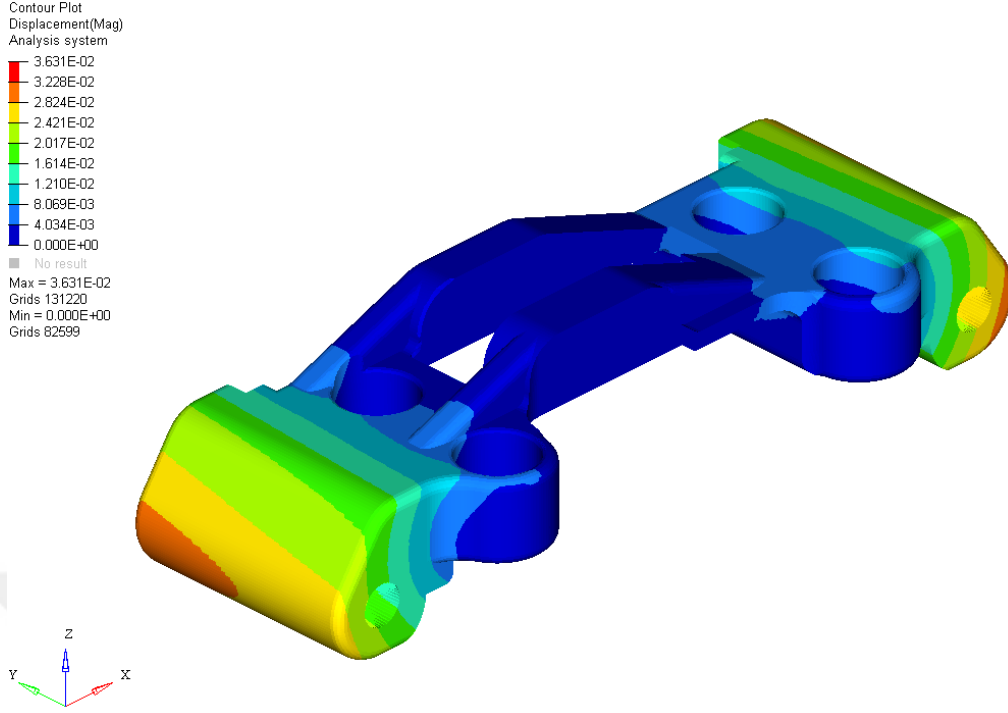
Çizelge 4.4. Optimizasyon öncesi ve sonrası sonuçlar

Model	Hacim (cm ³)	Maksimum Gerilme (N/mm ²)	Maksimum Yer Değiştirme (mm)
Başlangıç	6 102,979	98,03	3,678e-02
Topoloji Optimizasyonu sonrası	4 066,054	106,4	4,264e-02
Şekil Optimizasyonu Sonrası	3 954,543	89,94	3,631e-02
Değişim	-%35,203	-%8,252	-%1,277

Çizelge 4.3'te verilen optimizasyon sonuçlarına göre tasarlanan optimum modelin yer değiştirme ve gerilme dağılımları Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'da gösterilmiştir.



