

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**12 TONLUK BİR 4X4 YOL DIŞI (OFF-ROAD)
ARACI İÇİN ÖN BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE
OPTİMİZASYONU**

Görkem BALKAN

Temmuz, 2018

İZMİR

**12 TONLUK BİR 4X4 YOL DIŞI (OFF-ROAD)
ARACI İÇİN ÖN BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE
OPTİMİZASYONU**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon-İmalat Programı

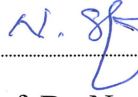
Görkem BALKAN

Temmuz, 2018

İZMİR

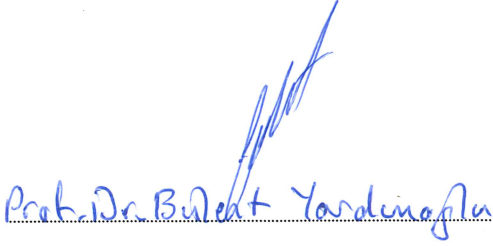
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

GÖRKEM BALKAN, tarafından PROF. DR. NUSRET SEFA KURALAY yönetiminde hazırlanan “12 TONLUK BİR 4X4 YOL DIŞI (OFF-ROAD) ARACI İÇİN ÖN BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



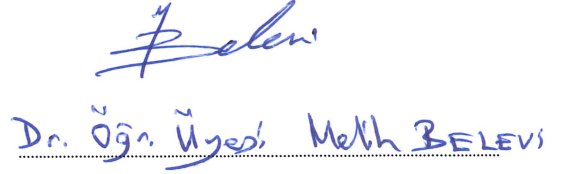
Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY

Yönetici



Prof. Dr. Bülent YARDIMCI

Jüri Üyesi



Dr. Öğr. Üyesi Melih BELEVI

Jüri Üyesi



Prof. Dr. Latif SALUM

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı hazırlarken benden değerli yardımlarını esirgemeyen akademik danışmanım Sayın Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY' a;

Şu ana gelmemde büyük paya sahip, eğitim hayatım boyunca beni sonuna kadar destekleyen aileme;

Sabrını ve sevgisini benden esirgemeyen “değerli eşim” Mak. Yük. Müh. Ceren ATEŞ BALKAN' a;

Teşekkür ederim.

Görkem BALKAN

12 TONLUK BİR 4X4 YOL DIŞI (OFF-ROAD) ARACI İÇİN ÖN BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

ÖZ

Bu çalışma ile yol dışı (off-road) kullanılan 12 tonluk bir aracın çift enine yön vericili bağımsız ön askı sistemi kinematik ve mekanik olarak incelenmiştir. Çalışmanın ilk kısmında askı sisteminin kaster açısı, kamber açısı, dingil pimi açısı, ön iz açısı, iz genişliği ve yönlendirme açısı değişimleri gibi kritik kinematik değerleri MSC Adams™ programı vasıtasıyla kontrol edilmiştir. Takip eden bölümde askı sisteminin farklı yol koşullarında maruz kalacağı kuvvetler için yapısal sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Bu analizler ANSYS Workbench vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen yapısal analizler sonucu askı sistemini en çok zorlayan yol koşulu saptanmıştır. Tespit edilen yol koşuluna göre askı sistemi elemanları üzerinde kütle optimizasyonu yapılmıştır. Kütle optimizasyonu sonucu oluşan model aynı durum için yapısal analiz ile kontrol edilmiştir.

Tüm bu çalışmalar sonucu askı sisteminin üretim öncesi final tasarımı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Bağımsız ön askı sistemi, yol dışı (off-road) araç, kinematik analiz, sonlu elemanlar analizi, topoloji optimizasyonu

COMPUTER AIDED DESIGN AND OPTIMISATION OF AN INDEPENDENT FRONT SUSPENSION SYSTEM FOR A 12 TON 4X4 OFF-ROAD VEHICLE

ABSTRACT

In this study, independent front suspension system was investigated kinematically and mechanically for off road vehicle which have capacity for 12 ton. First part of this study, critical kinematic measurement like a: changes of caster angle, camber angle, kingpin angle, toe angle, track width and steering angle were controlled with the help of MSC Adams. Second part of this study, finite element analysis were done at different road condition, finite element analysis were done for different kind of forces for suspension system.

As a result of obtained structural analysis, the worst case road condition was detected. Mass optimization was done for suspension system with worst case road condition. Result of the mass optimization, new model was created and same structural analysis was done in the same condition and system was controlled with same condition.

As a result of all this study, finale design was specified before the production.

Keywords: Independent front suspension, off-road vehicle, kinematic analysis, finite element analysis, topology optimization

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xiv

BÖLÜM BİR - ASKİ SİSTEMLERİ 1

1.1 Giriş	1
1.2 Sabit Aks	1
1.3 Bağımsız Askı Sistemleri	2
1.3.1 Mc Pherson Yay Bacaklı Askı Sistemi.....	2
1.3.2 Diyagonal Yön Vericili Askı Sistemi	3
1.3.3 Sarkaç Askı Sistemi.....	3
1.3.4 Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Askı Sistemi.....	4

BÖLÜM İKİ - ASKİ SİSTEMİNİN KİNEMATİK ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ 7

2.1 Giriş	7
2.2 Askı Sisteminin Kinematik Analizi.....	9
2.2.1 Kaster Açısı	9
2.2.2 Kamber Açısı.....	10
2.2.3 Dingil Pimi Açısı	11
2.2.4 Ön İz Açısı.....	11
2.2.5 İz Genişliği Değişimi	13
2.2.6 Ackerman Hatası.....	15
2.3 Kinematik Analiz Değerlendirmesi.....	18

BÖLÜM ÜÇ - ASKI SİSTEMİNİN YAPISAL ANALİZİ 19

3.1 Giriş	19
3.2 Askı Sisteminin Yapısal Analizinin Modellenmesi	19
3.2.1 Askı Sisteminin Sonlu Elemanlar Modeli	21
3.2.2 Askı Sisteminin Yay ve Sönüm Elemanının Belirlenmesi.....	22
3.2.3 Askı Sisteminin Farklı Yol Durumları İçin Yükleme Koşulları	23
3.3 Tam Askı Sistemi Modeli İçin Yapısal Analiz Sonuçları	24
3.3.1 Duran Araç Durumu İçin Tam Askı Sisteminin Yapısal İncelemesi.....	24
3.4 Tekil Askı Sistemi Modeli İçin Yapısal Analiz Sonuçları	28
3.4.1 Tekil Askı Sistemi Elemanlarının Sonlu Elemanlar Modeli.....	29
3.4.2 Duran Araç Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi...	31
3.4.3 Engelden Geçme (Düşey Yön) Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi	33
3.4.4 Engelden Geçme (Boyuna Yön) Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi	36
3.4.5 Engelden Geçme (Enine Yön) Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi	39
3.4.6 Sağa Dönüş Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi ..	42
3.4.7 Frenleme Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi...	45
3.5 Askı Sistemi Modeli İçin Yapısal Analiz Değerlendirmesi	49

BÖLÜM DÖRT - ASKI SİSTEMİNİN KÜTLE OPTİMİZASYONU 50

4.1 Giriş	50
4.2 Optimizasyon Yöntemi.....	50
4.3 Askı Sistemi Elemanlarının Topoloji Optimizasyon Çalışması	53
4.3.1 Üst Salıncak Elemanının Optimizasyon Hedef ve Parametreleri.....	53
4.3.2 Üst Salıncak Elemanının Optimizasyon Sonuçları	54
4.3.3 Alt Salıncak Elemanının Optimizasyon Hedef ve Parametreleri	56
4.3.4 Alt Salıncak Elemanının Optimizasyon Sonuçları	57
4.3.5 Optimize Edilmiş Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal Analiz Sonuçları Ve Değerlendirmesi.....	59

BÖLÜM BEŞ - SONUÇLAR 63

KAYNAKLAR 64



ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Yönlendirilebilir sabit ön aks.....	1
Şekil 1.2 Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi	2
Şekil 1.3 Diyagonal yön vericili askı sistemi.....	3
Şekil 1.4 Sarkaç aks	3
Şekil 1.5 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi.	4
Şekil 1.6 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi yalpa merkezi	4
Şekil 1.7 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (solda) ve sabit dingil (sağda) için performans profilleri.....	5
Şekil 1.8 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi kamyon uygulaması.....	5
Şekil 1.9 Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin otobüs uygulaması.....	6
Şekil 1.10 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi askeri araç uygulaması	6
Şekil 2.1 Taşıtın ön askı sistemi.....	7
Şekil 2.2 Askı sisteminin MSC Adams™ Car koordinat yerleşimi.....	8
Şekil 2.3 Askı sisteminin MSC Adams™ Car modeli.....	8
Şekil 2.4 Kaster açısı.....	9
Şekil 2.5 Askı sisteminin kaster açısı değişimi	9
Şekil 2.6 Kamber açısı	10
Şekil 2.7 Askı sisteminin kamber açısı değişimi	10
Şekil 2.8 Dingil pimi açısı.....	11
Şekil 2.9 Askı sisteminin dingil pimi açısı değişimi	11
Şekil 2.10 Ön iz açısı	12
Şekil 2.11 Ön iz açısı gösterimleri	12
Şekil 2.12 Araç ön iz açısı uygulamaları	12
Şekil 2.12 Askı sisteminin ön iz açısı değişimi	13
Şekil 2.13 Taşıt iz genişliği.....	14
Şekil 2.14 Askı sisteminin iz genişliği değişimi	14
Şekil 2.15 Ackerman geometrisi	15
Şekil 2.16 Aracın sola yönlenmiş çift enine yön vericili askı sistemi	16
Şekil 2.17 Askı sisteminin ackerman hata değişimi	16

Şekil 2.18 Yönlendirme durumunda iç ve dış tekerin ackerman kuralına göre kinematik ilişkisi.....	17
Şekil 2.19 Askı sisteminin yönlendirme açısı ve ackerman açısı farkının iç teker yönlendirme açısına bağlı değişimi.....	18
Şekil 3.1 Askı sisteminin çalışma mekanizmasının tanımlaması.....	19
Şekil 3.2 Askı sisteminin yapısal analizdeki yol girdisi	20
Şekil 3.3 Askı sisteminin sonlu elemanlar modeli	21
Şekil 3.4 Askı sisteminin tam modelinin duran araç durumu koşulundaki yapısal analizi	25
Şekil 3.5 Tam model için aksonun duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	25
Şekil 3.6 Tam model için alt salıncağın duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	26
Şekil 3.7 Tam model için alt salıncağın duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	26
Şekil 3.8 Tam model için üst salıncağın duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	27
Şekil 3.9 Tam model için üst salıncağın duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	27
Şekil 3.10 Tekil akson parçasının eleman yapısı	29
Şekil 3.11 Tekil üst salıncak parçasının eleman yapısı.....	29
Şekil 3.12 Tekil alt salıncak parçasının eleman yapısı	30
Şekil 3.13 Akson elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri. 31	
Şekil 3.14 Alt salıncak elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	31
Şekil 3.15 Alt salıncak elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	32
Şekil 3.16 Üst salıncak elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	32
Şekil 3.17 Üst salıncak elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	33

Şekil 3.18 Akson elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	34
Şekil 3.19 Alt salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	34
Şekil 3.20 Alt salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	35
Şekil 3.21 Üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	35
Şekil 3.22 Üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	36
Şekil 3.23 Akson elemanının engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	37
Şekil 3.24 Alt salıncak elemanının engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	37
Şekil 3.25 Alt salıncak elemanının engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	38
Şekil 3.26 Üst salıncak elemanının engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	38
Şekil 3.27 Üst salıncak elemanının engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	39
Şekil 3.28 Akson elemanının engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	40
Şekil 3.29 Alt salıncak elemanının engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	40
Şekil 3.30 Alt salıncak elemanının engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	41
Şekil 3.31 Üst salıncak elemanının engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	41
Şekil 3.32 Üst salıncak elemanının engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	42
Şekil 3.33 Akson elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	43

Şekil 3.34 Alt salıncak elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	43
Şekil 3.35 Alt salıncak elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	44
Şekil 3.36 Üst salıncak elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	44
Şekil 3.37 Üst salıncak elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	45
Şekil 3.38 Akson elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri ...	46
Şekil 3.39 Alt salıncak elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	46
Şekil 3.40 Alt salıncak elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	47
Şekil 3.41 Üst salıncak elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	47
Şekil 3.42 Üst salıncak elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri	48
Şekil 4.1 Optimizasyon sürecinin akış şeması	51
Şekil 4.2 Topoloji optimizasyonunun akış şeması	53
Şekil 4.3 Üst salıncak elemanının kütle azaltılacak bölgelerinin tanımlaması	54
Şekil 4.4 Üst salıncak elemanının ansys programındaki topoloji optimizasyon kurgusu	54
Şekil 4.5 Üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu için yapılan topoloji optimizasyonu.....	55
Şekil 4.6 Optimum üst salıncak modelinin katı model programında eşleştirilmesi..	55
Şekil 4.7 Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen optimum üst salıncak modeli	56
Şekil 4.8 Alt salıncak elemanının kütle azaltılacak bölgelerinin tanımlaması.....	57
Şekil 4.9 Alt salıncak elemanının ansys programındaki topoloji optimizasyon kurgusu	57
Şekil 4.10 Üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu için yapılan topoloji optimizasyonu.....	58

Şekil 4.11 Optimum alt salıncak modelinin katı model programında eşleştirilmesi	58
Şekil 4.12 Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen optimum alt salıncak modeli	59
Şekil 4.13 Optimize alt salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu	60
koşulundaki eş değer gerilmeleri	60
Şekil 4.14 Optimize alt salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu	60
koşulundaki eş değer gerilmeleri	60
Şekil 4.15 Optimize üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu	61
koşulundaki eş değer gerilmeleri	61
Şekil 4.16 Optimize üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu	61
koşulundaki eş değer gerilmeleri	61

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 2.1 Askı sisteminin bağlantı noktalarının koordinatları.....	8
Tablo 2.2 Ön iz açısı uygulamalarının karşılaştırması	13
Tablo 3.1 Farklı yol durumları için standart yükleme koşulları.....	23
Tablo 3.2 Çalışma kapsamında analizlerde kullanılan yük durumları.....	24
Tablo 3.3 Çalışma kapsamında elemanın bağlantı noktalarına gelen yükler.....	28



BÖLÜM BİR

ASKI SİSTEMLERİ

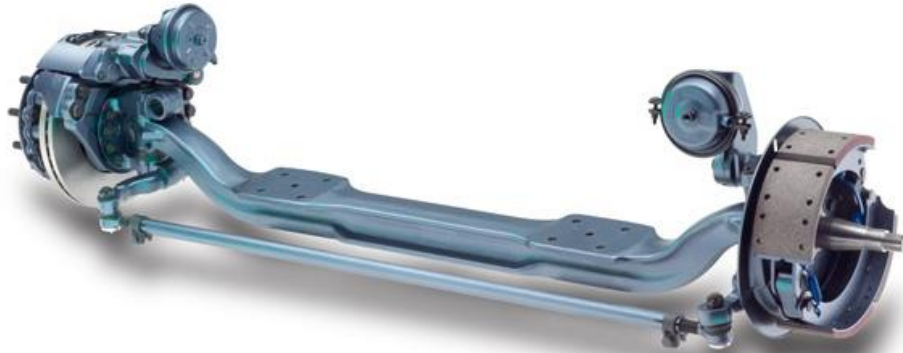
1.1 Giriş

Tekerlek askı sistemleri; çalışma prensibi itibariyle tekerlek göbeği ile karoseri arasındaki hareketli bağlantı elemanlarıdır. Görevleri bir taraftan tahrik, fren ve yanal kuvvetle bağlantılı olarak tekerleği boyuna, enine yönde şasiye göre kılavuzlamak, diğer taraftan yoldan gelen ve tekerlekler üzerinden araç gövdesine iletilen düşey kuvvetleri almak için kullanılan yay ve stabilizatörlerin desteklenmesinin sağlamaktır (Kuralay, 2008a).

Askı sistemi; aracın sürüş özelliklerinin belirlenmesinde en önemli elemanlardan biridir. Tekerlek askı sistemleri bağlantı tiplerine göre; sabit askı sistemleri ve bağımsız askı sistemleri olmak üzere ikiye ayrılır.

1.2 Sabit Aks

Bilinen en eski askı sistemidir. İki tekerleğin rijit olarak birbirine bağlanması ile oluşan sisteme sabit aks denir. İki tekerlek arasında hareket serbestliği bulunmamaktadır; bu nedenle tekerlerden birinin yaptığı hareket aynı şekilde diğer tekerleğe aktarılmaktadır.



Şekil 1.1 Yönlendirilebilir sabit ön aks (Meritor Axle Systems, b.t)

Sabit askı sistemlerinin en büyük dezavantajı, bir tekerleğin engeli aşması sırasında oluşan kamber değişiminin aksın aldığı eğimli pozisyon nedeniyle diğer tekerleği de etkilemesidir. Avantajı ise ekonomik ve yüksek taşıma kapasitesine sahip olmalarıdır.

1.3 Bağımsız Askı Sistemleri

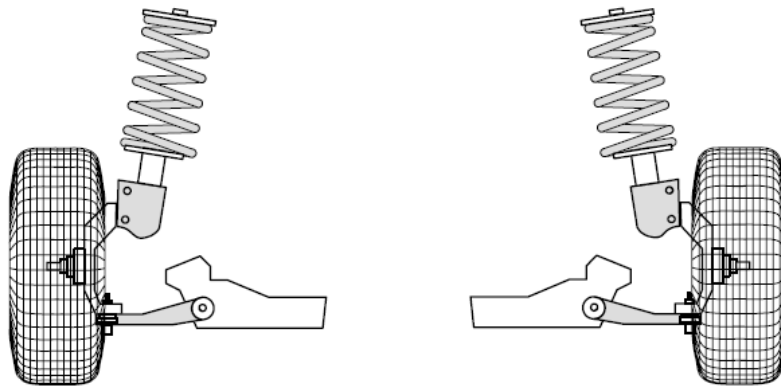
Binek taşıtların aks konstrüksiyonları için sınırlı alan bulunması ve konfor ihtiyacı bağımsız askı sistemlerinin yaratılmasına neden olmuştur. Günümüzde birçok binek taşıtta, yolcu taşımacılığında kullanılan otobüs ve midibüslerde, yük taşımacılığında kullanılan çekicilerde, askeri araç ve yol dışı araç uygulamalarında bağımsız askı sistemlerinin çeşitli türleri kullanılmaktadır.

Bağımsız askı sistemlerinin avantajları; az yer kaplamaları, iyi bir yol tutuşu sağlamaları ve hafif olmalarıdır. Sabit aksa göre dezavantajları ise düşük yük kapasitesine sahip olmaları, üretimlerinin pahalı ve konstrüksiyonlarının zor olmasıdır.

İleri bölümlerde taşıtların ön ve arka askı sistemlerinde yaygın olarak kullanılan dört adet askı sistemine yer verilmiştir.

1.3.1 Mc Pherson Yay Bacaklı Askı Sistemi

Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi, çift enine yön vericili askı sisteminin bir türevidir. Üst enine yön verici, dingil pimine bağlı çift borulu bir amortisör ile yer değiştirmiştir (Kuralay, 2008a).

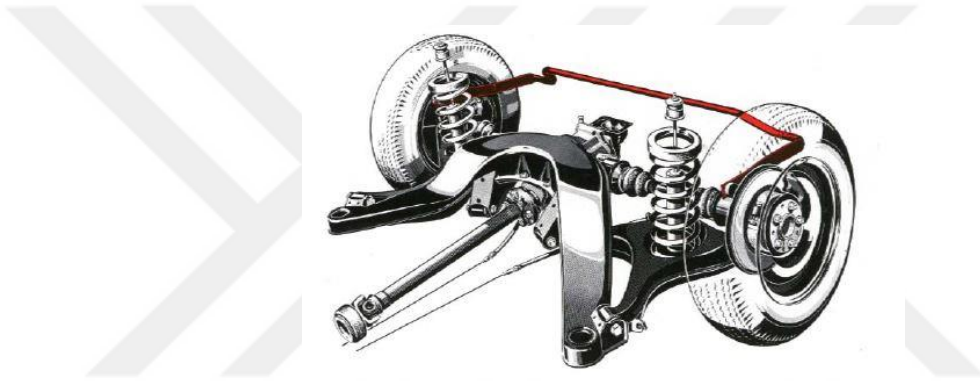


Şekil 1.2 Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi (Jazar, 2008)

Bu askı sisteminin avantajları ekonomik olarak imal edilmesi, düşük yer talebi ve askı elemanlarında tasarruftur. Binek araçların ön askı sisteminde sıklıkla tercih edilmektedir. Tekerleğin yaylanması, amortisör ve amortisör ile eş merkezli olarak yerleştirilmiş helisel bir yay ile kontrol edilmektedir (Kuralay, 2008a).

1.3.2 Diyagonal Yön Vericili Askı Sistemi

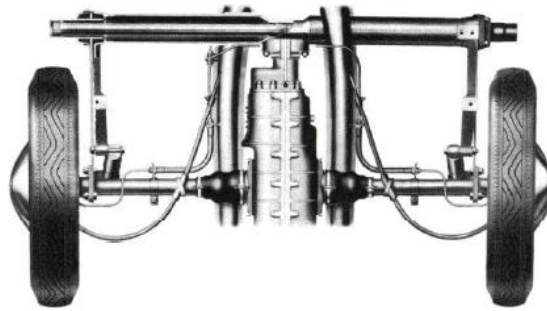
Arka aks askı sistemlerinde sıklıkla görülen diyagonal yön vericili askı sistemi üçgen formundaki bir yön vericiden oluşur. Bu yön vericide dönme eksenini taşıyan gövdesi üzerindeki her iki askı noktasından araç enine eksenine eğimli ve araç ortasına eğimli olarak geçer (Kuralay, 2008a).