Şekil 4.18. Optimum modelin gerilme dağılımı



Şekil 4.19. Optimum modelin yer değiştirme dağılımı

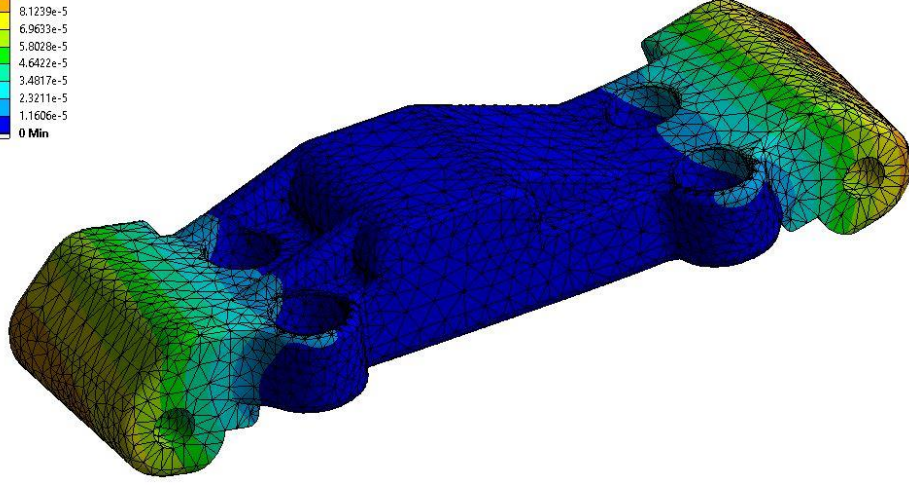
4.7. Yorulma Analizi

Topoloji ve şekil optimizasyonları yapıldıktan sonra, modellere yorulma analizi yapılarak karşılaştırma yapılmıştır. Yorulma analizleri Ansys 18.2 programında yapılmıştır.

Başlangıç modeline uygulanan yorulma analizi sonrasında elde edilen total deformasyon ve güvenlik faktörü sonuçları aşağıda gösterilmiştir. Yapılan analizde toplam deformasyon 0,10445 mm olarak gözlenmiştir. Güvenlik faktörü ise 2,1247 olarak elde edilmiştir. Güvenlik faktörü 1'den büyük olduğu için, parça bu kuvvetler altında hasara uğramadan ömrünü tamamlayacaktır.

A: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: m
Time: 1
09/06/2019 00:21

0.00010445 Max
9.2844e-5
8.1239e-5
6.9633e-5
5.8028e-5
4.6422e-5
3.4817e-5
2.3211e-5
1.1606e-5
0 Min

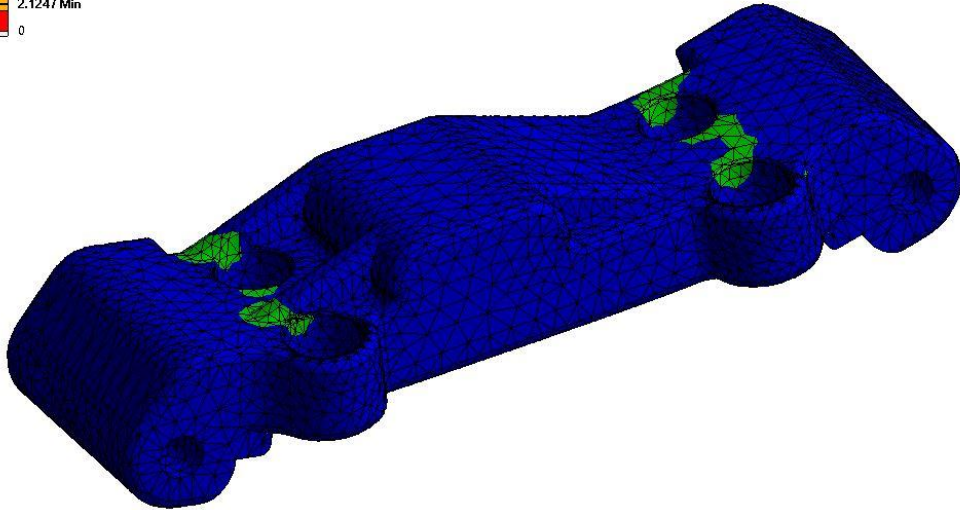


0.000 0.100 0.200 (m)
0.050 0.150

Şekil 4.20. İlk modelde oluşan deformasyon

A: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
09/06/2019 00:18

15 Max
10
2.1247 Min
0

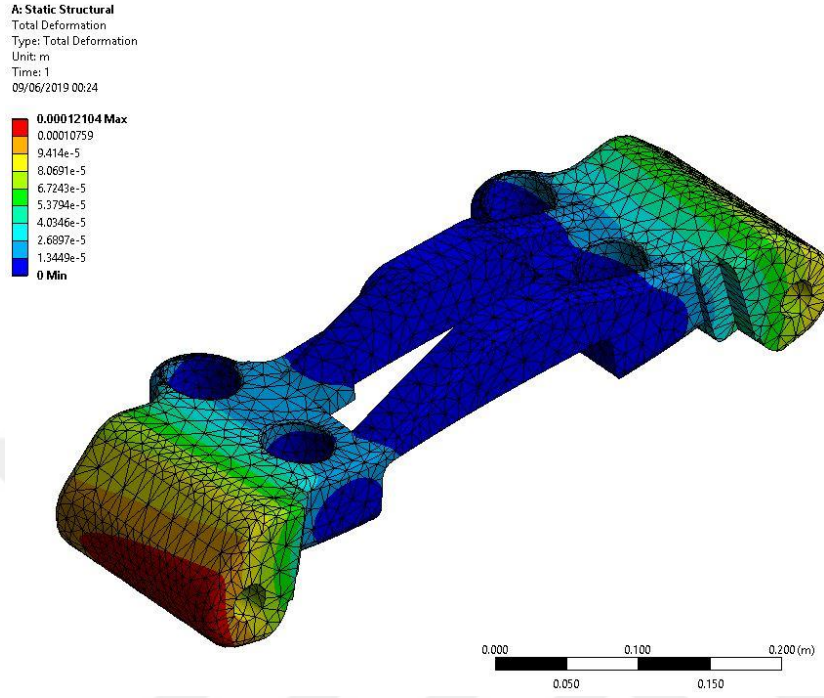


0.000 0.100 0.200 (m)
0.050 0.150

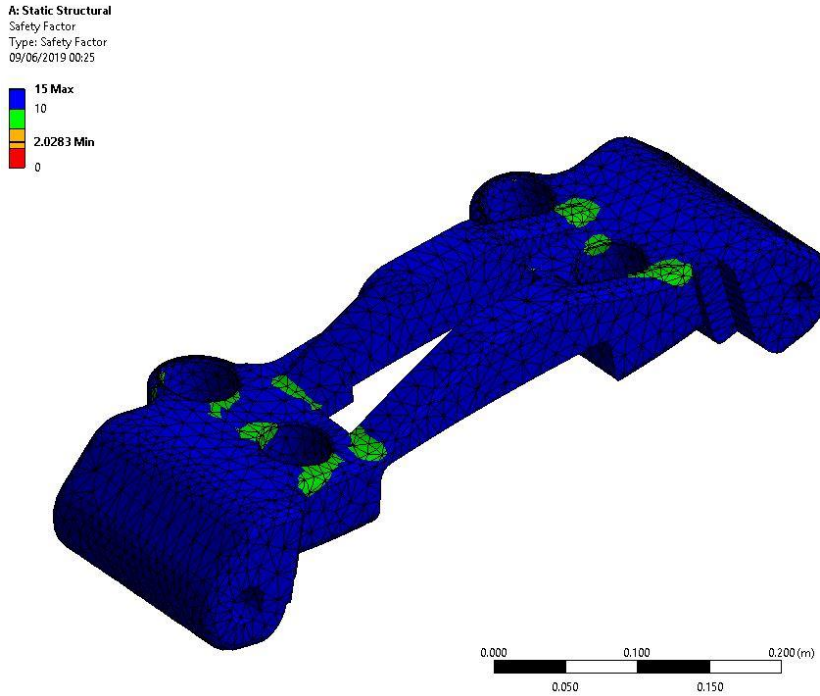
Şekil 4.21. İlk modelin güvenlik faktörü

İlk modelin yorulma analizi yapıldıktan sonra, topoloji optimizasyonundan sonra elde edilen modelin yorulma analizi yapılmıştır. Toplam deformasyonun 0,12104 mm olduğu

gözenmiştir. Güvenlik faktörünün ise 2,0283 olduğu görülmektedir. Elde edilen toplam deformasyon ve güvenlik faktörü sonuçları Şekil 4.22 ve Şekil 4.23'te gösterilmiştir.