Şekil 1.3 Diyagonal yön vericili askı sistemi (Kuralay, 2008a)

1.3.3 Sarkaç Askı Sistemi

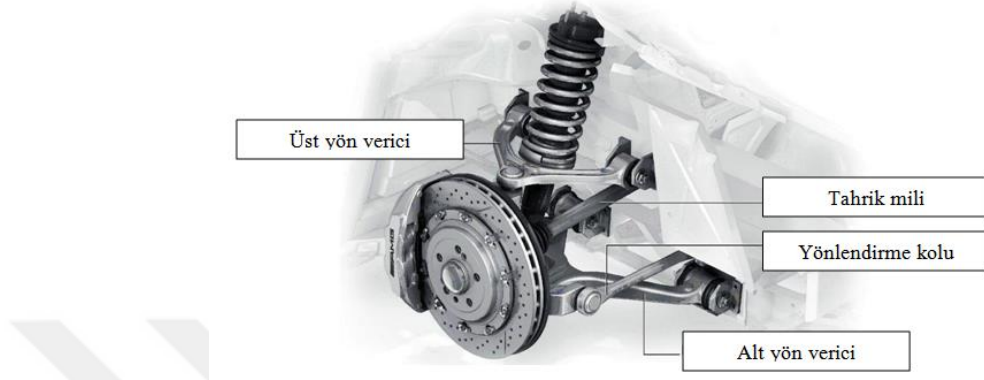
Sarkaç askı sistemleri, araç şasisinde bulunan mafsallar etrafında salınmaktadır (Kuralay, 2008a). Bu sistemde yaylanma hareketi, burulma çubuğu veya helisel yaylar aracılığıyla oluşur.



Şekil 1.4 Sarkaç aks (Reimpell, 1976)

1.3.4 Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Askı Sistemi

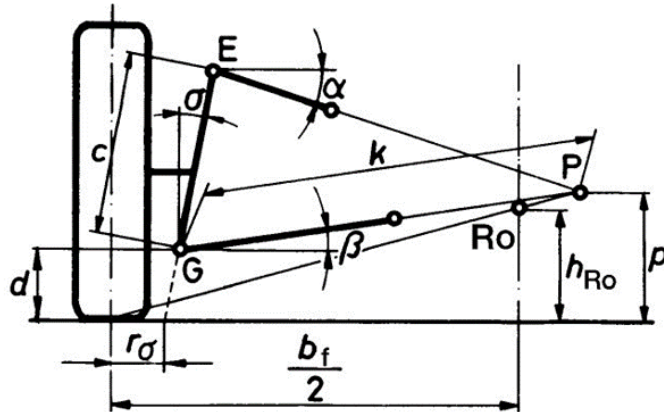
Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemlerinde enine yön vericiler vasıtası ile tekerlek ve tekerlek göbeği grubu araç gövdesine bağlanır.



Şekil 1.5 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (Mercedes-Benz GmbH, b.t)

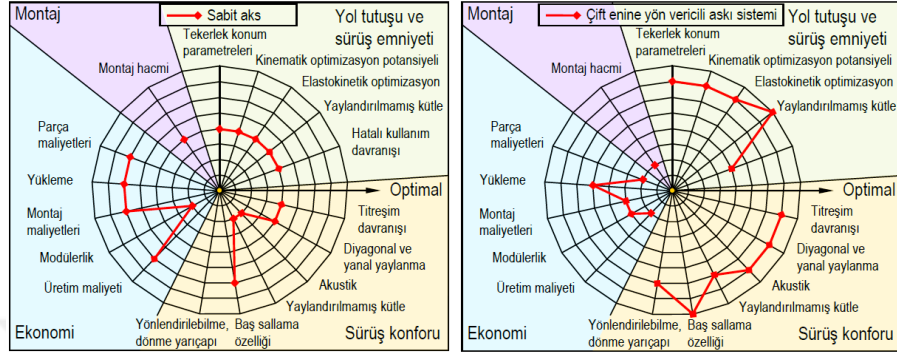
Çift enine yön vericiyle tekerleklerin asılması durumunda aracın düşey yaylanması sırasında uygulamaya bağlı olarak neredeyse hiç ya da çok az bir iz ve kamber değişimi ortaya çıkar.

Yalpa merkezinin belirlenmesi için; yön verici kolların eksenleri uzatılarak eksenler kesiştirilir ve bir pol noktası bulunur. Tekerleğin yol ile temas noktası bu pol noktasıyla bir doğru aracılığıyla birleştirilir. Bu doğrunun araç eksenini kestiği nokta askı sisteminin yalpa merkezini verir (Şekil 1.6).



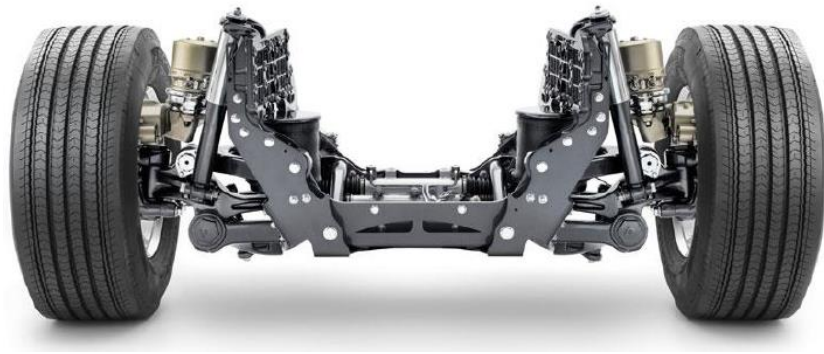
Şekil 1.6 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi yalpa merkezi (Reimpell ve Stoll ve Betzler, 2001)

Askı sisteminin yön verici kollarının boyu, kolların bağlama açısı mafsalları noktasının konumu gibi özellikler değiştirilerek askı sisteminin kinematik özellikleri geliştirilebileceği gibi yalpa merkezinin konumu da değiştirilerek taşıtın seyir dinamiği de iyileştirilebilir (Jazar, 2008).



Şekil 1.7 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (sağda) ve sabit dingil (solda) için performans değerlendirmeleri (Ersoy ve HeiBing, 2011)

Yukarıdaki dairesel grafiklerde (Şekil 1.7) sabit aks ile çift enine yön vericili askı sisteminin özellikleri karşılaştırılmaktadır. Grafik merkezinden uzaklaştıkça, özelliğin ideal duruma yaklaştığının ve ideal anlamına gelen noktalarda olduğunun göstergesidir. Özellikler incelendiğinde; çift enine yön vericili askı sisteminin sabit aksa göre sürüş konforu, yol tutuş ve sürüş emniyeti açısından çok daha avantajlı olduğu; ancak yük taşıma ve ürün maliyeti açısından dezavantajlı olduğu görülmektedir.



Şekil 1.8 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi kamyon uygulaması (Volvo Trucks, b.t)

Günümüzde avantajları sebebiyle kamyon (Şekil 1.8), otobüs (Şekil 1.9) ve askeri (Şekil 1.10) ile yol dışı araç uygulamaları için sıklıkla çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi tercih edilmektedir.



Şekil 1.9 Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin otobüs uygulaması (ZF Friedrichshafen, b.t)

Tez çalışması kapsamında üzerinde çalışılan askı sistemi çift enine yön vericili bağımsız askı sistemidir ve aracın ön askı sisteminde kullanılacaktır. Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin seçilmesinin temel sebebi aracın seyir dinamiği ve konfor gereksinimlerini karşılayabilmek içindir. Bu askı sisteminin yol dışı kullanım (off-road) için seçilmesindeki amaçlar şöyle sıralanabilir:

- Bozuk arazi koşullarında ekstra askı sistemi hareketi ile araç hareket kabiliyeti kazanılması
- Araç konforunu arttırmak
- Aracın seyir dinamiğini geliştirmek
- Yol tutuşunu arttırmak



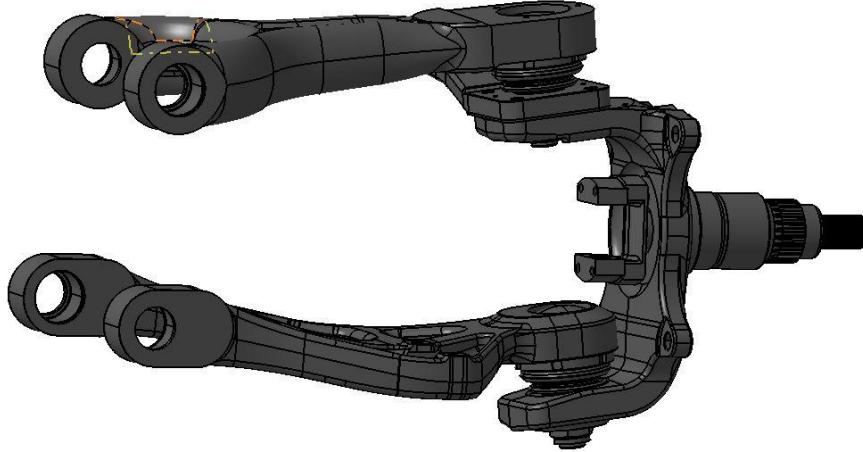
Şekil 1.10 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi askeri araç uygulaması (Hendrickson, b.t)

BÖLÜM İKİ

ASKI SİSTEMİNİN KİNEMATİK ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ

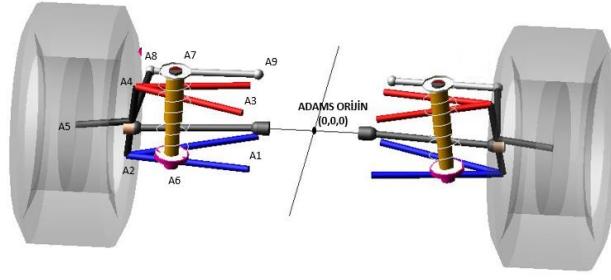
2.1 Giriş

İncelemesi gerçekleştirilecek olan sistem, yol dışı (off-road) aracın ön askı sisteminin çift enine yön vericili bağımsız sistemidir. Araç gereksinimleri doğrultusunda ön aks yükü 6000 kg' dır. Teker başına düşen 3000 kg' lık yükün karşılanabilmesi için 365/80 R20 lastik ebatı seçilmiştir (Pirelli technical data, 2015). Aracın 2450 mm'lik genişlik hedefi doğrultusunda, seçilen lastik de göz önünde bulundurularak iz genişliği 2085 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 2.1 Taşıtın ön askı sistemi

Şekil 2.1' de görülen ön askı sisteminin katı modelinden bağlantı noktalarının koordinatları Tablo 2.1' de verilerek, MSC AdamsTM yazılımında kinematik modeli kurulmuştur (Şekil 2.2). Analiz için gerekli araç bilgileri programa aktarılmıştır.

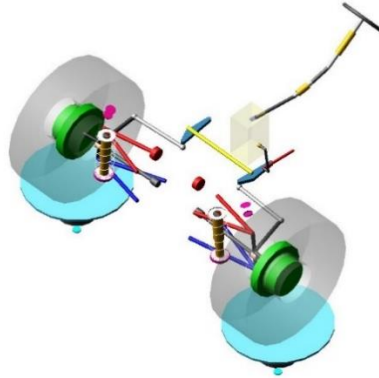


Şekil 2.2 Askı sisteminin MSC Adams™ Car koordinat yerleşimi

Tablo 2.1 Askı sisteminin bağlantı noktalarının koordinatları

Bağlantı Noktalarının Koordinatları			
Noktalar	X	Y	Z
A1	-146	-268,5	-123
A2	-5	-820	-165
A3	-121	-294	140
A4	7	-770,5	170
A5	0	-1042,5	-25
A6	-160	-600	-52,5
A7	-160	-572	345
A8	310	-805	80
A9	349	-290	65

Kinematik modeli kurulan askı sistemi (Şekil 2.3), MSC Adams™ yazılımı kullanılarak yarım araç modelinde tekerleklere paralel olarak düşey yer değişimi verilmiştir. Ticari araçlar için ortalama değeri ± 90 mm olmasına karşın, analiz edilen taşıt yol dışı (off-road) kullanılacağı için bu değer ± 150 mm olarak tanımlanmıştır. Tüm kinematik değerler bu aralıkta okunmuştur.

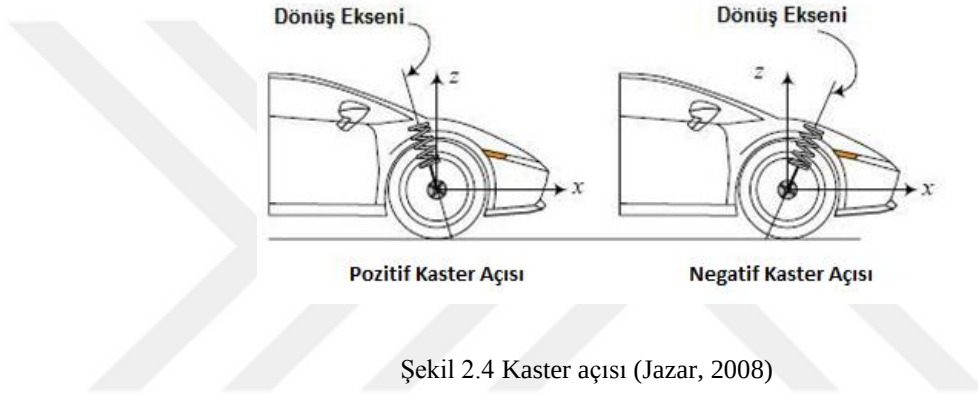


Şekil 2.3 Askı sisteminin MSC Adams™ Car modeli

2.2 Askı Sisteminin Kinematik Analizi

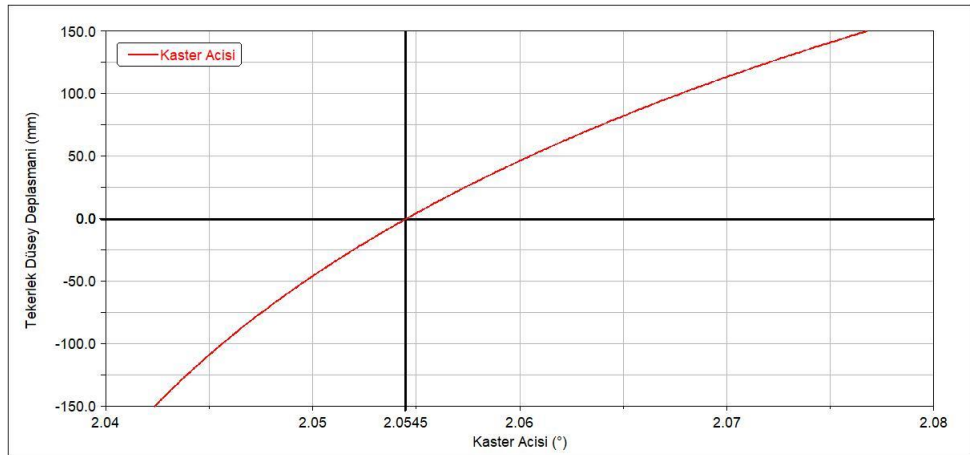
2.2.1 Kaster Açısı

Normal pozisyonundaki tekere aracın yan tarafından bakıldığında, dönüş eksenine ile yere dik çizilen eksen arasındaki açıya kaster açısı adı verilir. Kaster açısının negatif olması durumunda taşıt virajda devrilme eğilimi gösterir. Pozitif kaster durumunda ise aracın dönüşünü attırmak ekstra efor isterken, dönüşünü azaltmak kolaydır, düz yolda hareket kabiliyeti daha stabildir. Genellikle araçlarda pozitif kaster kullanılır (Reimpell ve Stoll ve Betzler, 2001).



Şekil 2.4 Kaster açısı (Jazar, 2008)

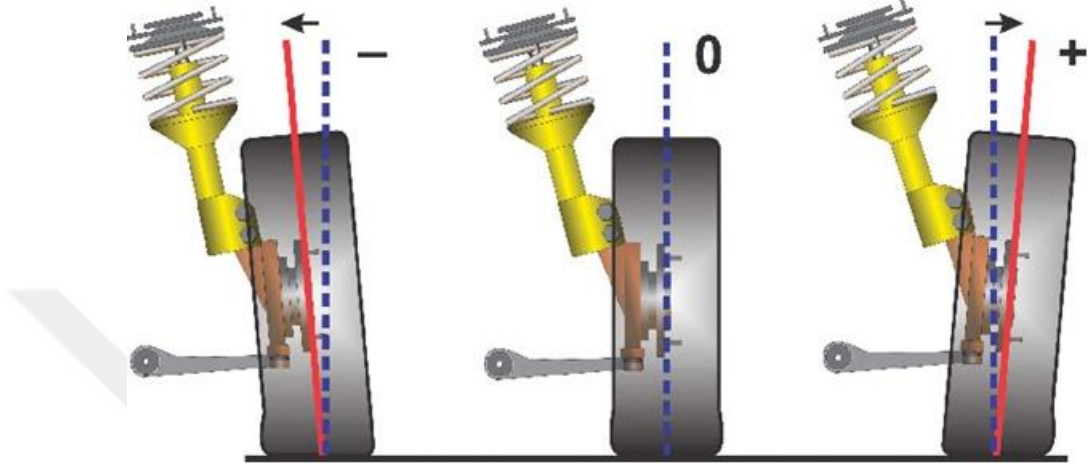
Askı sisteminde çift enine yön verici kollarının birbirine ve yere göre paralel olması nedeniyle kaster açısının değişimi mümkün değildir. Şekil 2.5’ de görüldüğü gibi kaster açısı değişimi yok denecek kadar azdır. Kaster açısının yani kaster mesafesinin sabit olması sürüş kararlılığına katkıda bulunur.



Şekil 2.5 Askı sisteminin kaster açısı değişimi

2.2.2 Kamber Açısı

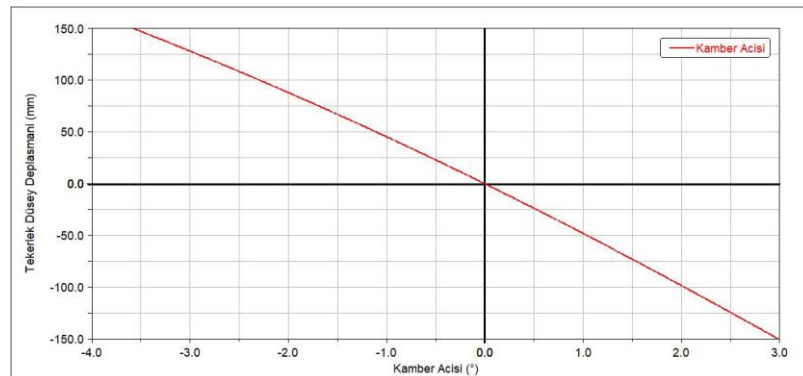
Tekerleğin merkez düzlemi ile yola dik olan düzlem arasında kalan açiya ISO 88551.3 / DIN 70000 standardına göre kamber açısı adı verilir. Kamber açısı tekerlek dışı doğru eğikse pozitif; içe doğru eğikse negatif olarak kabul edilir.



Şekil 2.6 Kamber açısı

Kamber açı değişiminin fazla olması taşıtın seyir dinamiğine negatif etki yaratır. Açı değişiminin yüksek olması halinde, teker aşınması artar ve yan kuvvet taşıma kapasitesinde değişiklikler oluşur.

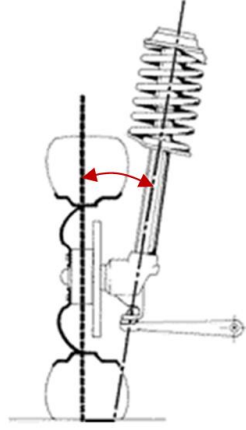
Şekil 2.7’ de görüldüğü gibi kamber açısı değişimi bir yol dışı (off-road) araç için istenilen seviyededir.



Şekil 2.7 Askı sisteminin kamber açı değişimi

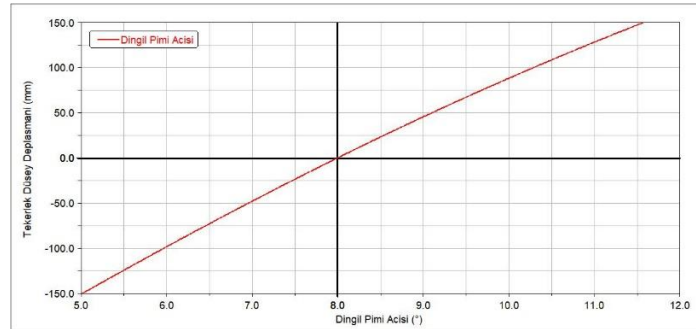
2.2.3 Dingil Pimi Açısı

ISO 88551.3 / DIN 70000 standardına göre tekerleğin dönüş eksenini ile yol zeminine dik çizilen eksen arasındaki açının dingil pimi açısı denir.



Şekil 2.8 Dingil pimi açısı

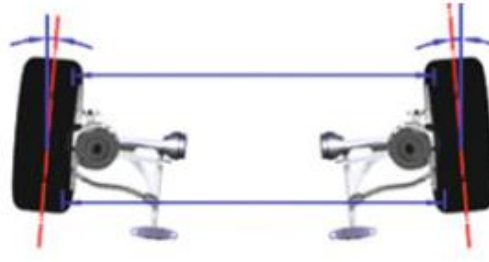
Genel olarak motoru önde yer alan ve önden tahrikli bir araç için dingil pimi açısı değeri 8° - 16° arası olması önerilmektedir (Ersoy ve HeiBing, 2011). Yapılan tasarımda bu açı 8° alınmış olup, Şekil 2.9’ da görüldüğü üzere dingil pimi açısı değişimi 6° - 7° aralığındadır. Bu değer aracın kullanım şartları için istenilen sürüş performansını sağlamaktadır.



Şekil 2.9 Askı sisteminin dingil pimi açısı değişimi

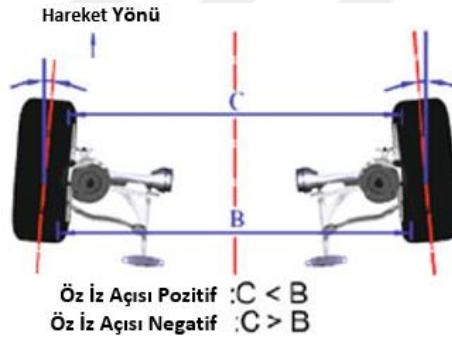
2.2.4 Ön İz Açısı

Araca üstten bakıldığında ön teker grubunun, tekerlek merkez eksenini ile aracın boyuna eksenini arasındaki açının ön iz açısı denir (Şekil 2.10).