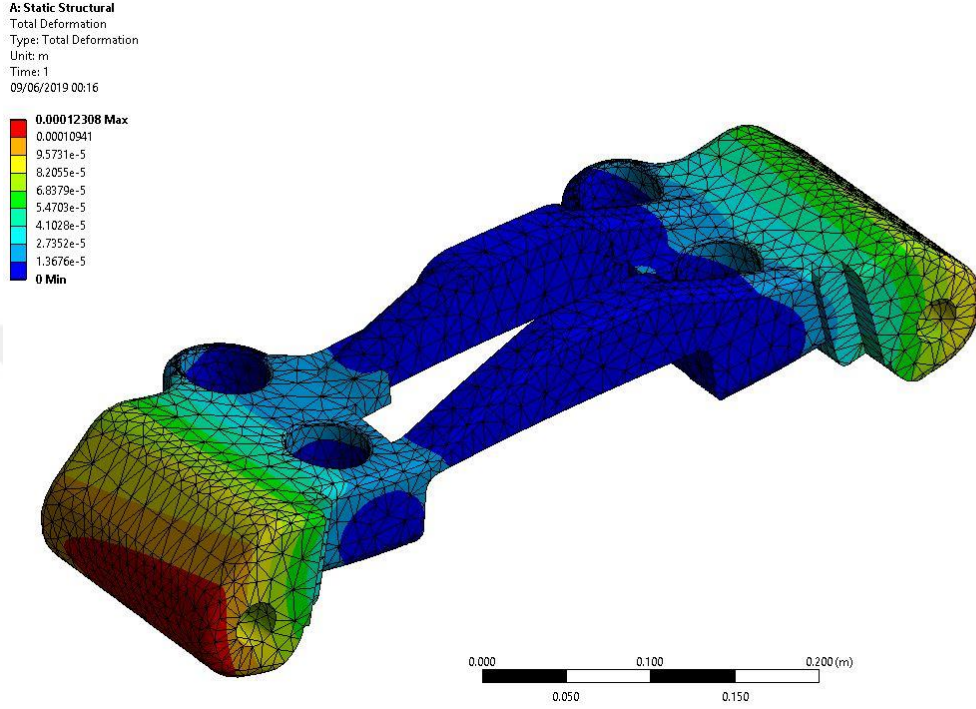


Şekil 4.22. Topoloji optimizasyonu sonrasında oluşan modelin toplam deformasyonu

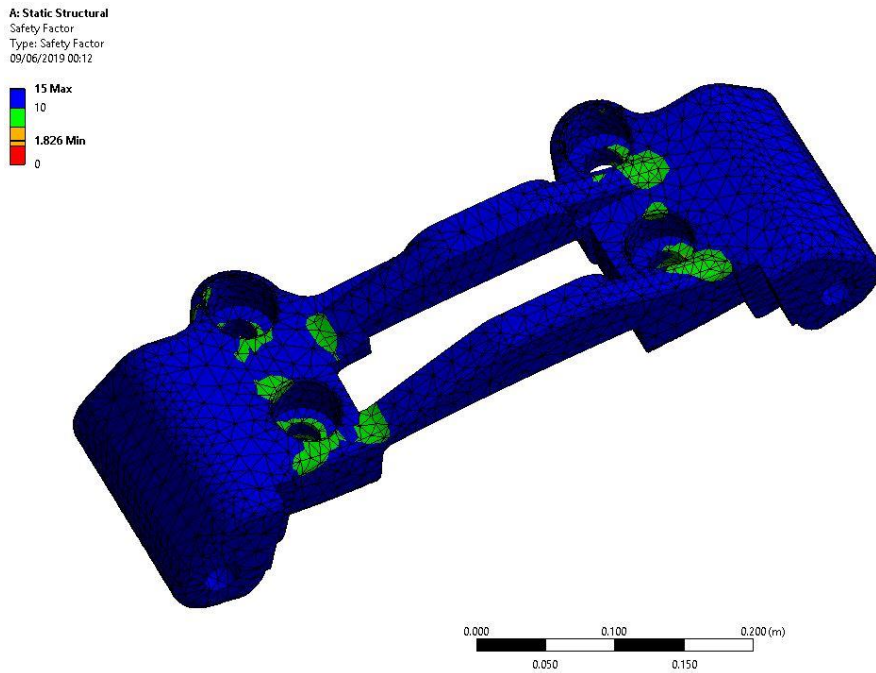


Şekil 4.23. Topoloji optimizasyonu sonrasında oluşan modelin güvenlik faktörü

Daha sonra şekil optimizasyonundan sonra elde edilen optimum modelin yorulma analizi yapılmıştır. Toplam deformasyonun 0,12308 mm olduğu, güvenlik faktörünün ise 1,826 olduğu görülmektedir. Analizden elde edilen sonuçlar Şekil 4.24 ve Şekil 4.25'te gösterilmiştir.



Şekil 4.24. Şekil optimizasyonu sonrasında oluşan modelin toplam deformasyonu



Şekil 4.25. Şekil optimizasyonu sonrasında oluşan modelin güvenlik faktörü

Çizelge 4.5. Yorulma analizi sonuçları

Model	Deformasyon (m)	Güvenlik faktörü	Yorulma ömrü(çevrim)
Başlangıç	0,00010445	2,1247	1e+8
Topoloji Optimizasyonu sonrası	0,00012104	2,0283	1e+8
Şekil Optimizasyonu Sonrası	0,00012308	1,826	1e+8
Değişim	+% 17,83	-% 14,058	-

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Son yıllarda araçlarda hafifletme projeleri, otomotiv endüstrinin hedefi haline gelmiştir. Bunun başlıca nedenleri yakıt tasarrufu ve karbon salınımında önemli derecelerde fayda sağlamasıdır. Dünyadaki karbondioksit salınımının büyük kısmı araçlardan kaynaklanmaktadır ve yıllar içerisinde daha da artacağı düşünülmektedir. Bundan dolayı hafifletme çalışmalarına daha fazla önem verilmelidir. Araç hafifletme çalışmaları, daha hafif malzeme kullanılmasını ve optimizasyon yöntemleri ile sistem mukavemetlerinden taviz vermeden optimum değerlerin bulunmasını amaçlamaktadır. Bu çalışmada, bir süspansiyon parçasına topoloji ve şekil optimizasyonu yapılmıştır. Öncelikle mevcut durumun analizi yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu yapılmadan önce boşaltma istenmeyen bölgeler belirlenmiştir. Topoloji optimizasyonu yapılarak parçanın mukavemeti arttırılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonrasında elde edilen modele şekil optimizasyonu uygulanarak lokal gerilme değerlerinin azaltılması amaçlanmıştır. Çalışma sonucunda modelin kütlesi %35,2' azalırken, maksimum gerilme ise %8,252 değerinde azalmıştır.

Bu çalışma ile birlikte, optimizasyon yöntemleri kullanılarak hafifletme çalışmaları ve aynı zamanda güçlendirme formları kullanılarak daha dayanımlı parçalar üretilebileceği anlaşılmıştır.