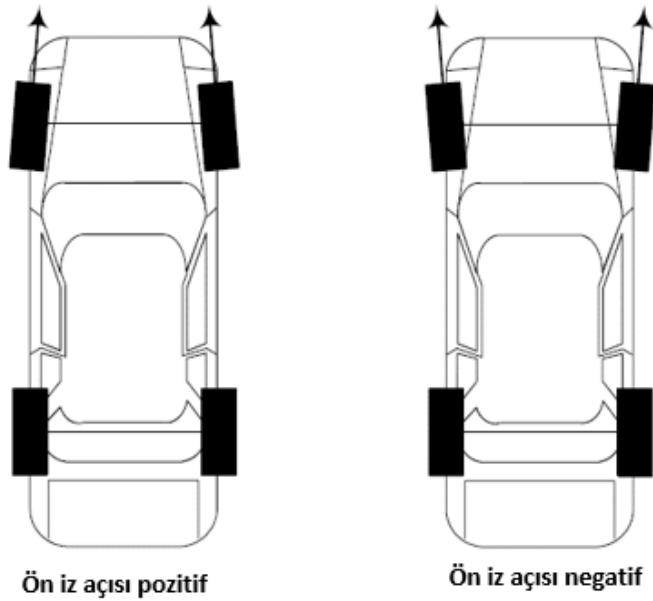


Şekil 2.10 Ön iz açısı (Ersoy ve Heiβing, 2011)

Tekerleğin ön kısmının (C ölçüsü) arka kısmına (B ölçüsü) göre kapalı olma durumuna pozitif ön iz açısı, açık olma durumuna ise negatif ön iz açısı olarak tanımlanır (Şekil 2.11). Araçlar için ön iz açısı uygulamaları Şekil 2.12’ deki gibidir.



Şekil 2.11 Ön iz açısı gösterimleri (Ersoy ve Heiβing, 2011)



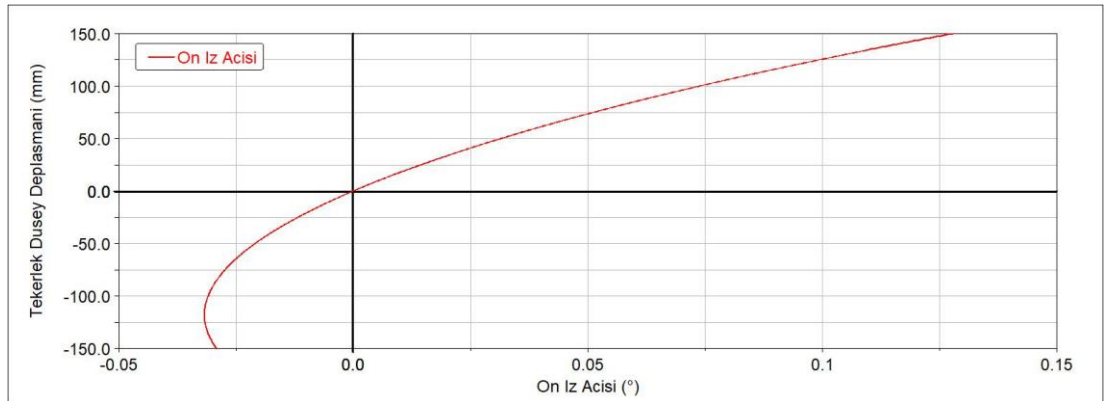
Şekil 2.12 Araç ön iz açısı uygulamaları (Jazar, 2008)

Yol ile tekerlek arasında oluşan sürtünme, hareket esnasında tekerleği dışarı doğru yönlenmeye zorlar. Bu nedenle ön tekerlere, pozitif ön iz açısı verilerek sürüş esnasında paralel konuma gelmeleri amaçlanmaktadır. Pozitif ön iz açısının büyük değerlerde verilmesi durumunda ise lastik aşınması ve yuvarlanma direncinin artmasına neden olur. Negatif ön iz açısı verildiğinde ise direksiyon tepkileri iyileşir (Jazar, 2008). Verilebilecek ön iz açısı ihtimallerinin birbirine göre oluşturacağı durumlar Tablo 2.2’ de özetlenmektedir.

Tablo 2.2 Ön iz açısı uygulamalarının karşılaştırması

Ön iz açısı pozitif	Ön iz açısı sıfır	Ön iz açısı negatif
Yavaş direksiyon tepkisi	Ortalama direksiyon tepkisi	Hızlı direksiyon tepkisi
İyi sürüş kararlılığı	Minimum sürtünme direnci	Düşük sürüş kararlılığı
Teker dış köşelerinde daha fazla aşınma	Minimum lastik aşınması	Teker iç köşelerinde daha fazla aşınma

Şekil 2.12’ de ön iz açısı değişimi verilmiş olup, yol dışı (off-road) araç için statik konumda sıfır olarak ayarlanarak lastik aşınması ile sürtünme dirençleri azaltılmaya çalışılmış ve ortalama direksiyon tepkisi elde edilmiştir.

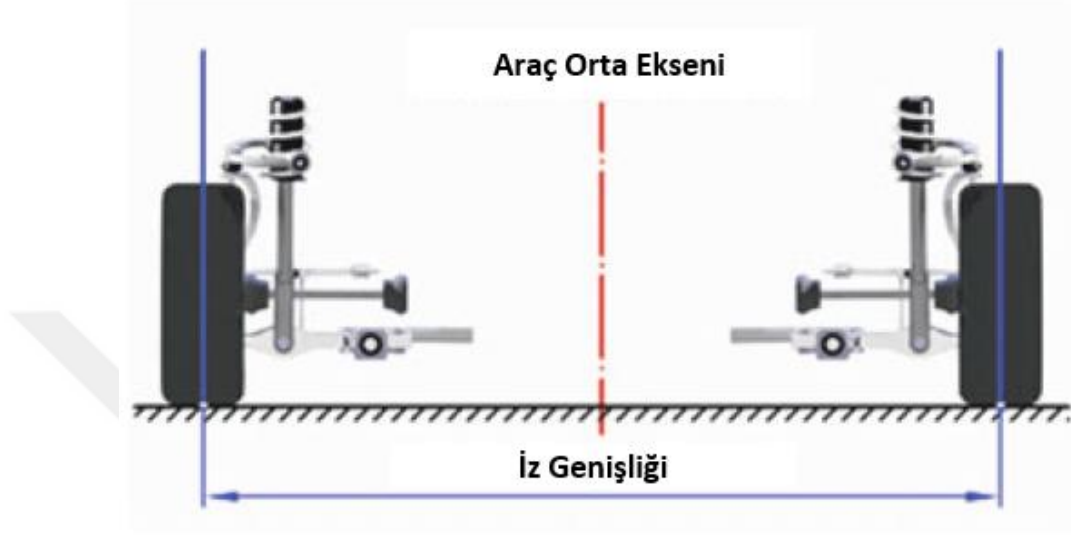


Şekil 2.12 Askı sisteminin ön iz açısı değişimi

2.2.5 İz Genişliği Değişimi

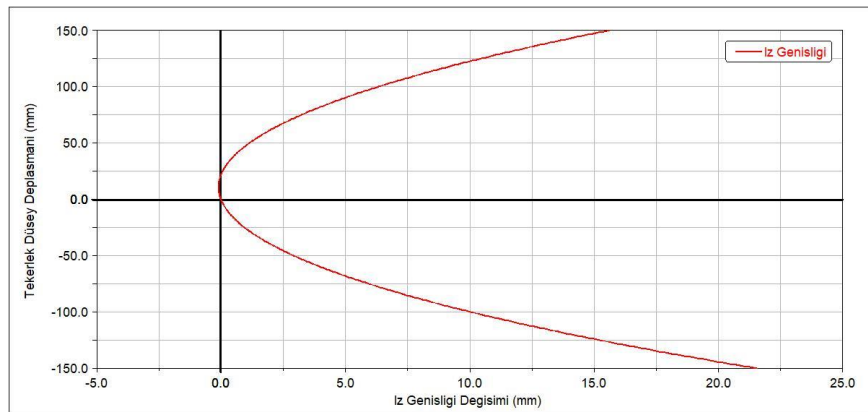
Araca önden bakıldığında, iki tekerin orta noktaları arasındaki mesafeye iz genişliği denir (Şekil 2.13). İz genişliği değişimi, taşıtın bir engeli aşması durumunda oluşan

düşey yaylanma esnasında meydana gelir. Lastik aşınmasının artmaması ve sürüş kabiliyetinin düşmemesi için iz genişliği değişiminin minimum tutulması tavsiye edilmektedir (Ersoy ve Heiβing, 2011). İz genişliği değişiminin fazla olması halinde yanıl yük oluşur, yuvarlanma direnci ve lastik aşınmaları artar.



Şekil 2.13 Taşıt iz genişliği (Ersoy ve Heiβing, 2011)

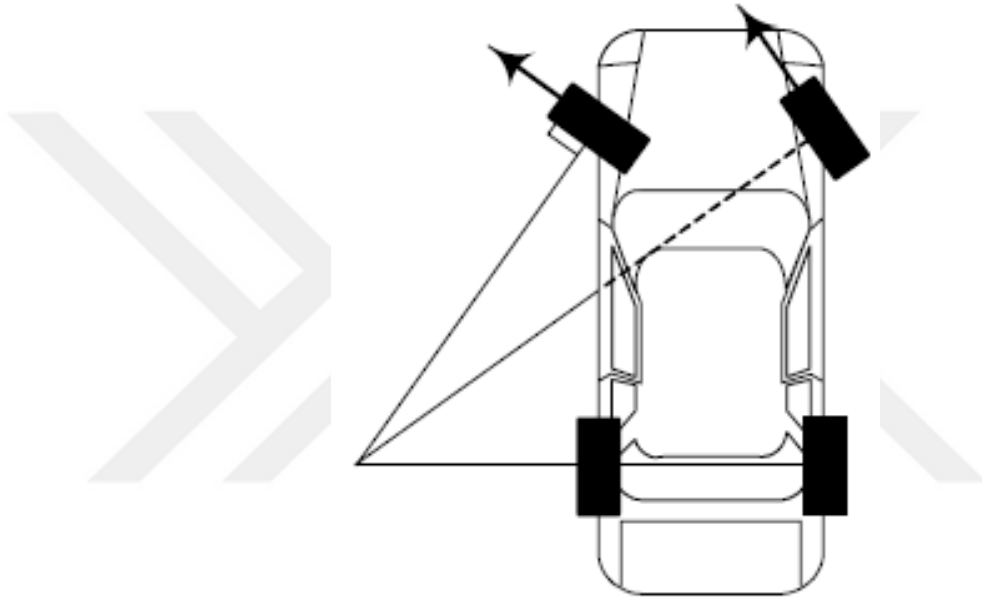
Şekil 2.14’de askı sisteminin düşey deplasmanındaki iz genişliği değişimine bakıldığında değişiminin yol dışı (off-road) kullanım için düşük olduğu görölmüştür. İz genişliği değişiminin tüm düşey yer değişimi durumunda iyi bir performans için 20 mm içinde kalması beklenmektedir. Tasarlanan askı sistemi bu kriteri sağlamaktadır (Reimpell ve Stoll ve Betzler, 2001).



Şekil 2.14 Askı sisteminin iz genişliği değişimi

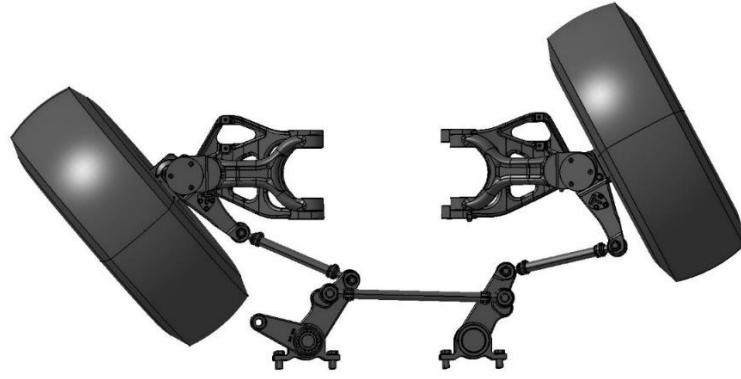
2.2.6 Ackerman Hatası

Dönüş esnasında taşıt kararlılığını korumak ve minimum tekerlek aşınması sağlamak için tekerleklerin kaymadan yuvarlanmasını sağlamak gerekir. Bu da tekerleklerin taradıkları yayların merkezinin yani ani dönme merkezlerinin çakışık olması koşulundan geçer. Başka bir tarifile ani dönme merkezinden tekerleklerin izdüşümlerine uzatılan ışınlar, tekerlek izdüşümüne dik olmalıdır (Şekil 2.15). Bu duruma ideal dönüş geometrisi veya Ackerman geometrisi adı verilir.



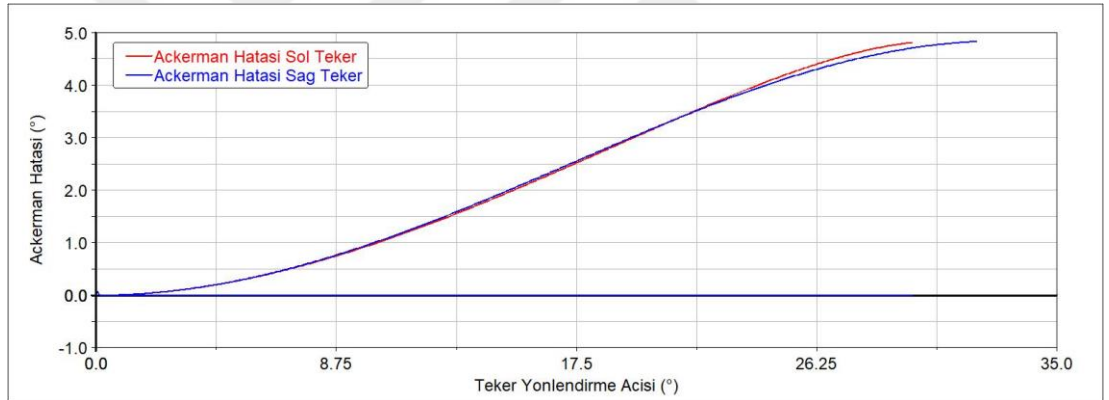
Şekil 2.15 Ackerman geometrisi (Jazar, 2008)

Taşıtlarda Ackerman geometrisinden bulunan yönlenme açılarıyla tasarlanan yön verme geometrisi arasında bir direksiyon hatası meydana gelir. Büyük direksiyon açılarının kullanılabildiği düşük hızlarda, dönüş yarıçapı gereksinimini karşılayabilmek için bir miktar tekerlek aşıntısı kabul edilebilmektedir. Bu nedenle büyük direksiyon açılarında düşük Ackerman hatası, düşük direksiyon açılarında ise büyük Ackerman hatası firma kriterleri kapsamında kabul edilmektedir. Belirli bir iz kolu uzunluğu ve açısına göre hatanın ideal olması sağlanmalıdır. Yönlenmiş askı sistemi Şekil 2.16' da verilmiştir.



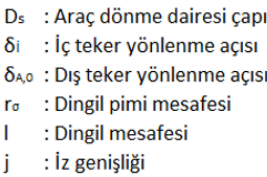
Şekil 2.16 Aracın sola yönlendirilmiş çift enine yön vericili askı sistemi

Şekil 2.17’ de incelenen yol dışı (off-road) aracın her iki tekeri için Ackerman hatası görülmektedir. Hata değeri toplamda 5^0 olduğundan aracın istenilen yol dışı (off-road) koşullarda istenilen dar dönüş değerleri için istenilen performansı sağlamaktadır.



Şekil 2.17 Askı sisteminin ackerman hata değişimi

Ackerman kuralına göre, yönlendirme durumunda virajı dışarıdan dönen teker ile içeriden dönen teker arasındaki kinematik ilişkisi aşağıdaki gibidir (Şekil 2.18).

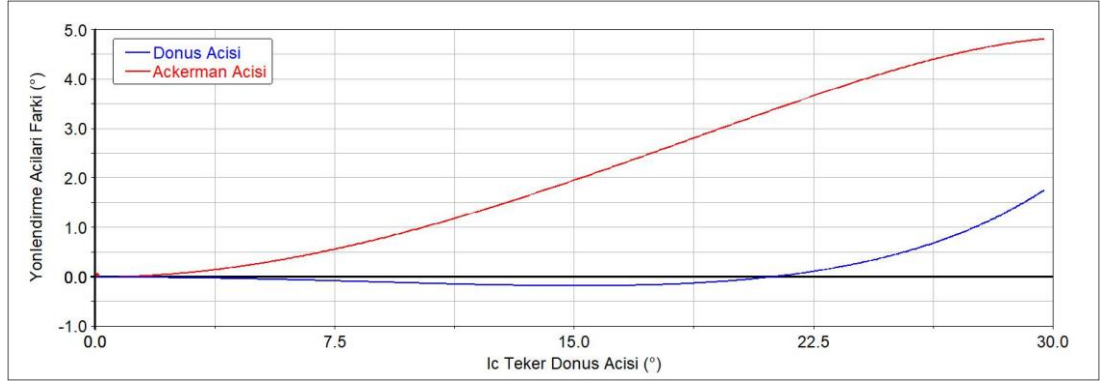


Yönlendirme hatasının ($\Delta\delta_F$, denklem 2.2), ön iz açısı farkına ($\Delta\delta_A$, denklem 2.1) bağlı olarak formülasyonu, denklem 2.2' nin içine denklem 2.1' in uygulanması ile denklem 2.3' te elde edilmektedir.

$$\Delta\delta_F = \delta_O - \delta_{A,O} = \Delta\delta_A - \Delta\delta \quad (2.2)$$

$$\Delta\delta = \delta_i - \delta_o \quad (2.3)$$

17



Şekil 2.19 Askı sisteminin yönlendirme açısı ve ackerman açısı farkının iç teker yönlendirme açısına bağlı değişimi

2.3 Kinematik Analiz Değerlendirmesi

Askı sistemini MSC AdamsTM programında yapılan kinematik analizi sonucunda kaster açısı, kamber açısı, dingil pimi açısı, ön iz açısı, iz genişliği ve yönlendirme açısı değişimleri incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda yol dışı (off-road) araç için elde edilen değerler oldukça uygundur. Bu kullanım durumu için kinematik açıdan askı sistemi tasarımı uygundur.

BÖLÜM ÜÇ

ASKI SİSTEMİNİN YAPISAL ANALİZİ

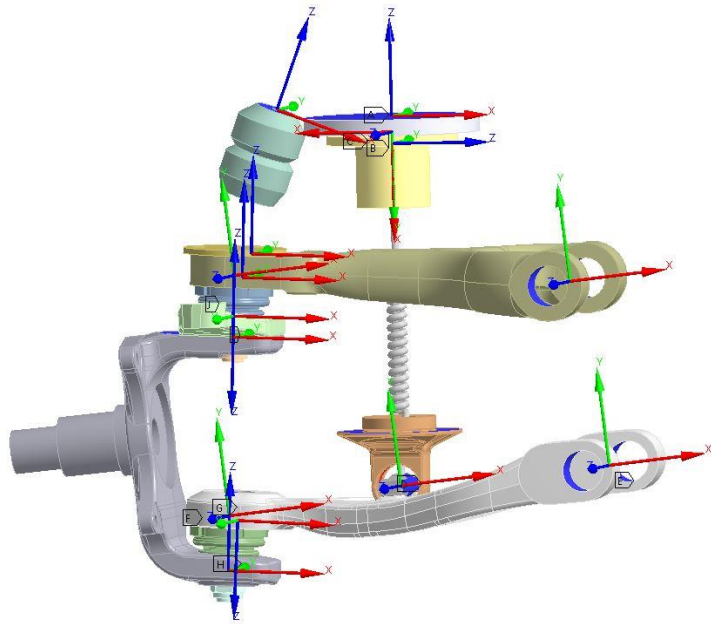
3.1 Giriş

Askı sistemi, ANSYS Workbench yazılımı ile yapısal yönden incelenmiştir. Yapılan yapısal analizler, sonlu elemanlar yaklaşımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu yaklaşım vasıtası ile karmaşık ve çözümü uzun problemler, daha basit alt problemlere indirgenerek, kendi içerisinde parçalı çözümler ile daha kısa sürede sonuçlandırılabilir.

Bu bölümde ilk olarak çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin katı modeli analiz programına aktarılacaktır. Askı sisteminin çalışma mekaniğine uygun olarak gerekli tanımlamaları yapılacaktır. Ardından farklı sürüş koşulları için askı sisteminin yapısal analizleri incelenecektir.

3.2 Askı Sisteminin Yapısal Analizinin Modellenmesi

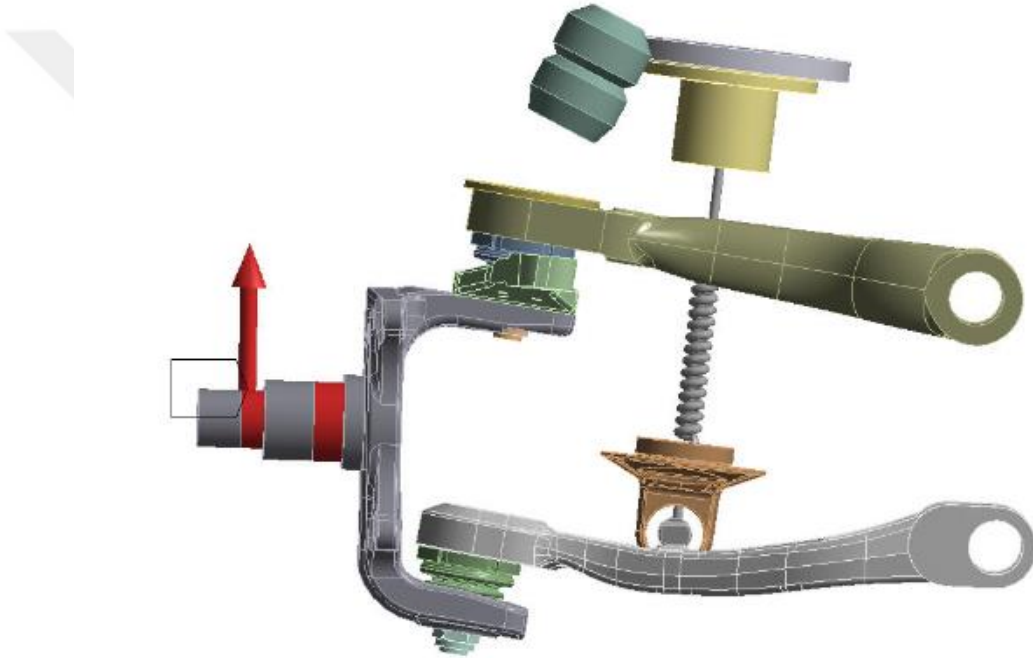
Askı sisteminin katı modeli ANSYS Workbench analiz programına aktarılır.



Şekil 3.1 Askı sisteminin çalışma mekaniğinin tanımlaması

Mekanik sekmesi altındaki bağlantılar kısmından, askı sisteminin parçaları arasındaki ilişkiler tanımlanır (Şekil 3.1).