KAYNAKLAR

- Albak, E. İ. 2019.** Formula SAE Aracında Ağırlık Azaltılmasına Yönelik Fren Pedalının Topoloji Optimizasyonu Yöntemiyle Optimum Tasarımı. *Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi*, 11(1), 328-334.
- Anonim, 2013.** MEB, Motorlu araçlar teknolojisi Süspansiyon sistemleri. http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/S%C3%BCspansiyon%20Sistemleri.pdf-(Erişim tarihi: 10.01.2019)
- Beasley, D., Bull, D. R., Martin, R. R. 1993.** An overview of genetic algorithms: Part 1, fundamentals. *University computing*, 15(2): 56-69.
- Bostancı, T. 2002.** Eğri eksenli çubukların titreşimlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Bölükbaş, T. 2012.** Otobüslerde kullanılan arka çeki kancası taşıyıcı yapısının optimum tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, Gebze Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gebze.
- Chaus, Y. 2008.** Ansys workbench ile yorulma analizi. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir, http://ansys.deu.edu.tr/wp-content/uploads/cmdm/348/1450272307_Yorulma-WB.pdf-(Erişim tarihi: 12.03.2019).
- Çelik, E. 2017.** Evrimsel ve topoloji optimizasyon yöntem, ile eğilmeye çalışılan boşluklu kirişlerin boyut analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Elazığ.
- Doğan, S. 2015.** Esnek bağlantılı düzlemsel mekanizmaların analizi ve şekil optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Kayseri.
- Enginar, H. E. 2014.** Ağır taşıt jantının topoloji optimizasyonu yardımıyla optimum tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir.
- Göv, İ., Kütük, M. A. 2007.** Topoloji optimizasyonunda eleman silme metodunun uygulanması. XV. Ulusal Mekanik Kongresi, 3-7 Eylül 2007, Isparta.
- Harris, C. M., Crede, C. E. 1961.** Harris' shock and vibration handbook. Mc.Graw Hill Book Company Inc, New York, USA, 1456 pp.
- Işık, E. 2009.** Topoloji optimizasyonu çatallı flanş uygulaması. *Yüksek Lisans Tezi*, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı, İzmir.
- İpek, Ş. 1969.** Taşıt mekaniği. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yayınevi, Ankara, 203 s.
- Karen, İ., Kaya, N., Öztürk, F., Korkmaz, İ. 2011.** Taşıt sürüş konfor özelliklerinin fiziksel testler ile belirlenmesi ve analizi. *Engineer & the Machinery Magazine*, 52(615): 69-74.

Krishna, M. M., Anderson, S. V. 2000. Shape optimization application in upper control arm design. *SAE technical paper*, No. 2000-01-3445. <https://doi.org/10.4271/2000-01-3445>

Kulkarni, K.V., Shinde, S., Kelkar, S. S. 2016. Static analysis and topology optimization of upper control arm. *Imperial Journal of Interdisciplinary Research (IJIR)*, 2(10), 207-213.

Kuralay, N. S. Yaylanma ve metal yaylar. <http://kisi.deu.edu.tr/mustafa.karaoglan/Sunu%209%20Yaylanma-Ask%c4%b1%20Sistemleri.pdf>- (Erişim tarihi: 20.03.2019)

Nishiyama, S., Uesugi, N., Takeshima, T., Kano, Y., Togii, H. 2000. Research on Vibration Characteristics Between Human Body and Seat, Steering Wheel, And Pedals (Effects of seat position on ride comfort). *Journal of Sound and Vibration*, 236(1): 1-21.

Öztürk, A. 2002. Gerçek sayı kodlamalı genetik algoritmaların optimizasyonda kullanımı. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Uzak Mühendisliği, İstanbul

Pan, X. Y., Zonni, D., Chai, G. Z., Zhao, Y. Q., & Jiang, C. C. 2007. Structural optimization for engine mount bracket. *SAE Technical Paper*. No. 2007-01-2419. <https://doi.org/10.4271/2007-01-2419>

Pennati, M., Gobbi, M., Mastinu, G. 2009. A Dummy for The Objective Ride Comfort Evaluation of Ground Vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 47(3): 343-362

Turner, M. J., Clough, R. W., Martin, H. C., Topp, L. J. 1956. Stiffness and deflection analysis of complex structures. *Journal of the aeronautical sciences*, 23(9): 805-823.

Türkay, M. 2018. Optimizasyon modelleri ve çözüm metodları. <http://home.ku.edu.tr/~mturkay/indr501/Optimizasyon.pdf> (Erişim tarihi: 12.03.2019)

Yücesan, Y. A. 2018. Uçak gövdesi giriş yapılarında kullanılan hafifletme deliklerinin şekil eniyilemesi. *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Yavuz DÜZCAN

Doğum Yeri ve Tarihi : BURSA 1992

Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi (2006-2010)

Lisans : İstanbul Üniversitesi (2010-2015)

Yüksek Lisans :Uludağ Üniversitesi (2017-2019)

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