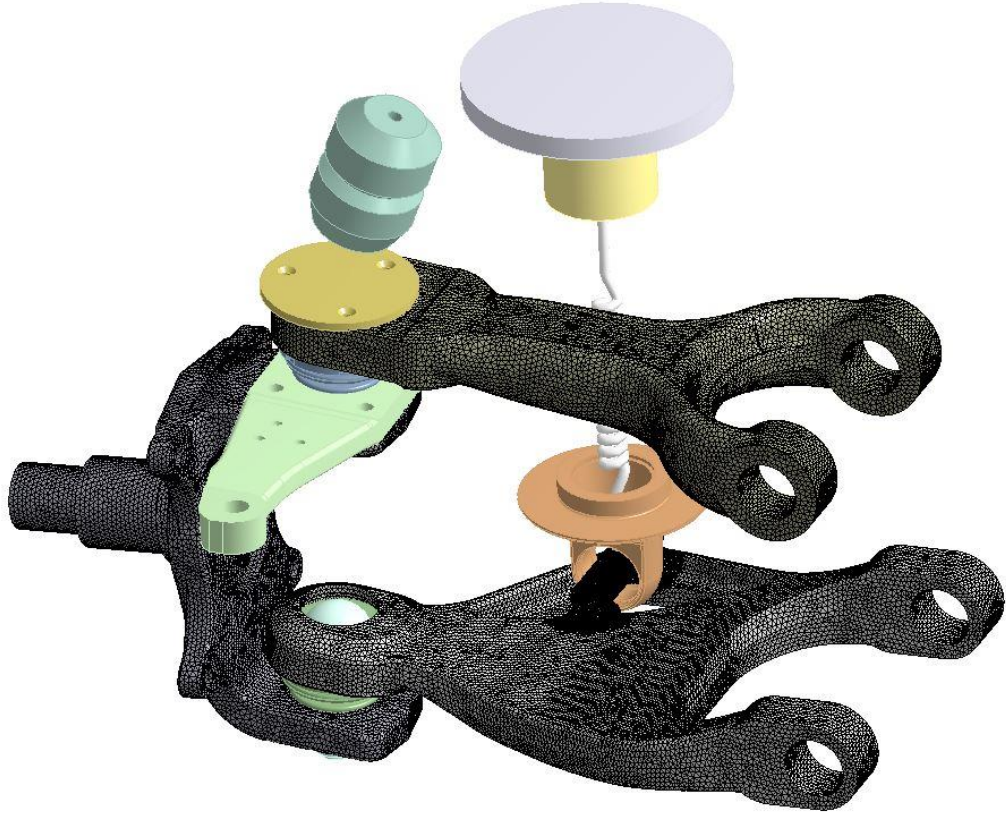
Aracın kullanım tanımının yol dışı (off-road) olması sebebiyle şasi titreşim frekansı 1,3 Hz olacak şekilde yay katsayısı belirlenmiş olup, sisteme tanımlanmıştır. Yol girdileri, aksonun tekerlek rulmanlarının yer aldığı bölgeye etki edecek şekilde tanımlanmıştır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 Askı sisteminin yapısal analizdeki yol girdisi

3.2.1 Askı Sisteminin Sonlu Elemanlar Modeli

Askı sisteminin eleman modeli kurulurken Tetrahedron tipi 4 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Modelin karmaşık bölgelerinde, programın “Virtual Topology” özelliğinden yararlanılarak ideal eleman dağılımı sağlanmıştır. Eleman boyutları modelin genelinde 2 mm ile 5 mm arasında değişiklik göstermektedir. Başarılı bir sonlu elemanlar analizi için eleman kalitesinin 0,7’den büyük olması beklenir, kurulan askı sistemi modelinde bu değer 0,8432’dir. En/boy oran (aspect ratio) değeri ortalama 3’ten küçük olması beklenir, askı sistemi modelinde bu değer 1,83’tür. Elemanlarına ayırma işleminden sonra toplam 1573562 düğüm noktası ve 1099988 eleman oluşturulmuştur. Bu değerler göstermektedir ki; askı sistemi modelinin eleman kalitesi yüksek seviyededir (Şekil 3.3) (Ansys Theory Reference Release 17 2015; Chandrupatla ve Belegundu, 2002).



Şekil 3.3 Askı sisteminin sonlu elemanlar modeli

3.2.2 Askı Sisteminin Yay ve Sönüm Elemanının Belirlenmesi

Yol dışı (off road) kullanım durumu için uygun yay (denklem 3.1) ve sönüm (denklem 3.2) eleman seçimi aşağıdaki hesaplama yöntemi ile elde belirlenmiştir.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{FR}}{m}} \quad (3.1)$$

Denklem 3.1' de C_{FR} , tekerlek temas noktasındaki yay katsayısıdır, m indisi kütleyi, f indisi de frekansı göstermektedir (Kuralay, 2008a).

Aracın şasi titreşim frekansı 1,3 Hz alınarak yol dışı kullanım (off road) ve konfor kriterini karşılayacak bir değer belirlenmiştir.

Tek tekere düşen toplam aks kütlesi denklem 3.3' te verilmektedir.

$$m_0 = 6000/2 = 3000 \text{ kg} \quad (3.2)$$

Teker başına düşen yaylandırılmamış kütle (m_{yk}) 393,5 kg' dır. Bu durumda kütle değeri denklem 3.3' te elde edilir.

$$m = m_0 - m_{yk} = 3000 - 393,5 = 2606,5 \text{ kg} \quad (3.3)$$

Teker temas noktasındaki yay katsayısı denklem 3.4' te elde edilir.

$$C_{FR} = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot m = (2 \cdot \pi \cdot 1,3)^2 \cdot 2606,5 = 174 \text{ N/mm} \quad (3.4)$$

Askı sisteminin asıl yay katsayısı denklem 3.5' te elde edilir. Çevrim oranı, i indisi ile gösterilmektedir ve askı sisteminin çevrim oranı 1,78'dir.

$$C = C_{FR} \cdot i^2 = 550 \text{ N/mm} \quad (3.4)$$

Denklem 3.5' de k, amortisör sönüm katsayısıdır. D, şasi sönüm faktörü için 0,25 değeri alınır (Kuralay, 2008a).

$$D = \frac{k}{2x\sqrt{cxm}} \quad (3.5)$$

Aksı sistemi için amortisör sönüm katsayısı denklem 3.6' da elde edilir.

$$k = D \cdot 2 \cdot \sqrt{c \cdot m} = 2 \cdot 0,25 \cdot \sqrt{174000 \cdot 2606,5} = 10,65 \text{ Ns/mm} \quad (3.6)$$

Askı sisteminin asıl sönüm katsayısı denklem 3.7' de elde edilir.

$$k = k_{FR} x i^2 = 33,74 \text{ N/mm} \quad (3.7)$$

3.2.3 Askı Sisteminin Farklı Yol Durumları İçin Yükleme Koşulları

Araçların yoldaki hareketi sırasında askı sistemi, farklı yol durumlarında farklı yüklere maruz kalır. Bu yük durumları, askı sisteminin kullanım ömrü boyunca maruz kalacağı yüklerin, tekerlek başına düşen aks ağırlığı ile yerçekimi ivmesi katlarının çarpımı cinsinden hesaplanmaktadır. Bu yöntem ile birlikte standartlaşmış bir mukavemet hesabı ve analiz girdisi oluşturulmuştur (Tablo 3.1) (Ersay ve HeiBing, 2011).

Tablo 3.1 Farklı yol durumları için standart yükleme koşulları (Ersay ve HeiBing, 2011)

Standart Yük Durumları		İvme (g)		
		x	y	z
1	Duran araç (düşey yön 1,00 g)	0,00	0,00	1,00
2	Engelden geçme (düşey yön 3,00 g)	0,00	0,00	3,00
3	Engelden geçme (boyuna yön 2,50 g)	2,50	0,00	1,00
4	Engelden geçme (enine yön 2,50 g)	0,00	2,50	1,00
5	Sağa dönüş (1,25 g)	0,00	1,25	1,00
6	Frenleme ve dönüş	0,75	0,75	1,00
7	Geri frenleme (1,00 g)	1,00	0,00	1,00
8	İvmelenme (-0,50 g)	-0,50	0,00	1,00
9	İvmelenme ve dönüş (0,70 g)	-0,50	0,50	1,00
10	Diyagonal yük (ön ve arka)	0,00	0,00	1,75
11	Engelden geçme (bump 2,25 g)	0,00	0,00	2,25
12	Engelden geçme (rebound 0,75 g)	0,00	0,00	0,75
13	Sağa dönüş (0,75 g)	0,00	0,75	1,00
14	Sola dönüş (0,75 g)	0,00	-0,75	1,00
15	Frenleme (0,75 g)	0,75	0,00	1,00
16	İvmelenme (0,50 g)	-0,50	0,00	1,00

Çalışma yapılan askı sistemine etki eden kuvvetleri elde edebilmek için, prototip askı sistemi araca bağlanıp, yapılacak testler sonucunda kesin kuvvetler bulunabilir. Bu çalışmada böyle bir veri olmadığı için farklı kaynaklardan derlenerek oluşturulmuş yük durumları kullanılmıştır. Çalışmada uygulanan yük durumları ise Tablo 3.2’ de verilmiştir.

Tablo 3.2 Çalışma kapsamında analizlerde kullanılan yük durumları

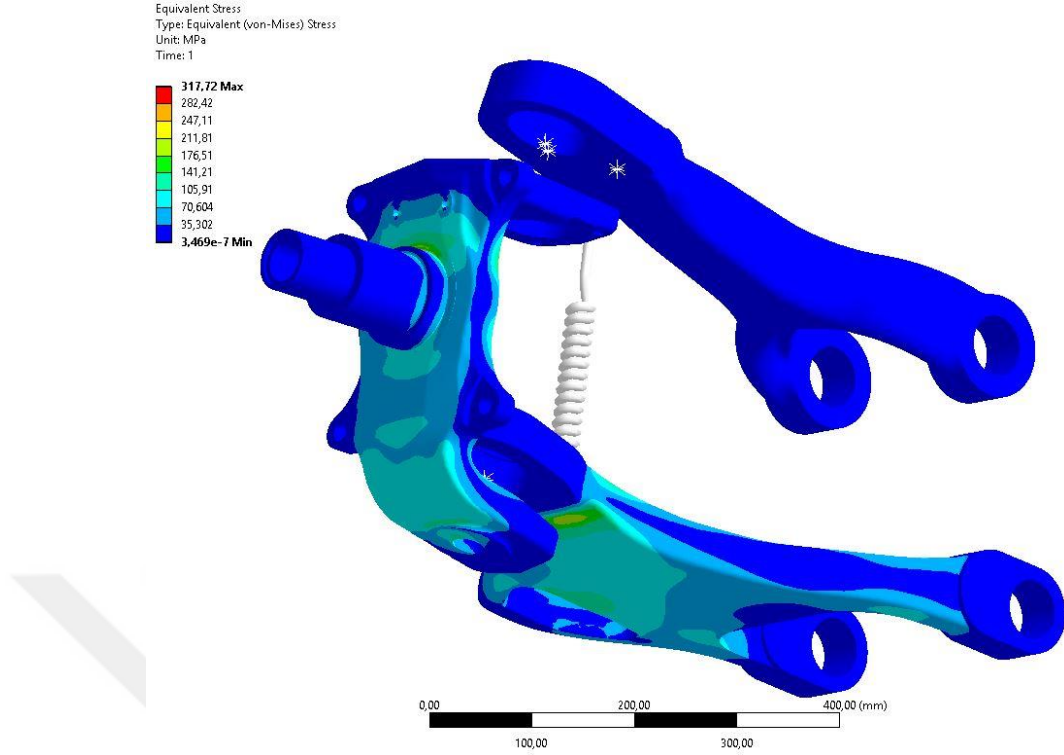
Yük Durumları		İvme (g)		
		x	y	z
1	Duran araç	0,00	0,00	1,00
2	Engelden geçme (düşey yön)	0,00	0,00	4,00
3	Engelden geçme (boyuna yön)	3,00	0,00	1,00
4	Engelden geçme (enine yön)	0,00	3,00	1,00
5	Sağa dönüş	0,00	0,80	1,00
6	Frenleme	0,80	0,00	1,00

3.3 Tam Askı Sistemi Modeli İçin Yapısal Analiz Sonuçları

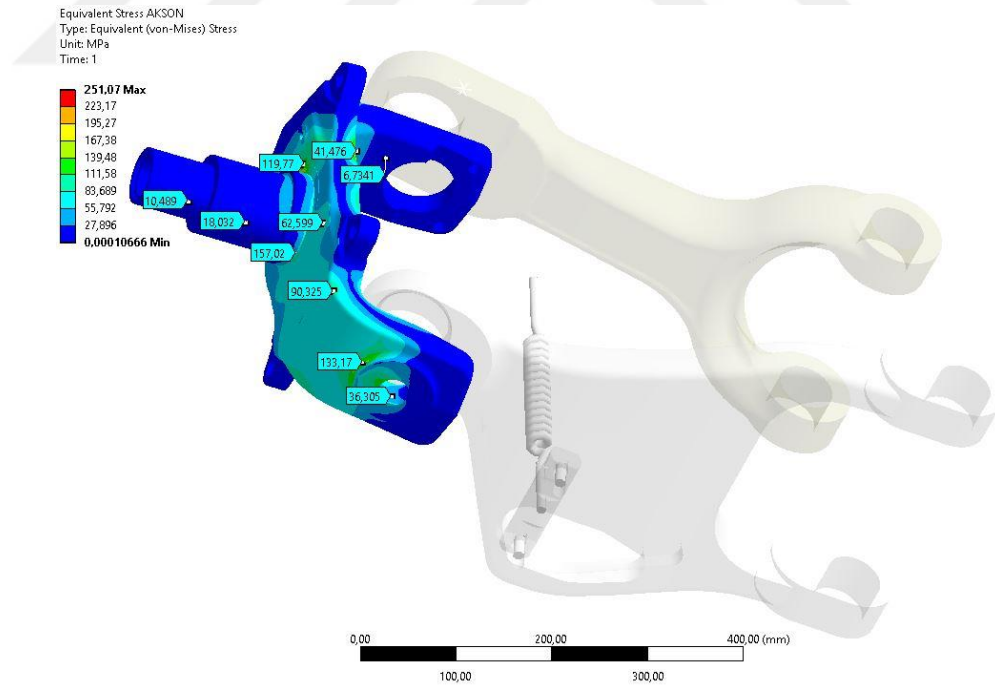
Bir önceki başlıkta tanımlanan, model kurulumu ve analiz girdileri doğrultusunda yapısal analiz çalışmalarına başlanmıştır. Tablo 3.2’ de belirtilen koşulların her biri için analiz gerçekleştirilecektir.

3.3.1 Duran Araç Durumu İçin Tam Askı Sisteminin Yapısal İncelemesi

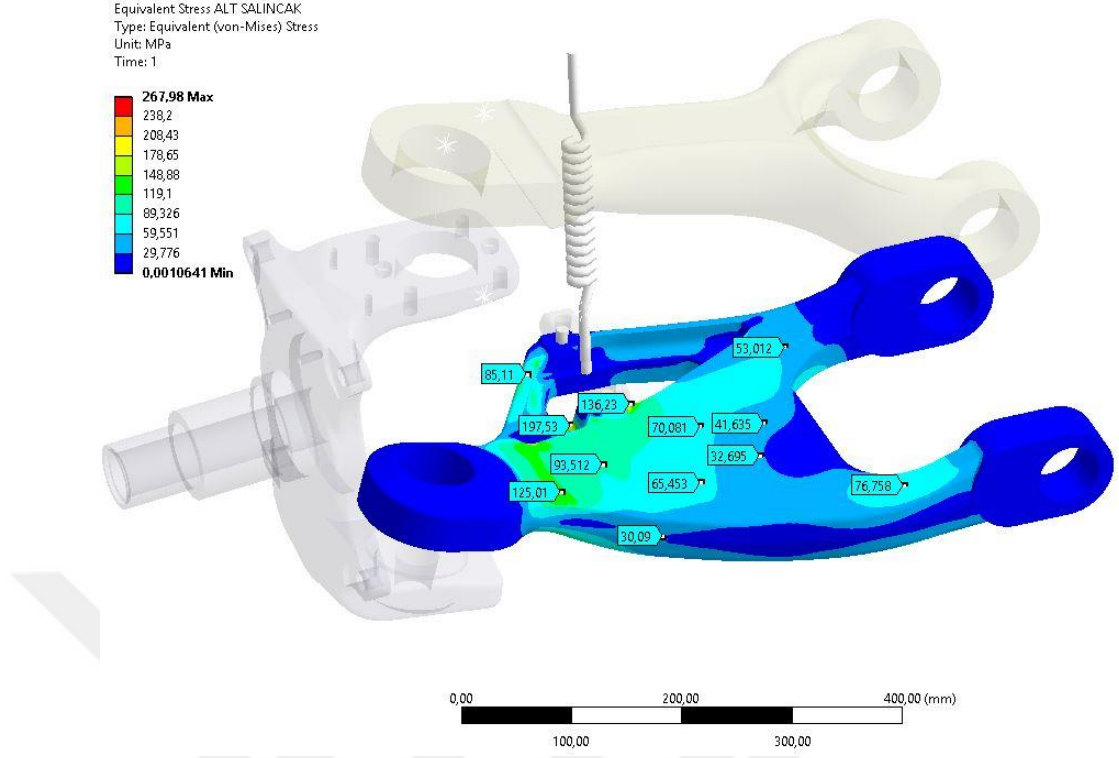
Tablo 3.2’ de belirtilen yükleme koşulları doğrultusunda tam askı sistemi modelinin analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.4’ te askı sisteminin eş değer gerilme dağılımı görülmektedir. Şekil 3.5, Şekil 3.6, Şekil 3.7, Şekil 3.8 ve Şekil 3.9’ da ise parça bazında eş değer gerilme dağılımları görülmektedir.



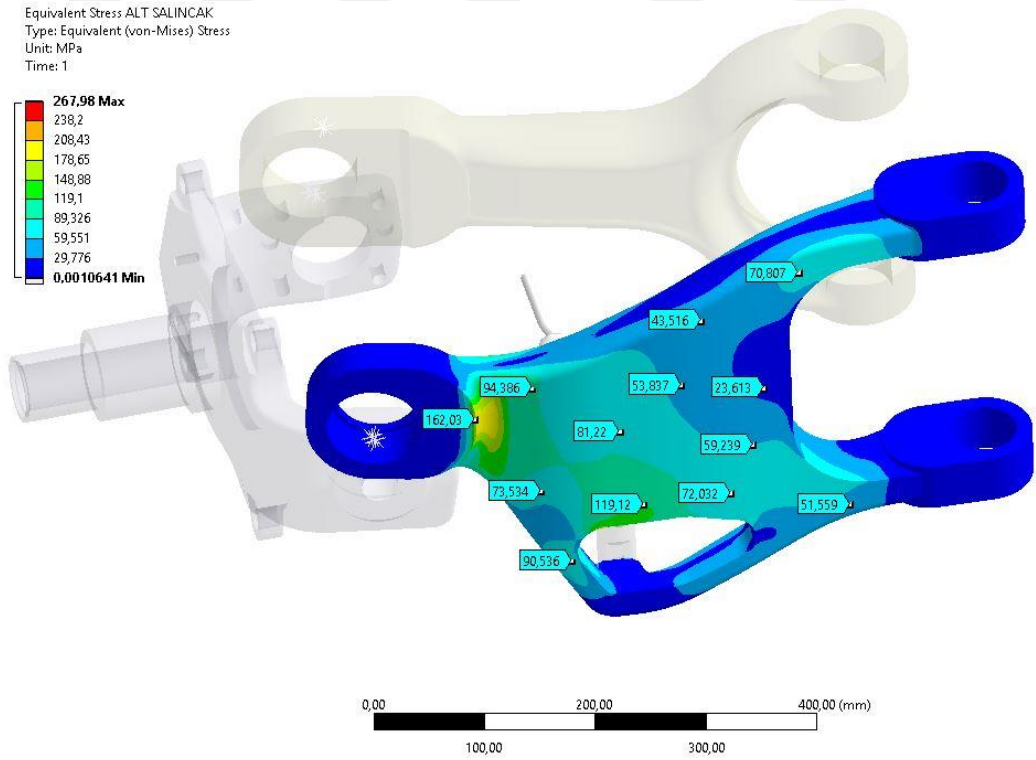
Şekil 3.4 Askı sisteminin tam modelinin duran araç durumu koşulundaki yapısal analizi



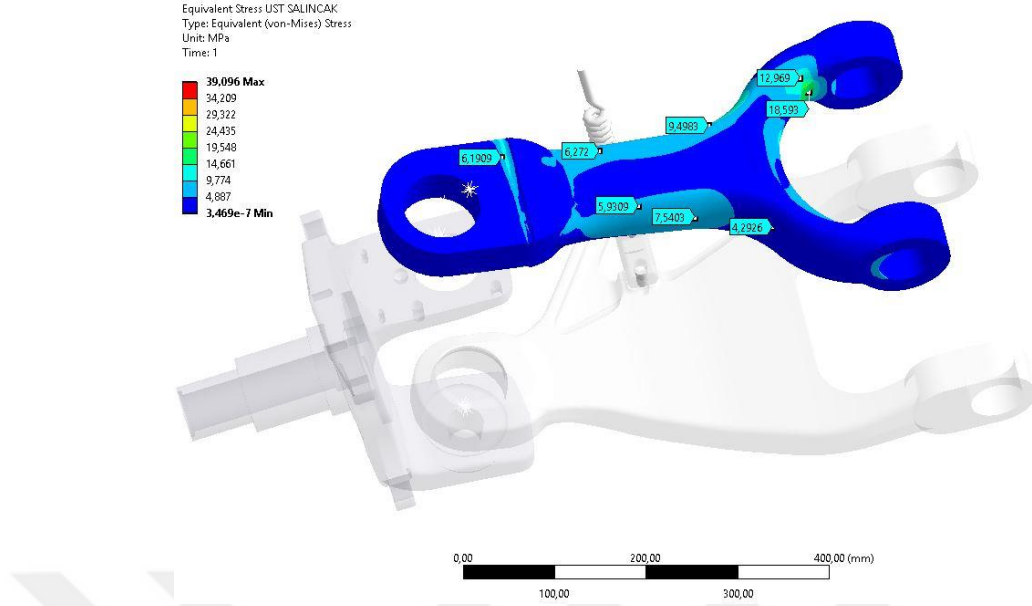
Şekil 3.5 Tam model için aksunun duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



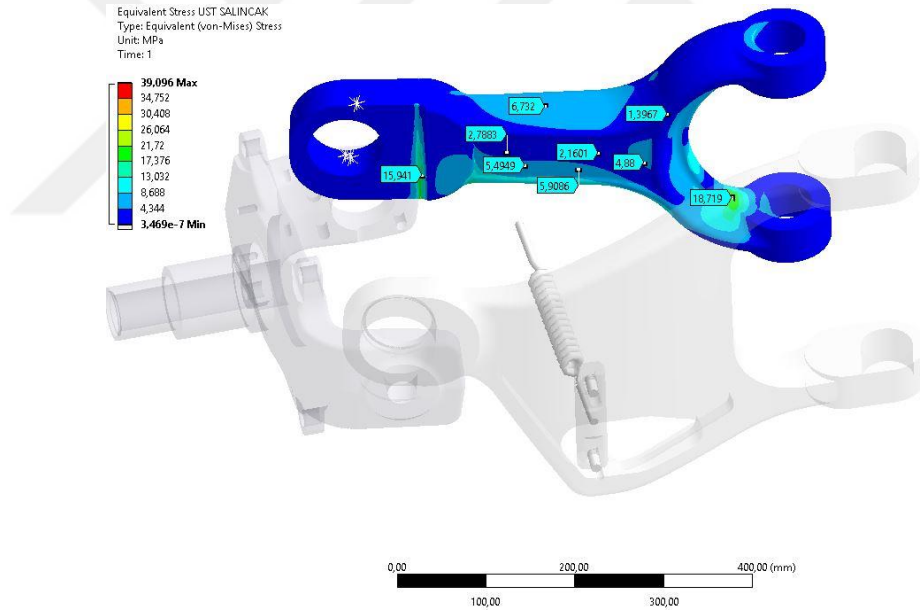
Şekil 3.6 Tam model için alt salıncağın duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.7 Tam model için alt salıncağın duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.8 Tam model için üst salıncağın duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.9 Tam model için üst salıncağın duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

Tasarımı yapılan çift enine yön vericili askı sisteminde tekil gerilmeler haricinde, yay bağlantı noktasının alt salıncak üzerinde olmasından dolayı en yüksek eş değer gerilme alt salıncağın yay bağlantı bölgesinde görülmektedir (Şekil 3.6 ve Şekil 3.7). Üst salıncak ise oluşan düşük gerilmeler (Şekil 3.8 ve Şekil 3.9) sonucunda daha basit bir geometri ile işlevselliğini sağlayabilmektedir. Akson da ise yoldan gelen tepki ile dip kısmında gerilme yığılması oluşmakta ve eğmeye çalışmaktadır (Şekil 3.5).

3.4 Tekil Askı Sistemi Modeli İçin Yapısal Analiz Sonuçları

Tam askı sistem modeli ile gerçekleştirilen analiz yüksek eleman kalitesi, yoğun düğüm noktası ve eleman oluşturulması nedeniyle çeyrek günde çözülebilmektedir. Bu nedenle süreyi kısaltmak ve tasarruf edebilmek için alternatif çözüm yöntemi olarak MSC AdamsTM programı yardımıyla Tablo 3.2’ de belirlenen yol şartları için her bir elemanın bağlantı noktalarına gelen yükler çıkarılarak (Tablo 3.3), askı sisteminin elemanları ayrı ayrı incelenmiştir. Bu analizler için tam modelde yakalanan eleman kalitesi basit modellerde de oluşturulmuş olup analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu yaklaşım sonucunda analiz süresi dörtte bir kısalmıştır.

Tablo 3.3 Çalışma kapsamında elemanın bağlantı noktalarına gelen yükler

Yük Durumları			Kuvvet (N)		
			F _x	F _y	F _z
1	Duran araç	Üst salıncağa etkiyen	-377	17627	-1056
		Alt salıncağa etkiyen	432	-16898	26259
		Yay bağlantı noktasına etkiyen	-7,6e-6	-3025	-44707
		Aksona etkiyen	0	0	29430
2	Engelden geçme (düşey yön)	Üst salıncağa etkiyen	452	91340	25917
		Alt salıncağa etkiyen	-177	-87935	84520
		Yay bağlantı noktasına etkiyen	-5,6e-6	-5701	-1,1e5
		Aksona etkiyen	0	0	117720
3	Engelden geçme (boyuna yön)	Üst salıncağa etkiyen	29800	-31210	2044
		Alt salıncağa etkiyen	51727	-35316	24676
		Yay bağlantı noktasına etkiyen	-7,62e-6	-3000	-44413
		Aksona etkiyen	-88290	0	29430
4	Engelden geçme (enine yön)	Üst salıncağa etkiyen	-728,5	-63511	4074
		Alt salıncağa etkiyen	369	1,5e5	38244
		Yay bağlantı noktasına etkiyen	7,6e-6	3000	44416
		Aksona etkiyen	0	-88290	29430
5	Sağa dönüş	Üst salıncağa etkiyen	-797	-5034	6728
		Alt salıncağa etkiyen	683	49492	46452
		Yay bağlantı noktasına etkiyen	-6,4e-6	-5699	-85688
		Aksona etkiyen	0	-23544	29430
6	Frenleme	Üst salıncağa etkiyen	-40918	14632	-3024
		Alt salıncağa etkiyen	74612	-32485	46459
		Yay bağlantı noktasına etkiyen	-7e-6	-5075	-72351
		Aksona etkiyen	-23544	0	29430

3.4.1 Tekil Askı Sistemi Elemanlarının Sonlu Elemanlar Modeli

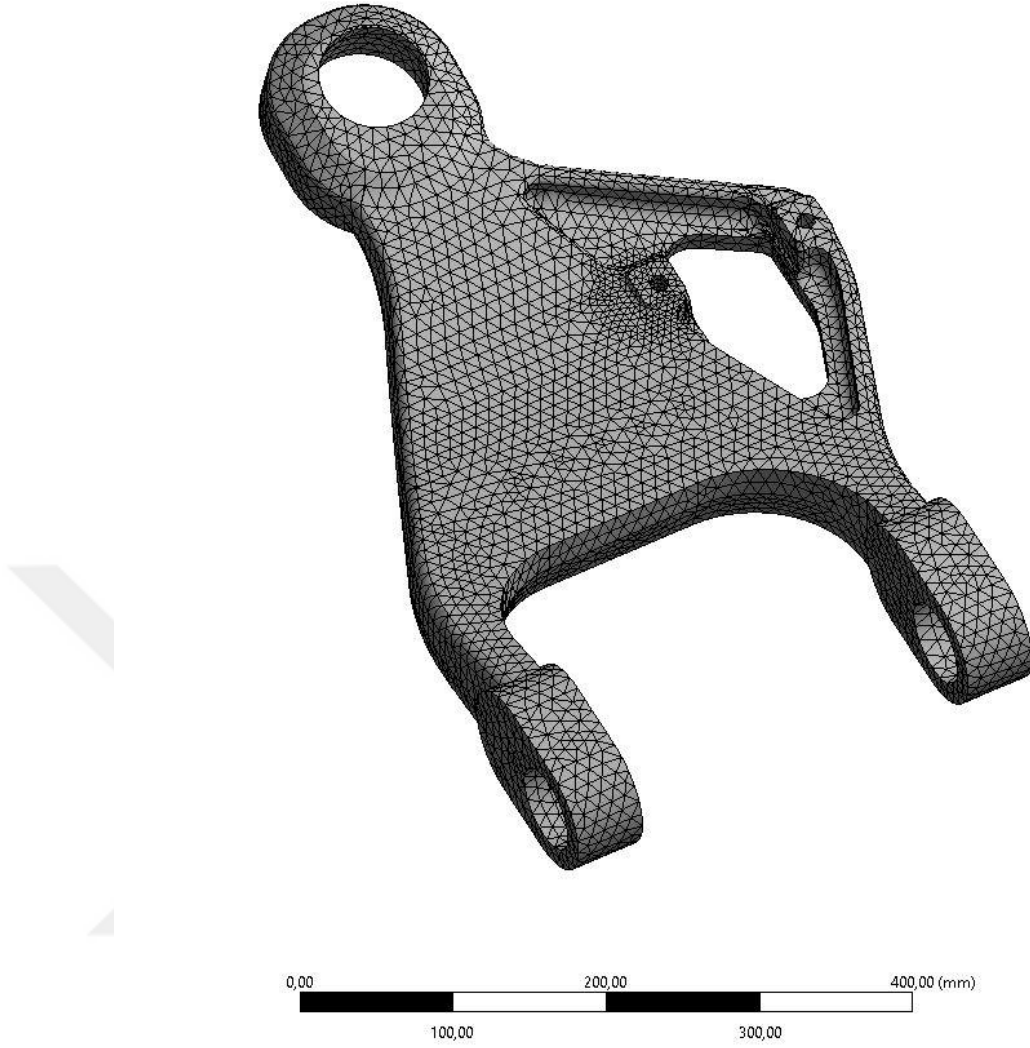
Tam askı sisteminin eleman modeli ile aynı kriterler korunarak tekil askı sistemi parçalarının sonlu eleman modelleri oluşturulmuştur. İki sistemin aynı sonuçları elde edebilmesi için aynı eleman yapıları kurulmuştur.



Şekil 3.10 Tekil akson parçasının eleman yapısı



Şekil 3.11 Tekil üst salıncak parçasının eleman yapısı

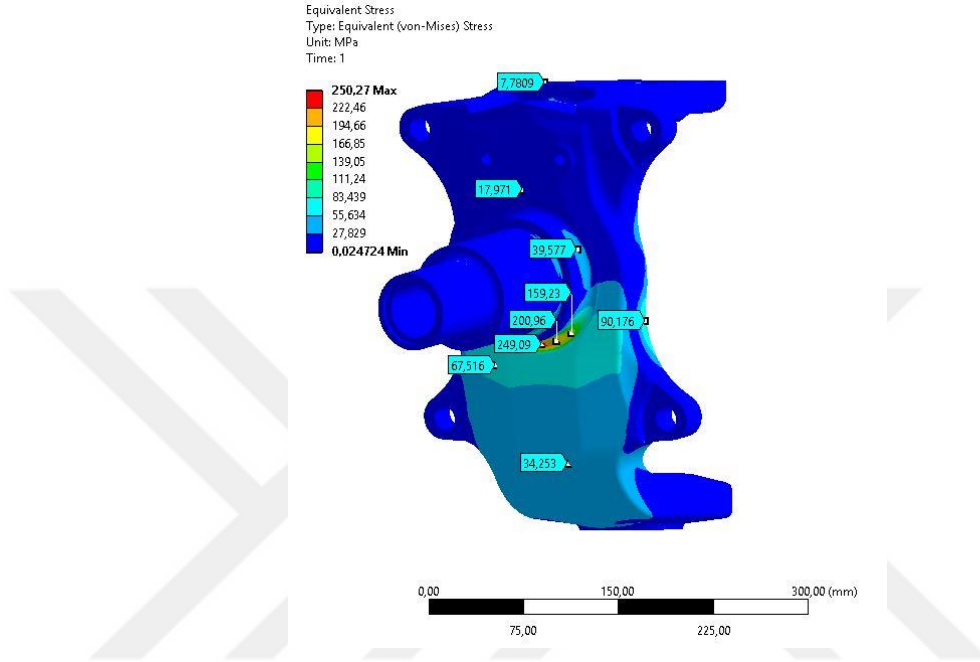


Şekil 3.12 Tekil alt salıncak parçasının elaman yapısı

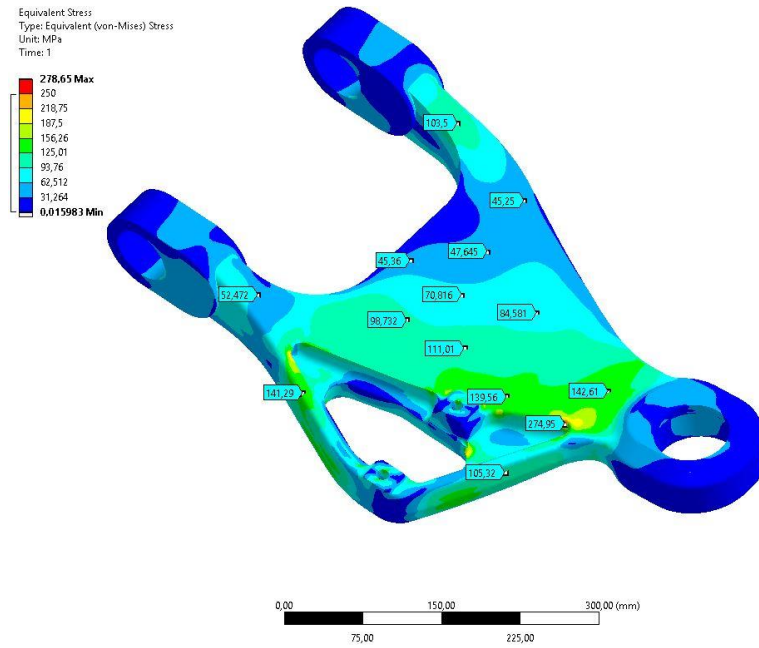
Tekil modellerin eleman yapılarını bozabilecek karmaşık bölgelerinde, programın “Virtual Topology” özelliğinden yararlanılarak ideal eleman dağılımı sağlanmıştır. Eleman boyutları modelin genelinde 2 mm ile 5 mm arasında değişiklik göstermektedir. Kurulan tekil askı sistemi parçalarının modelleri için eleman kaliteleri; akson için 0,82 (Şekil 3.10), üst salıncak için 0,83 (Şekil 3.11) ve alt salıncak için ise 0,82’ dir (Şekil 3.12). Tam model ile aynı seviyede sistem yaratılmış olup, analizlerin ayrı ayrı gerçekleştirilecek olmasından dolayı düşen toplam eleman sayısı ve düğüm sayısı değerleri sayesinde süreç kısaltılabilmıştır. Kurulan modeller doğrultusunda analizler gerçekleştirilecektir.

3.4.2 Duran Araç Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi

Tablo 3.3’ de belirtilen yükleme koşulları doğrultusunda askı sistemi elemanlarının tekil analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.13, Şekil 3.14, Şekil 3.15, Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’ de parça bazında eş değer gerilme dağılımları görülmektedir.



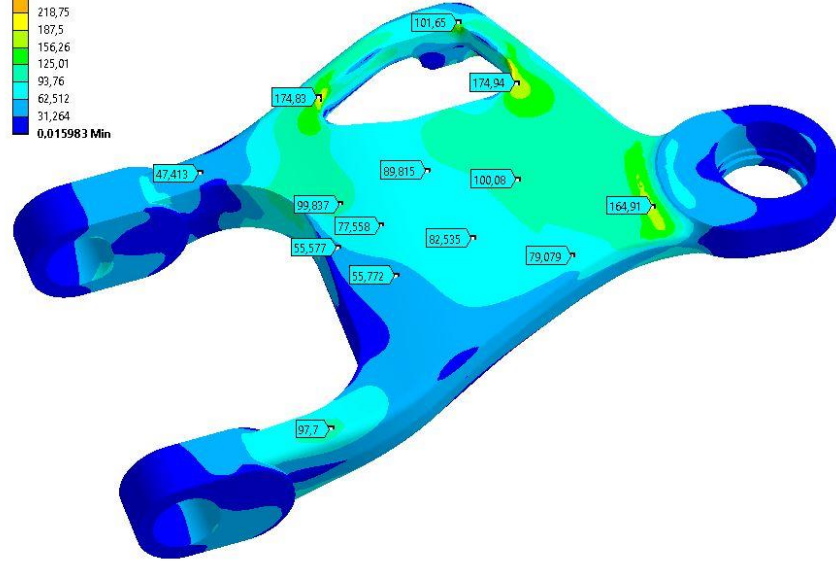
Şekil 3.13 Akson elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.14 Alt salıncak elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

278,65 Max
250
218,75
187,5
156,26
125,01
93,76
62,512
31,264
0,015983 Min

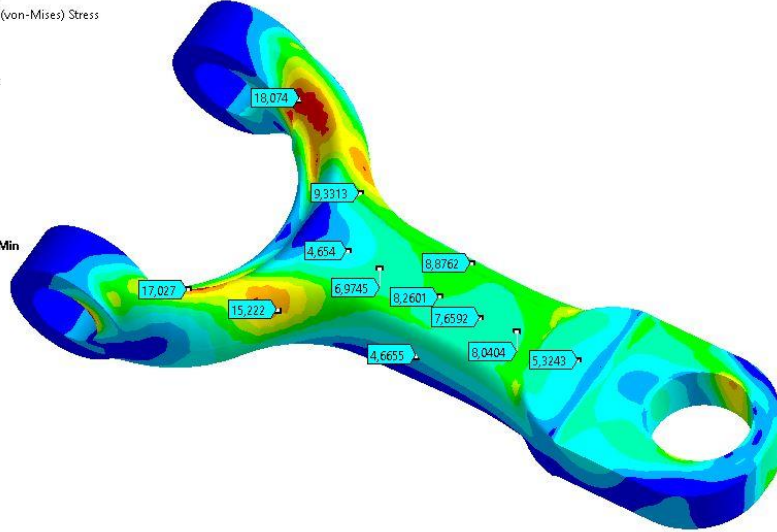


0,00 150,00 300,00 (mm)
75,00 225,00

Şekil 3.15 Alt salıncak elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

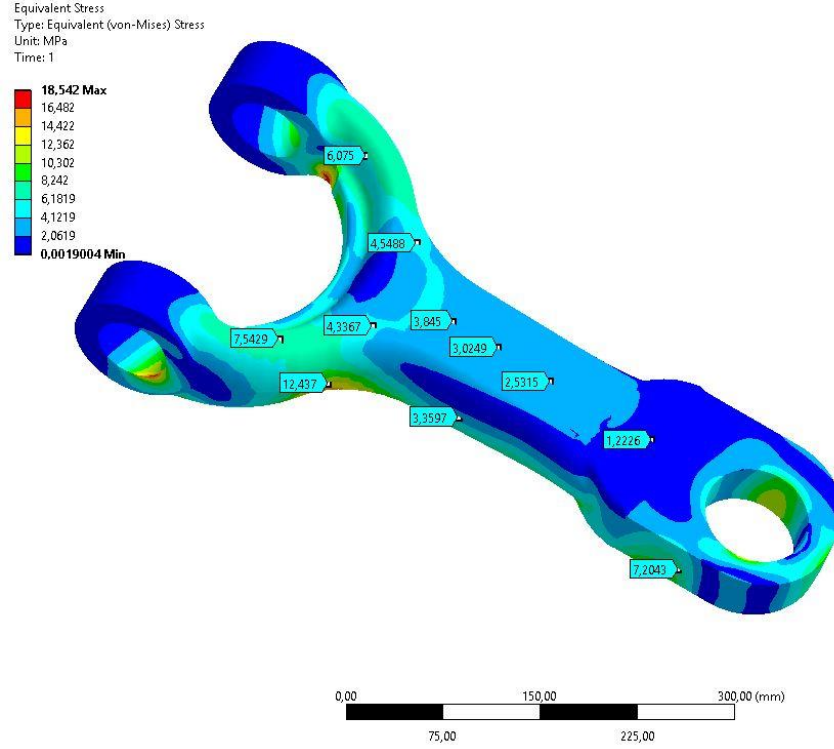
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

18,542 Max
16,482
14,422
12,362
10,302
8,242
6,1819
4,1219
2,0619
0,0019004 Min



0,00 150,00 300,00 (mm)
75,00 225,00

Şekil 3.16 Üst salıncak elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

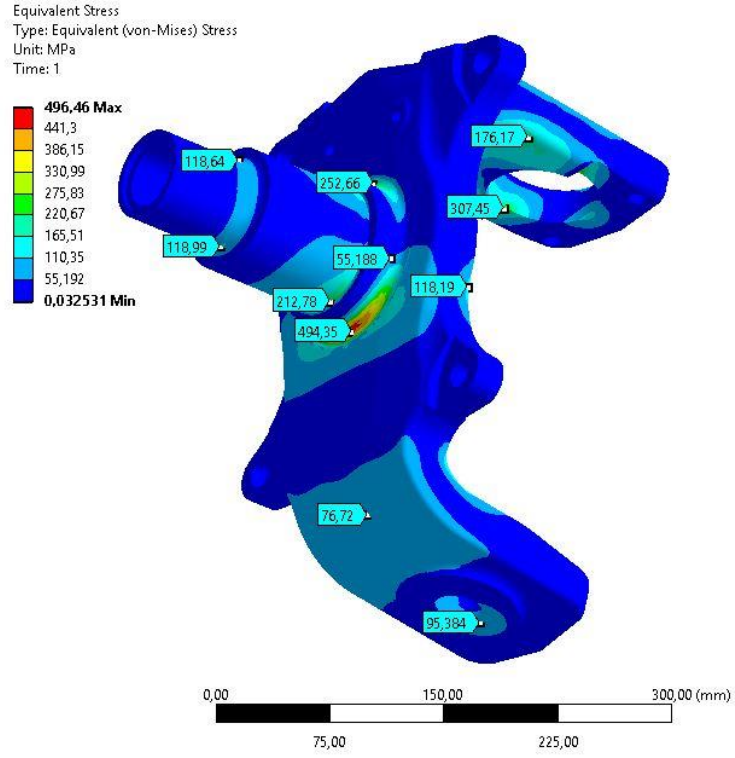


Şekil 3.17 Üst salıncak elemanının duran araç durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

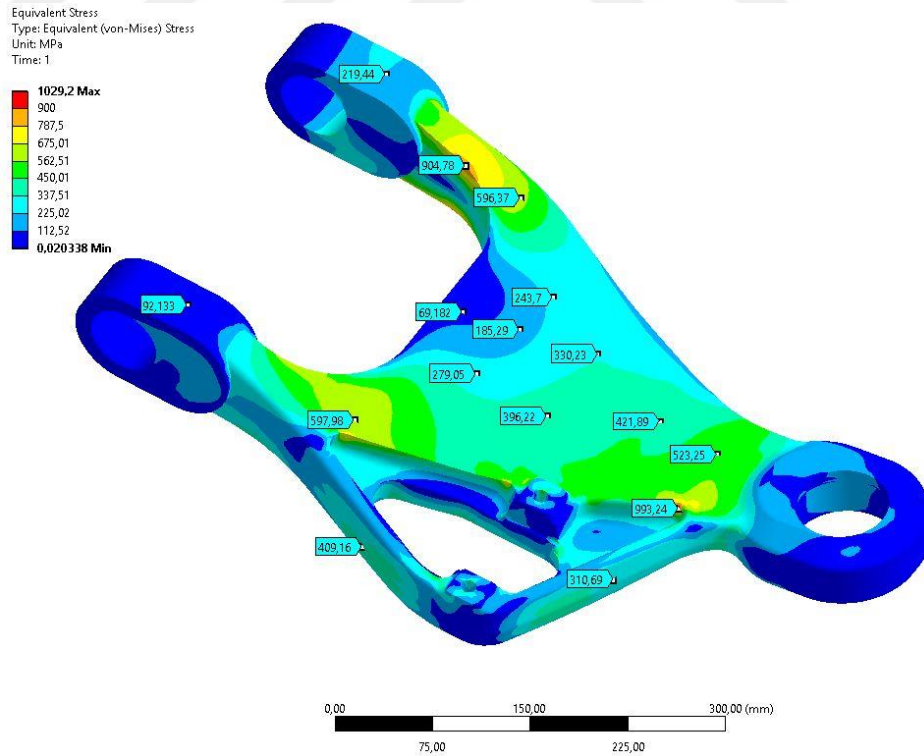
Bağlantı noktalarına etkiyen yükler bulunarak, tekil askı sistemi elemanları üzerinden tekrarlanan duran araç durumu analiz sonucunda, çıktılar komple sistem üzerinden gerçekleştirilen analiz ile eşleşmektedir. Yay bağlantısı alt salıncak üzerinde olmasından dolayı en yüksek eş değer gerilme alt salıncak yay bağlantı bölgesinde 278 MPa gerilme görülmektedir (Şekil 3.14). Üst salıncak ise oluşan düşük gerilmeler 18,5 MPa olarak görülmektedir (Şekil 3.16) ve oldukça güvenlidir. Akson da ise yoldan gelen tepki ile dip kısmında gerilme yığılması oluşmakta ve eğmeye çalışmaktadır (Şekil 3.13). Bu yol durumu için askı sistemi elemanları güvenlidir.

3.4.3 Engelden Geçme (Düşey Yön) Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi

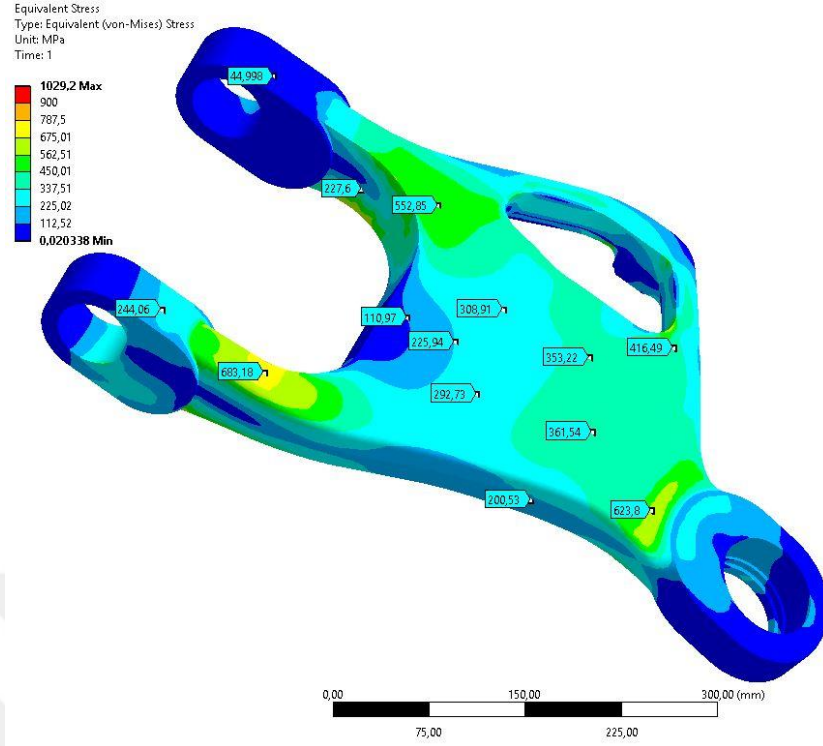
Tablo 3.3' de belirtilen yükleme koşulları doğrultusunda askı sistemi elemanlarının tekil analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.18, Şekil 3.19, Şekil 3.20, Şekil 3.21 ve Şekil 3.22' de parça bazında eş değer gerilme dağılımları görülmektedir.



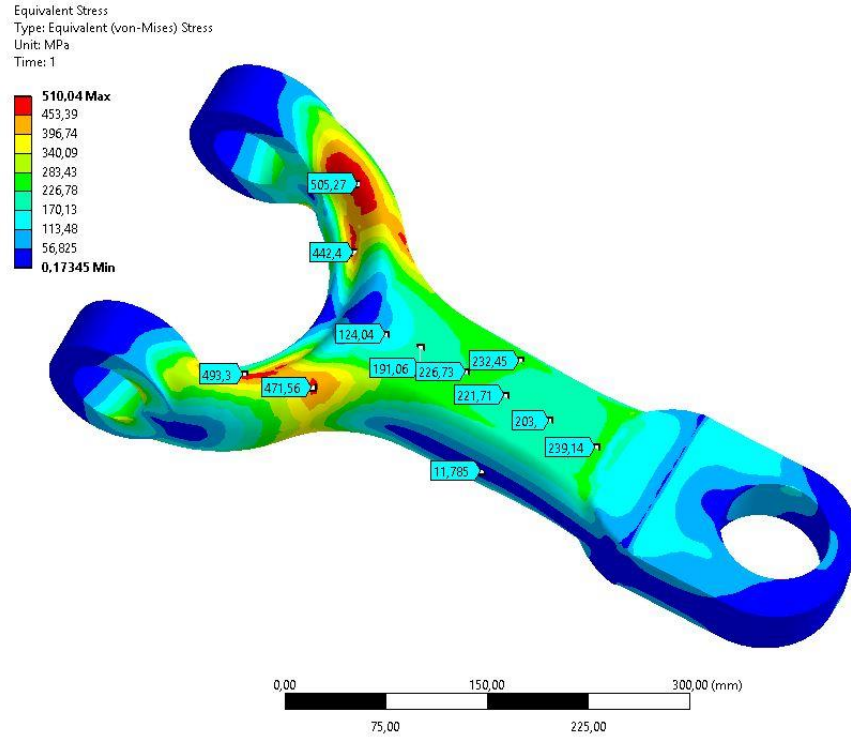
Şekil 3.18 Akson elemanın engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



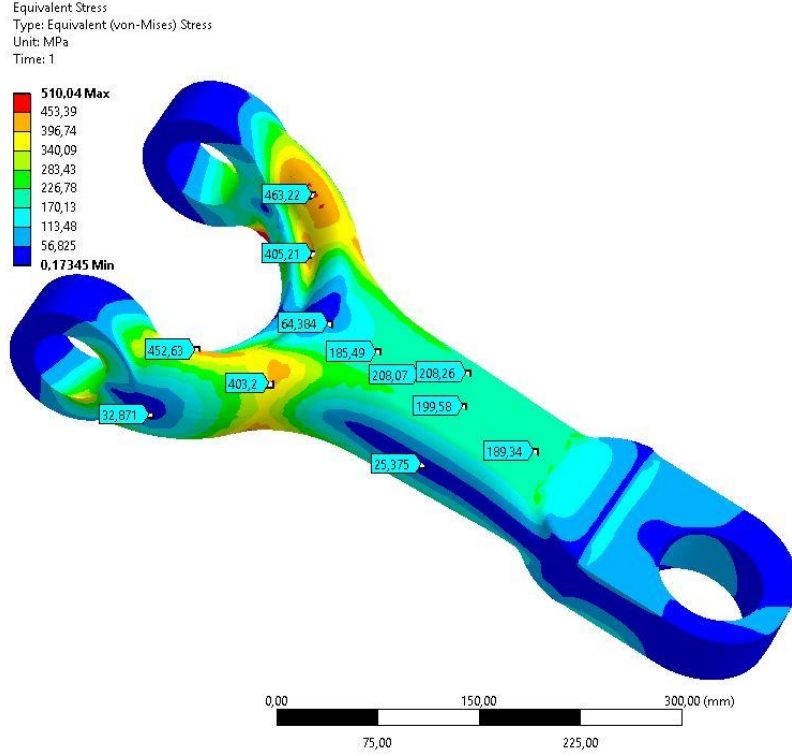
Şekil 3.19 Alt salıncak elemanın engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.20 Alt salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.21 Üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

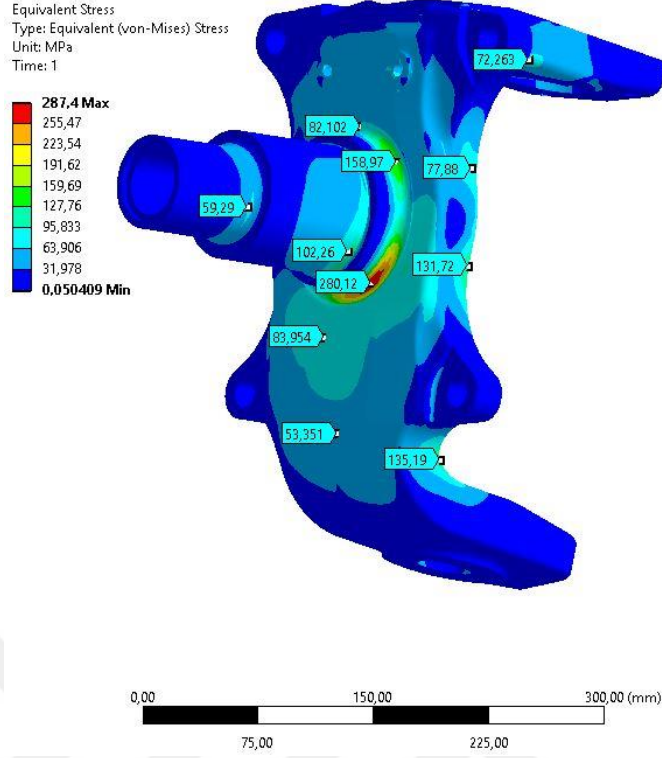


Şekil 3.22 Üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

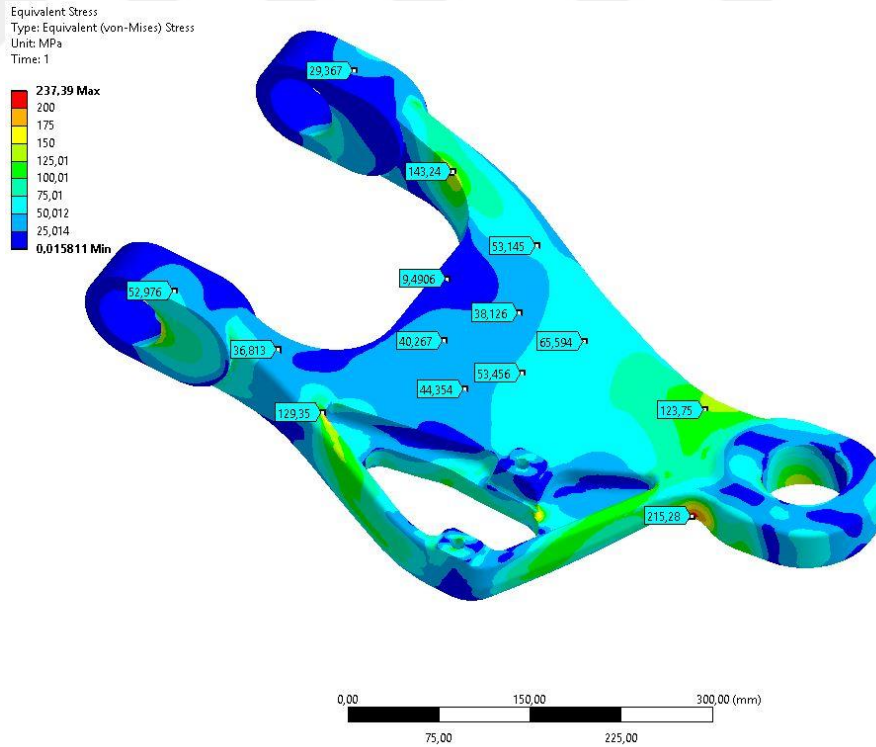
Tekil askı sistemi elemanları üzerine engelden geçme (düşey yön) durumu için 4g'lik kuvvet uygulandığı analiz sonucunda, askı sistemi elemanlarında oluşan gerilmelerin malzeme özellikleri içerisinde kaldığı görülmektedir. Alt salıncak elemanı için keskin (tekil) köşelerde görülen yüksek gerilmeler elendiğinde 900 MPa maksimum gerilme elde edilmiştir (Şekil 3.19). Üst salıncak için en yüksek gerilmeler parçanın geçiş yüzeylerinde oluşmuş olup maksimum 510 MPa olarak elde edilmiştir (Şekil 3.21). Akson da ise yoldan gelen tepki ile dip kısmında gerilme yığılması oluşmakta ve eğmeye çalışmaktadır. Maksimum gerilme 500 MPa olarak elde edilmiştir (Şekil 3.18). Bu yol durumu için askı sistemi elemanları güvenlidir.

3.4.4 Engelden Geçme (Boyuna Yön) Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi

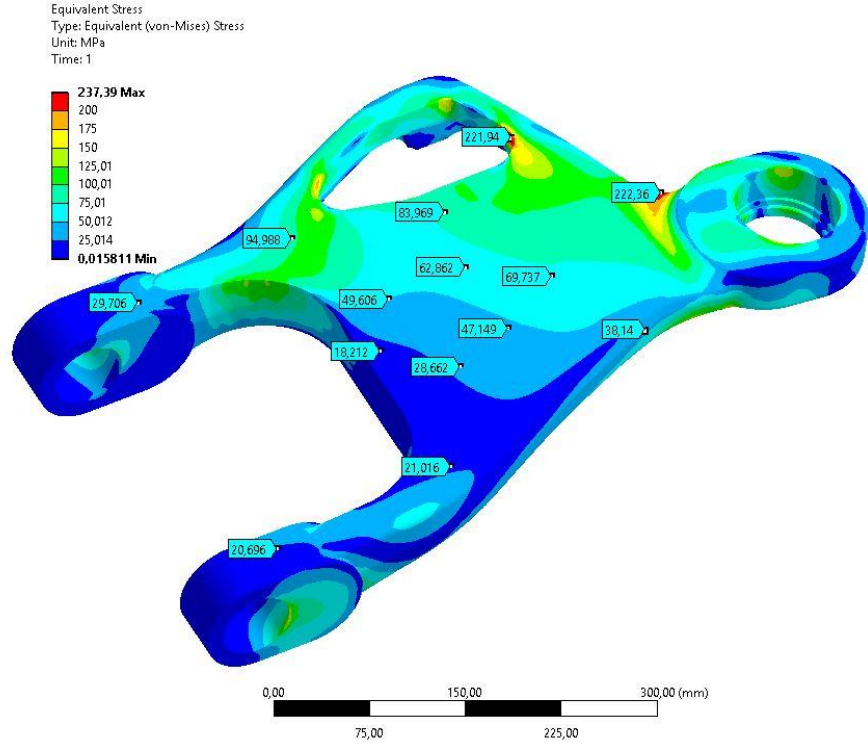
Tablo 3.3' de belirtilen yükleme koşulları doğrultusunda askı sistemi elemanlarının tekil analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.23, Şekil 3.24, Şekil 3.25, Şekil 3.26 ve Şekil 3.27' de parça bazında eş değer gerilme dağılımları görülmektedir.



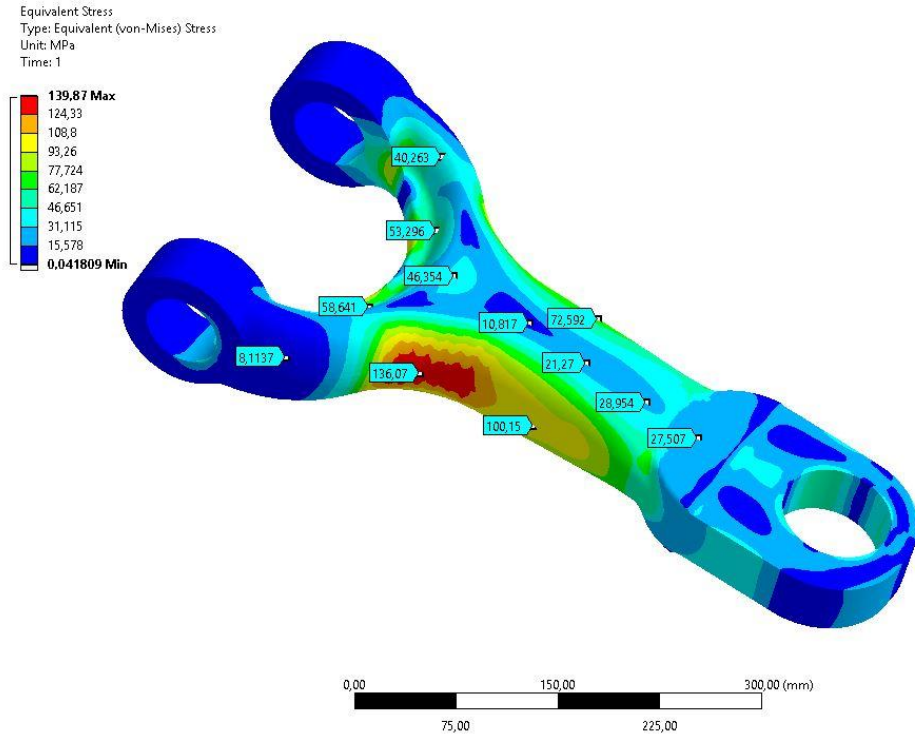
Şekil 3.23 Akson elemanın engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



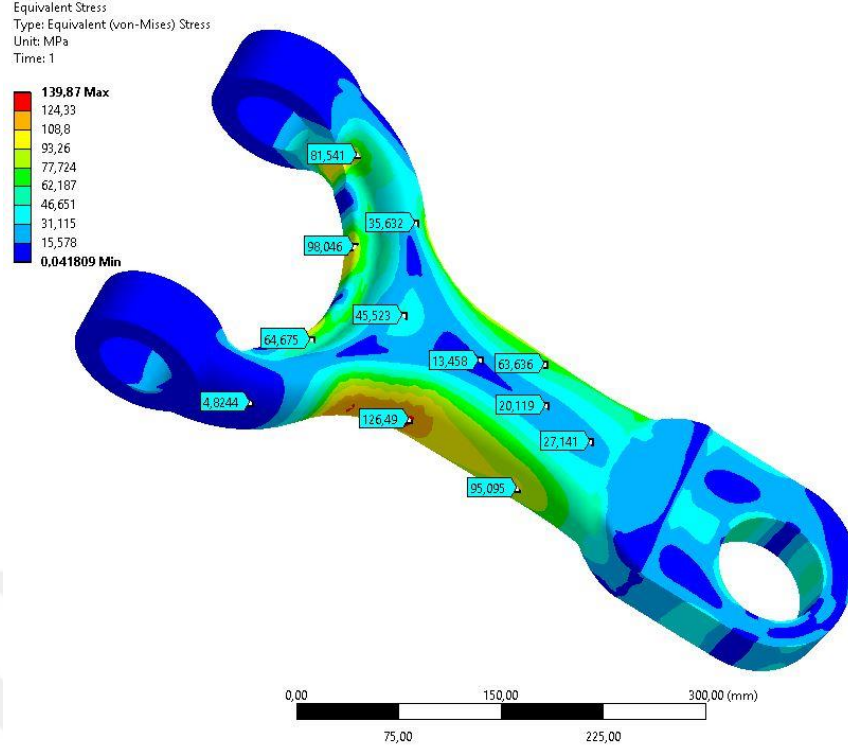
Şekil 3.24 Alt salıncak elemanın engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.25 Alt salıncak elemanının engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.26 Üst salıncak elemanının engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.27 Üst salıncak elemanının engelden geçme (boyuna yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

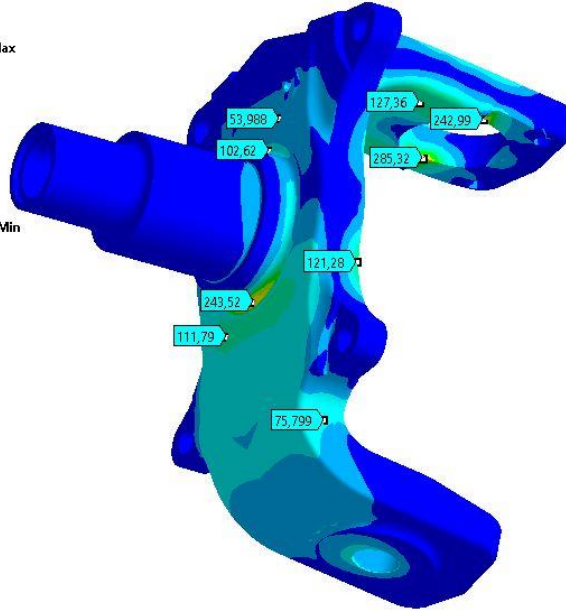
Tekil askı sistemi elemanları üzerine engelden geçme (boyuna yön) durumu için uygulanan kuvvetler sonucunda askı sistemi elemanlarının malzeme özellikleri içerisinde kaldığı görülmektedir. Alt salıncak elemanı için keskin (tekil) köşelerde görülen yüksek gerilmeler elendiğinde 180 MPa maksimum gerilme elde edilmiştir (Şekil 3.24 ve Şekil 3.25). Üst salıncak için en yüksek gerilme 140 MPa olarak elde edilmiştir (Şekil 3.26 ve Şekil 3.27). Akson da ise yoldan gelen tepki ile dip kısmında gerilme yığılması oluşmakta ve eğmeye çalışmaktadır. Maksimum gerilme 287 MPa olarak elde edilmiştir (Şekil 3.23). Bu yol durumu için askı sistemi elemanları güvenlidir.

3.4.5 Engelden Geçme (Enine Yön) Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi

Tablo 3.3' de belirtilen yükleme koşulları doğrultusunda askı sistemi elemanlarının tekil analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.28, Şekil 3.29, Şekil 3.30, Şekil 3.31 ve Şekil 3.32' de parça bazında eş değer gerilme dağılımları görülmektedir.

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

308,01 Max
273,79
239,57
205,35
171,13
136,91
102,7
68,478
34,26
0,04168 Min

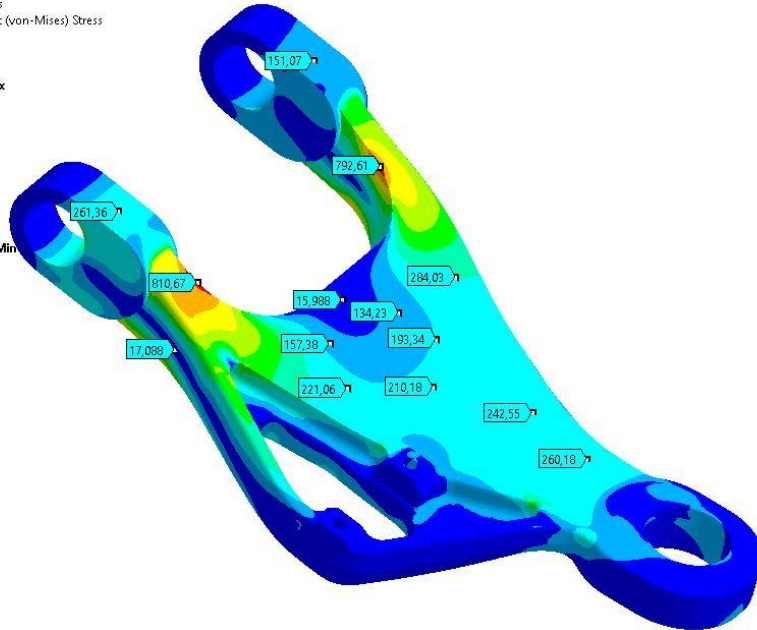


0,00 150,00 300,00 (mm)
75,00 225,00

Şekil 3.28 Akson elemanın engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

836,27 Max
750
656,25
562,51
468,76
375,02
281,27
187,52
93,778
0,031548 Min

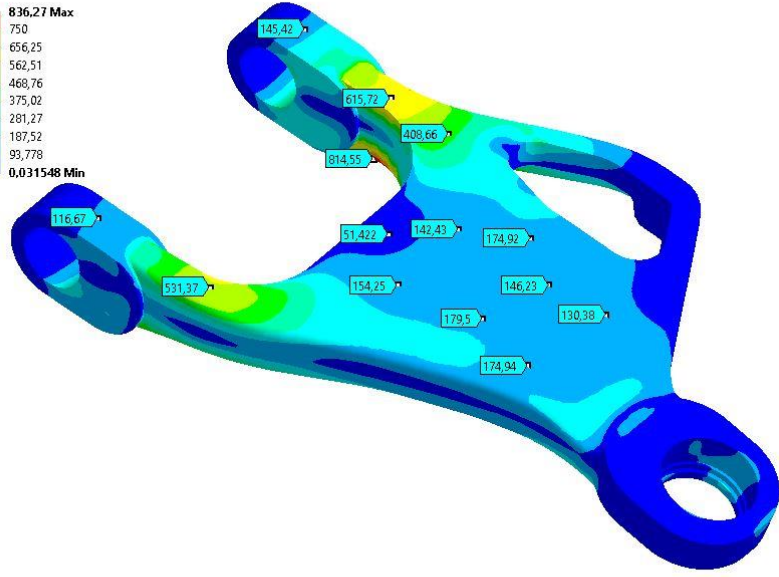


0,00 150,00 300,00 (mm)
75,00 225,00

Şekil 3.29 Alt salıncak elemanın engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

836,27 Max
750
656,25
562,51
468,76
375,02
281,27
187,52
93,778
0,031548 Min

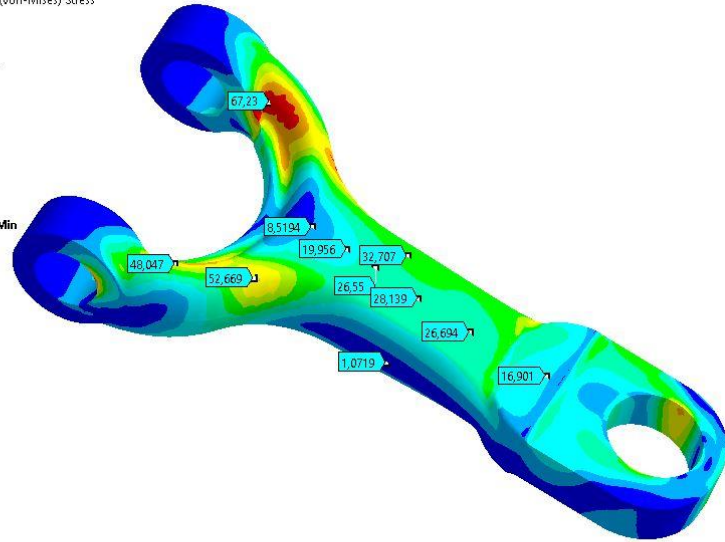


0,00 150,00 300,00 (mm)
75,00 225,00

Şekil 3.30 Alt salıncak elemanının engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

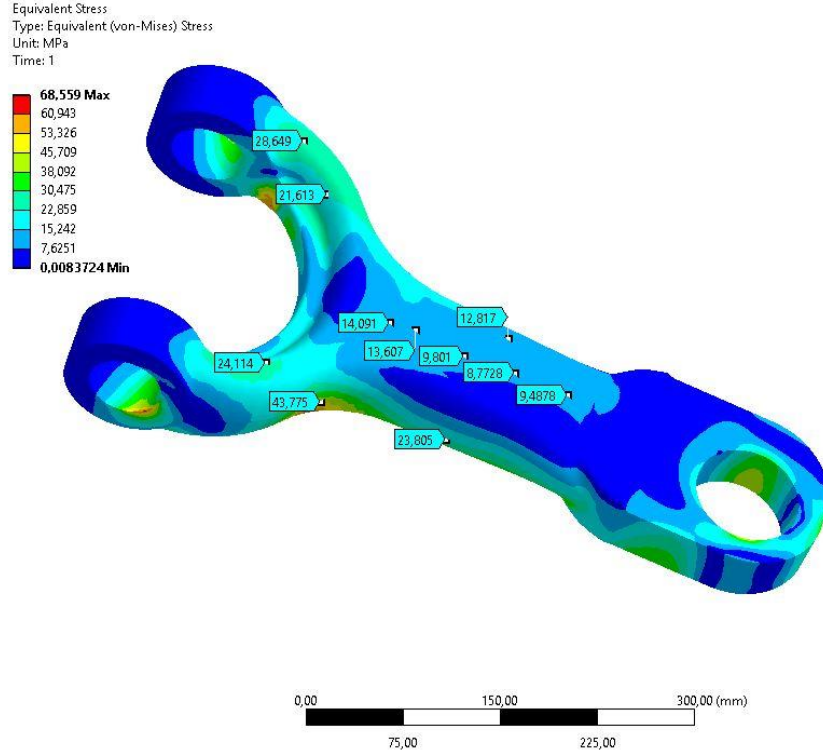
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

68,559 Max
60,943
53,326
45,709
38,092
30,475
22,859
15,242
7,6251
0,0083724 Min



0,00 150,00 300,00 (mm)
75,00 225,00

Şekil 3.31 Üst salıncak elemanının engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



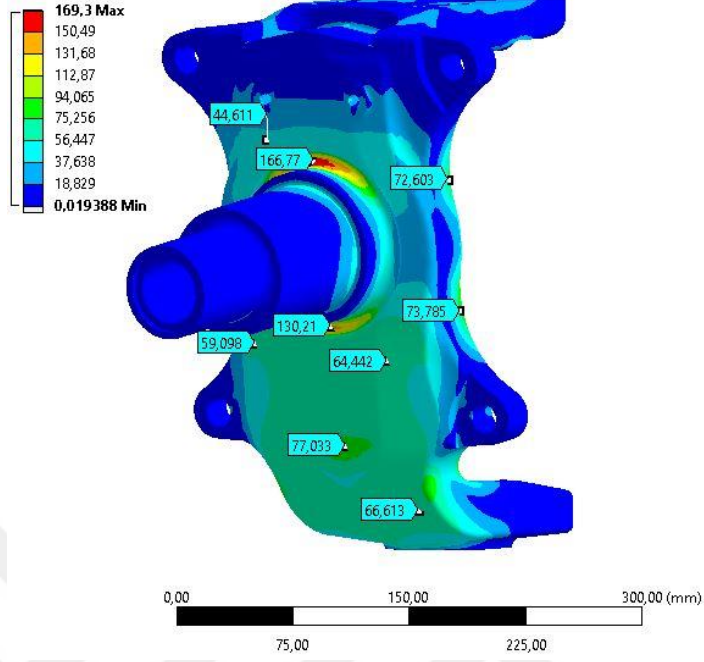
Şekil 3.32 Üst salıncak elemanının engelden geçme (enine yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

Tekil askı sistemi elemanları üzerine engelden geçme (enine yön) durumu için uygulanan kuvvetler sonucunda en yüksek gerilmenin alt salıncakta olduğu görülmektedir. Alt salıncak elemanı incelendiğinde, keskin (tekil) köşelerde görülen yüksek gerilmeler elendiğinde 650 MPa maksimum gerilme elde edilmiştir (Şekil 3.29 ve Şekil 3.30). Optimizasyon çalışmalarında bu bölgelere yapılacak radius uygulaması ile gerilmeler düşürülecektir. Akson elemanı için maksimum gerilme 308 MPa ve üst salıncak için ise 68 MPa olduğu görülmekte olup, parçalarının güvenli olduğu görülmektedir (Şekil 3.28, Şekil 3.31 ve Şekil 3.32). Bu yol durumu için askı sistemi elemanları güvenlidir.

3.4.6 Sağa Dönüş Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi

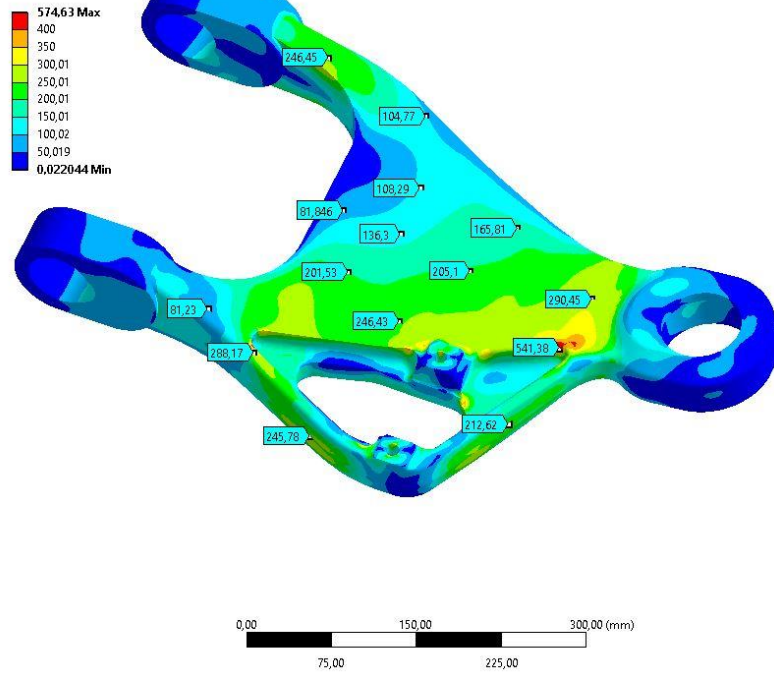
Tablo 3.3' de belirtilen yükleme koşulları doğrultusunda askı sistemi elemanlarının tekil analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.33, Şekil 3.34, Şekil 3.35, Şekil 3.36 ve Şekil 3.37' de parça bazında eş değer gerilme dağılımları görülmektedir.

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

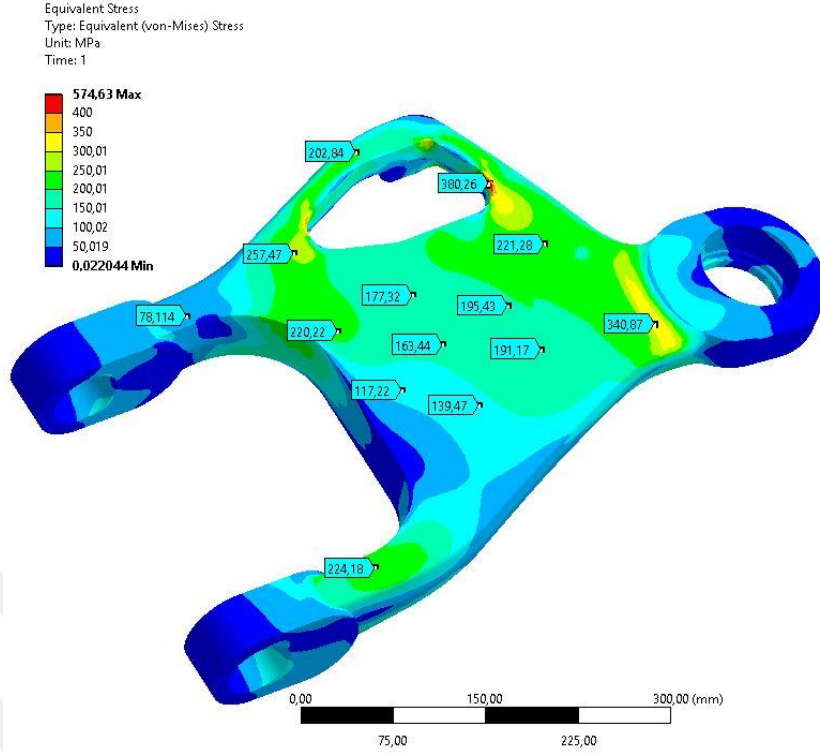


Şekil 3.33 Akson elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

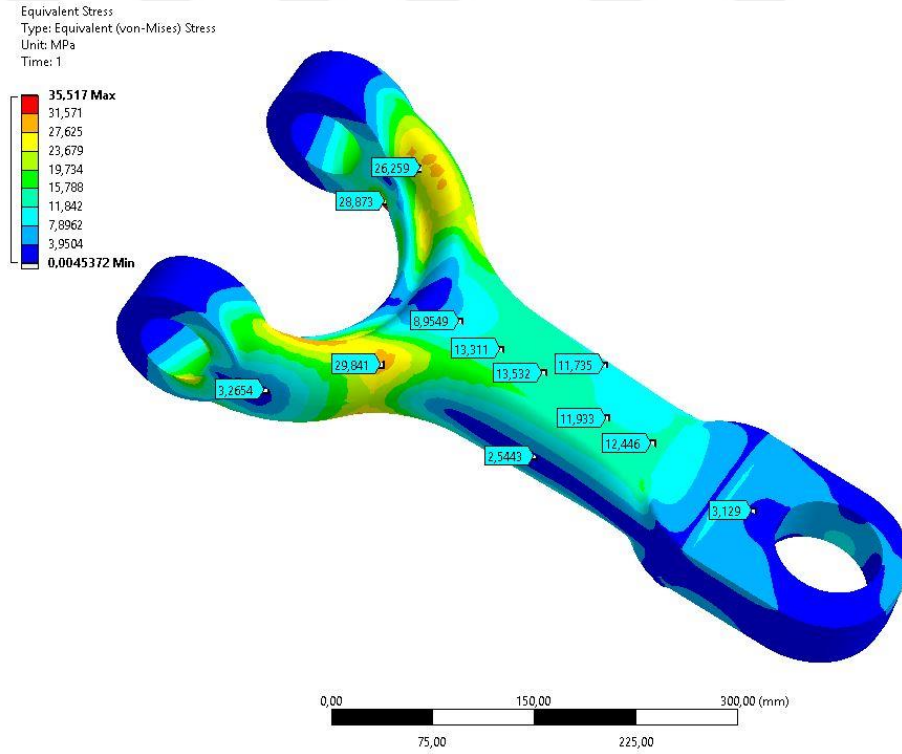
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1



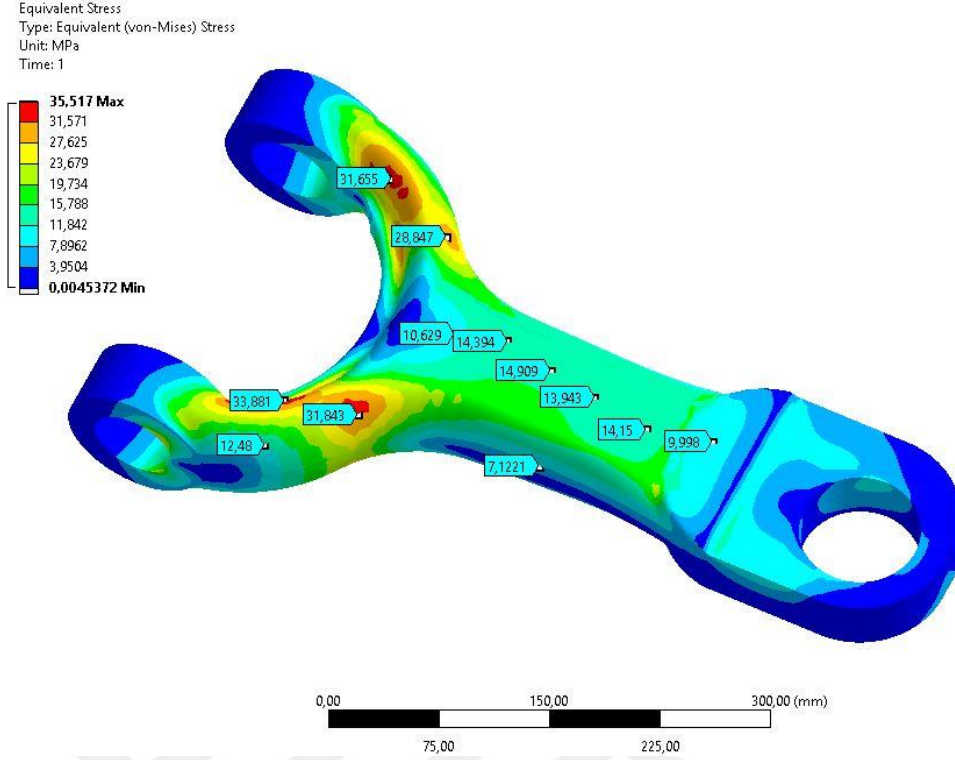
Şekil 3.34 Alt salıncak elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.35 Alt salıncak elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.36 Üst salıncak elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

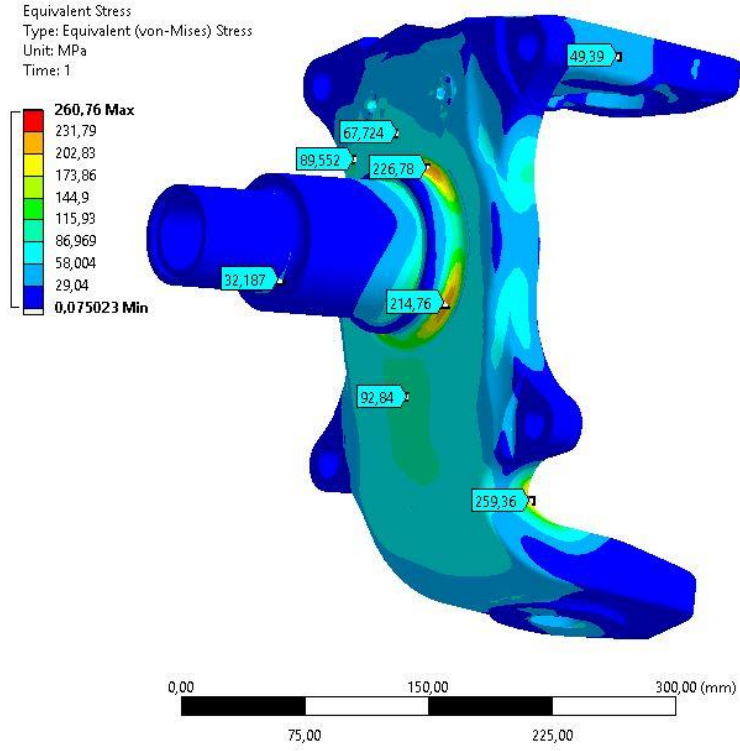


Şekil 3.37 Üst salıncak elemanının sağa dönüş durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

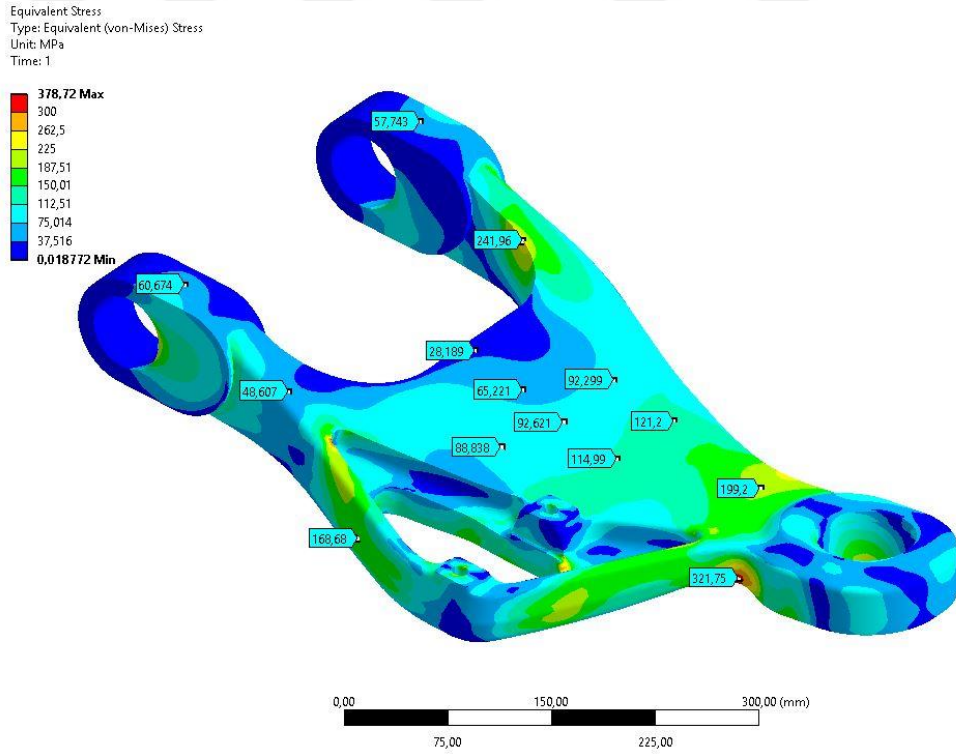
Tekil askı sistemi elemanları üzerine sağa dönüş durumu için uygulanan kuvvetler sonucunda en yüksek gerilmenin alt salıncakta oluştuğu görülmektedir. Alt salıncak elemanı incelendiğinde, keskin (tekil) köşelerde görülen yüksek gerilmeler elendiğinde 320 MPa maksimum gerilme elde edilmiştir (Şekil 3.34 ve Şekil 3.35). Akson elemanı için maksimum gerilme 169 MPa ve üst salıncak için ise 35 MPa olup, parçaların güvenli olduğu görülmektedir (Şekil 3.33, Şekil 3.36 ve Şekil 3.37). Bu yol durumu için askı sistemi elemanları güvenlidir.

3.4.7 Frenleme Durumu İçin Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal İncelemesi

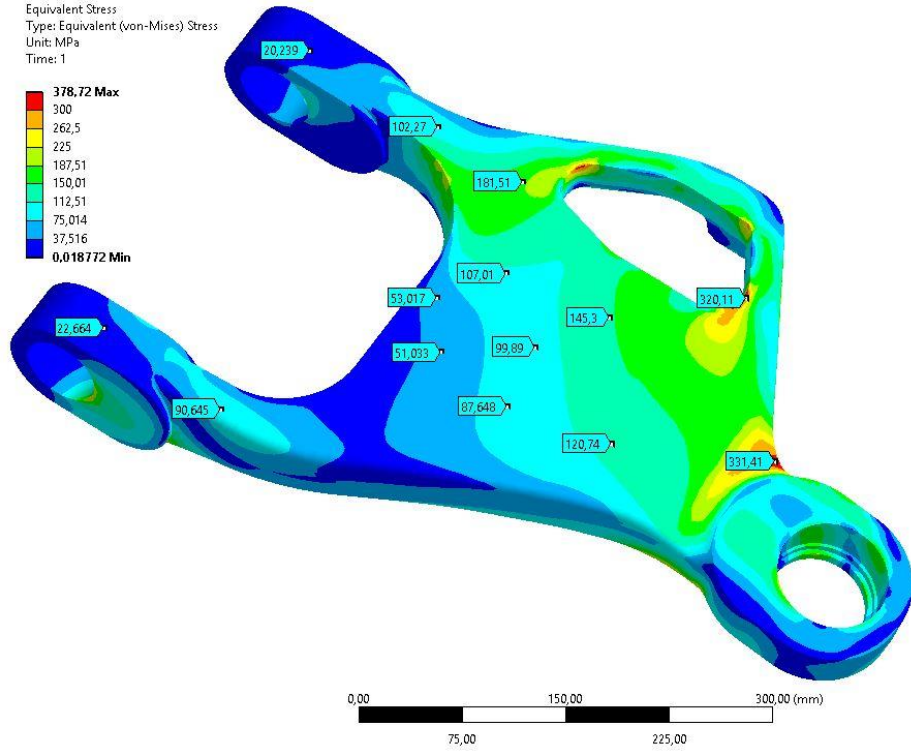
Tablo 3.3' de belirtilen yükleme koşulları doğrultusunda askı sistemi elemanlarının tekil analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.38, Şekil 3.39, Şekil 3.40, Şekil 3.41 ve Şekil 3.42' de parça bazında eş değer gerilme dağılımları görülmektedir.



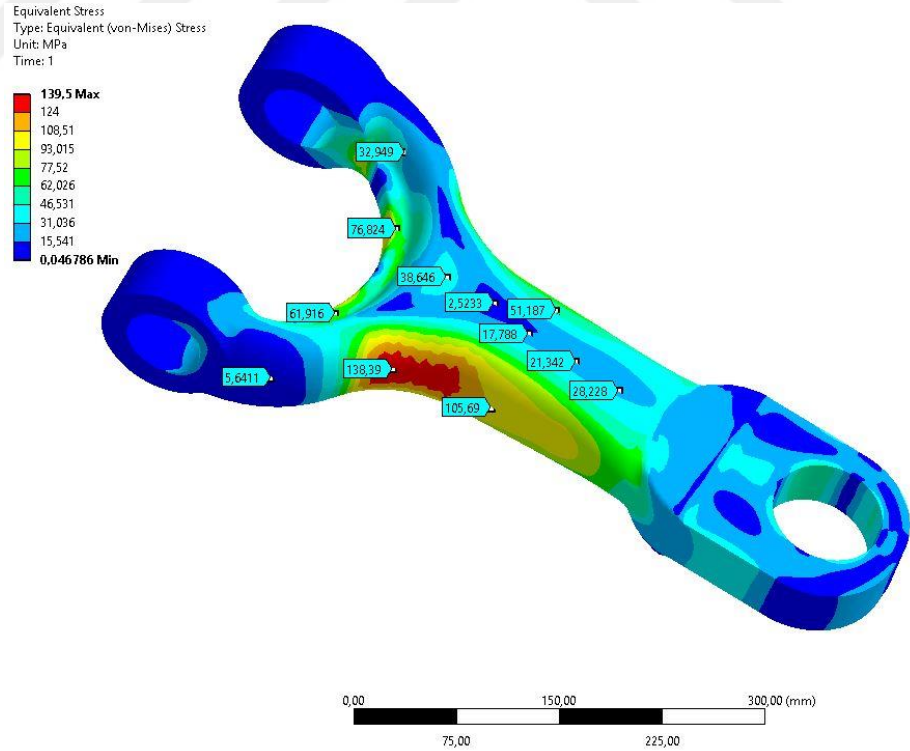
Şekil 3.38 Akson elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



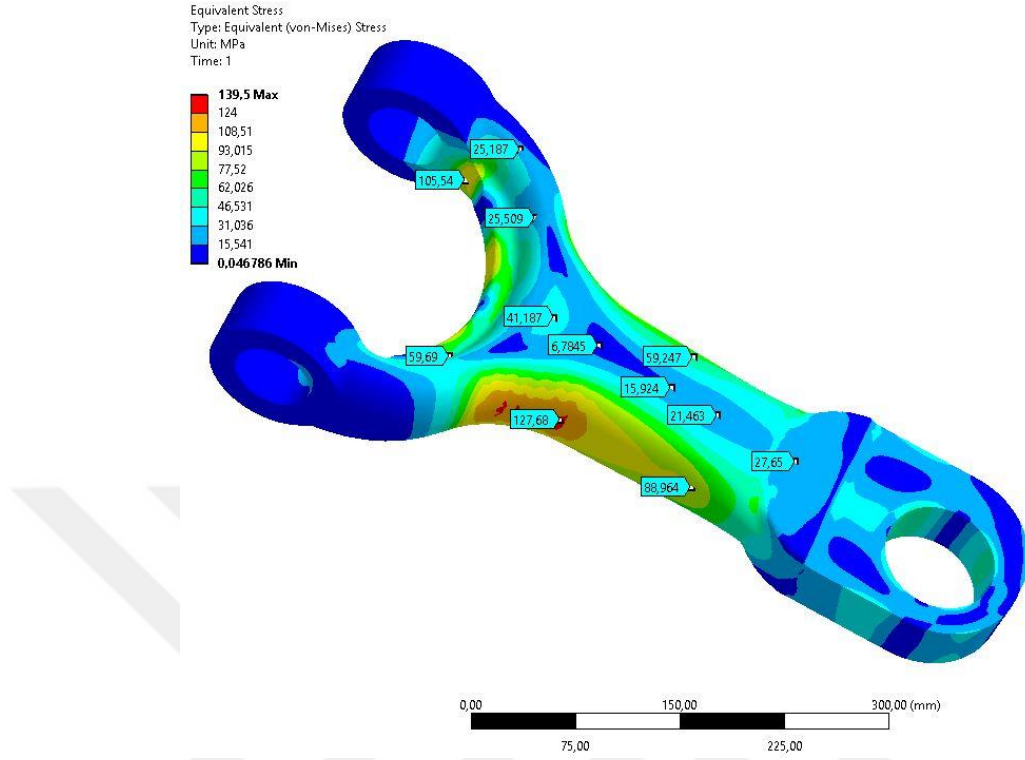
Şekil 3.39 Alt salıncak elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.40 Alt salıncak elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.41 Üst salıncak elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 3.42 Üst salıncak elemanının frenleme durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

Tekil askı sistemi elemanları üzerine frenleme durumu için uygulanan kuvvetler sonucunda en yüksek gerilmenin alt salıncakta olduğu görülmektedir. Alt salıncak elemanı incelendiğinde, keskin (tekil) köşelerde görülen yüksek gerilmeler incelendiğinde 250 MPa maksimum gerilme elde edilmiştir (Şekil 3.39 ve Şekil 3.40). Akson elemanı için maksimum gerilme 260 MPa ve üst salıncak için ise 139,5 MPa olup, parçalarının güvenli olduğu görülmektedir (Şekil 3.38, Şekil 3.41 ve Şekil 3.42). Bu yol durumu için askı sistemi elemanları güvenlidir.

3.5 Askı Sistemi Modeli İçin Yapısal Analiz Değerlendirmesi

Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi modeli, ANSYS Workbench yazılımı ile yapılan yapısal analizlerde duran araç durumu, engelden geçme (düşey yön) durumu, engelden geçme (boyuna yön) durumu, engelden geçme (enine yön) durumu, sağa dönüş durumu ve frenleme durumları için incelenmiştir. Üst salıncak için GGG-60, alt salıncak ve akson için SAE 4140 malzemeleri tanımlanmıştır. Yapılan analizlerde yol dışı (off-road) aracın askı sistemi için elde edilen sonuçlar, askı sistemi malzemelerinin mekanik özelliklerine göre güvenlidir. Alt salıncak parçasında oluşan keskin (tekil) köşelerde görülen yüksek gerilmeler radyus uygulamaları ile düşürülecektir.

Görüldüğü gibi yapısal açıdan askı sistemi parçaları oldukça emniyetlidir.

BÖLÜM DÖRT

ASKI SİSTEMİNİN KÜTLE OPTİMİZASYONU

4.1 Giriş

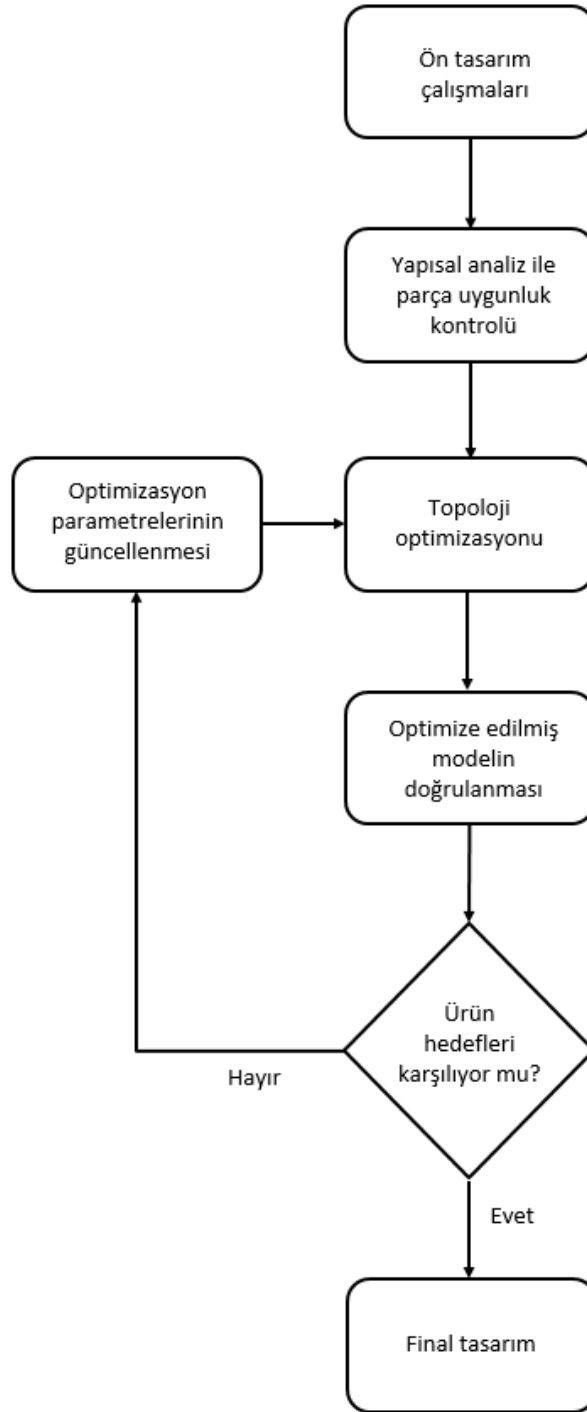
Bölüm üçte yapılan çalışmalar sonucunda askı sistemi elemanlarının yapısal açıdan güvenli olduğu görülmüştür. Bu noktadan sonra askı sistemi için kütle optimizasyonu gerçekleştirilerek, parçaların yüksek güvenlik katsayısına sahip bölgelerinde hafifletme çalışmaları yapılabilir.

Askı sisteminde gerçekleştirilecek bir kütle azaltılışı ile araç konforu, yaylandırılmamış kütlenin azaltılması sonucunda artacaktır. Ayrıca kütle azaltılması ile parçalara gelen yükler azalacağından askı sisteminin servis ömrü de artmış olacaktır.

4.2 Optimizasyon Yöntemi

Ürün geliştirme sürecinin tamamlanabilmesi için optimizasyon çalışmaları ile parçaların tasarım aşamalarının tamamlanması gerekmektedir. Uzun süren prototip üretimi, test süreçleri gibi tekrarlar sonucunda tamamlanabilen tasarım süreçlerini optimizasyon çalışmaları vasıtasıyla kısaltılarak, sürecin başında son tasarıma yakın bir ürün oluşmasını sağlanır (Şekil 4.1). Optimizasyon çalışmaları ile tasarım sürecinden üretim aşamasına kadar geçen sürenin kısaltılmasında önemli bir rol oynamaktadır.

Literatürde yapılan birçok çalışmada görülmektedir ki; yapısal optimizasyonların yapılabilmesi için doğrusal sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Bu model kurulumu doğru olarak oluşturulduğu zaman, tasarım açısından büyük bir ilerleme kaydedilebilmektedir.



Şekil 4.1 Optimizasyon sürecinin akış şeması

Günümüzde dayanım, kütle hafifletme ve ömür gerekliliklerinin sağlanabilmesi için topoloji ve şekil optimizasyonu yöntemleri tercih edilebilmektedir. Topoloji ve şekil optimizasyonu yapısal optimizasyonun alt yapı taşlarıdır.

Topoloji optimizasyonu kullanılarak tasarımı yapılan bir modelin, seçilen herhangi bir bölgesi için en uygun yapısal tasarıma, belirli tasarım hedefleri ve kısıtlamaları ile ulaşılabilir (ANSYS Mechanical Guide Users, 2017). Bu optimizasyon türü sayesinde, belirli geometrik sınırlar içinde malzemenin optimum dağılımını bulmaktır.

Topoloji optimizasyonu için aşağıda belirtilen maddelerin minimize ya da maksimize edilmesi hedef olarak tanımlanarak, model için optimizasyonun bu doğrultuda gerçekleştirilmesi sağlanabilir.

- Model hacim değişimi
- Model kütle değişimi
- Modelin yerel bir bölgesinin deplasman değişimi
- Model reaksiyon kuvvetlerinin değişimi
- Model frekans değişimi

Aşağıdaki maddelerde belirtilen optimizasyonun kısıtları tanımlanarak, model için belirtilen hedeflere bu kısıtlar doğrultusunda ulaşılması hedeflenir.

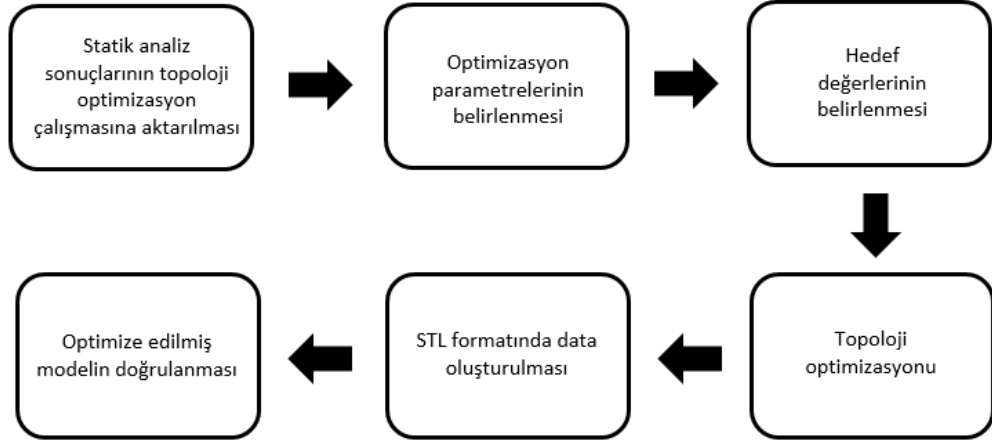
- Model kütlelerinin optimizasyon için değerlendirilebilecek yüzdesi
- Model hacminin optimizasyon için değerlendirilebilecek yüzdesi
- Model üzerinde görülmesi istenen reaksiyon kuvvet değeri
- Model üzerinde görülmesi istenen yerel veya genel gerilme değeri
- Model üzerinde görülmesi istenen frekans değeri

Topoloji optimizasyonu için yukarıda belirtilen hedef kriterleri ve hedef için belirtilen kısıtlamalar farklı şekillerde tanımlanarak yapılan tasarım için gerekli koşullar oluşturularak ihtiyaç doğrultusunda optimizasyon gerçekleştirilebilir.

Önceki bölümde tamamlanan yapısal analiz sonrasında, askı sistemi parçalarının optimizasyonu için topoloji optimizasyon yöntemi tercih edilecektir.

4.3 Askı Sistemi Elemanlarının Topoloji Optimizasyon Çalışması

Askı sistemi elemanlarından alt ve üst salıncak parçaları için kütle optimizasyonunda topoloji optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem uygulanırken izlenecek sıralama Şekil 4.2’ de gösterilmektedir.



Şekil 4.2 Topoloji optimizasyonunun akış şeması

4.3.1 Üst Salıncak Elemanının Optimizasyon Hedef ve Parametreleri

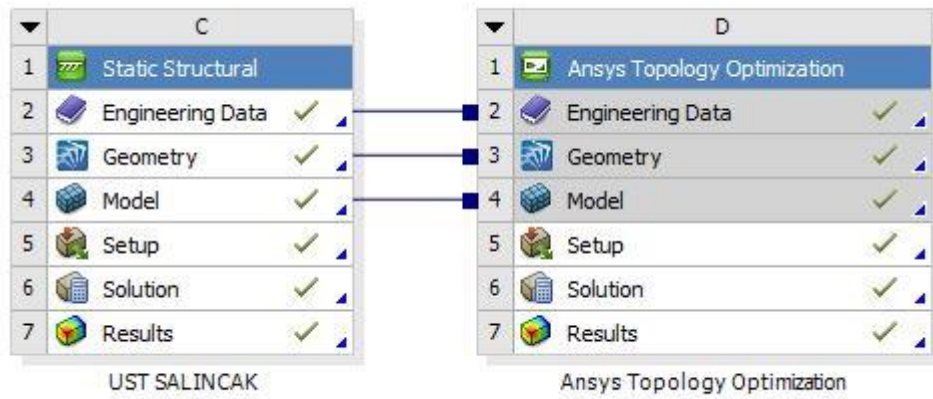
Yapısal analizler sonucunda güvenli olduğu görülen üst salıncak elemanının mevcut geometrisi korunarak optimizasyon çalışması gerçekleştirilecektir.

Üst salıncak elemanının ilk optimizasyon parametresi, kütle olarak tanımlanmıştır. Kütleli %50’ye kadar minimize etme kriteri konulmuştur. İkinci kriter olarak eş değer gerilme değerinin 500 MPa’ ın altında kalması gerektiği ön görülmüştür. Hedef olarak kütlenin azaltılması amaçlanmıştır. Kütlenin azaltılacağı bölge olarak gerilmelerin en düşük olduğu gri renkli bölgeler (Şekil 4.3) seçilmiştir.



Şekil 4.3 Üst salıncak elemanının kütle azaltılacak bölgelerinin tanımlaması

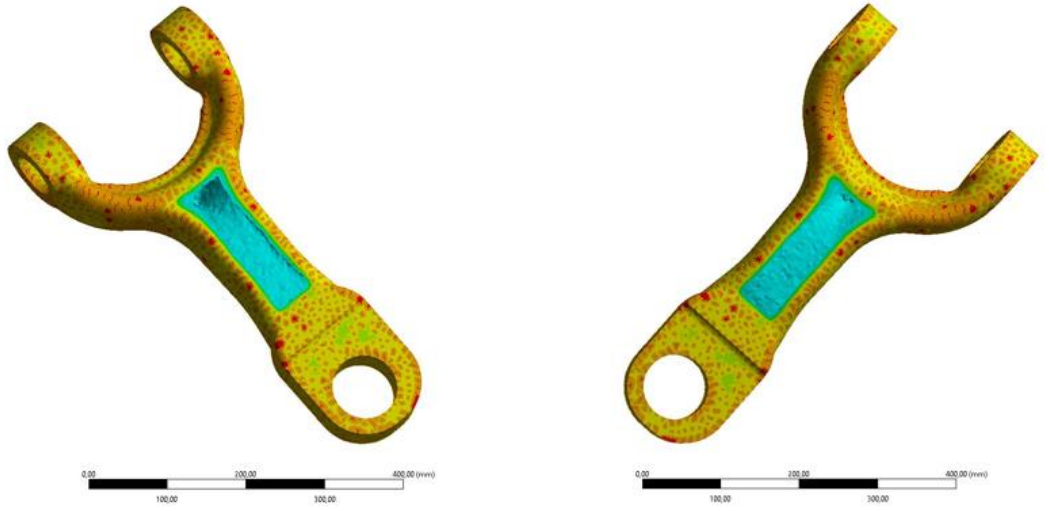
Belirlenen kriterler, üst salıncağın en çok zorlandığı engelden geçme (düşey yön) durumu için optimizasyon çalışmasında kullanılmıştır (Şekil 4.4).



Şekil 4.4 Üst salıncak elemanının ansys programındaki topoloji optimizasyon kurgusu

4.3.2 Üst Salıncak Elemanının Optimizasyon Sonuçları

ANSYS Workbench programında gerçekleştirilen üst salıncak elemanının topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen sonuç Şekil 4.5’ te görülmektedir. Bu sonuç doğrultusunda modelin STL datası alınarak oluşturulan model ile Şekil 4.6’ da eşleştirilmiştir.

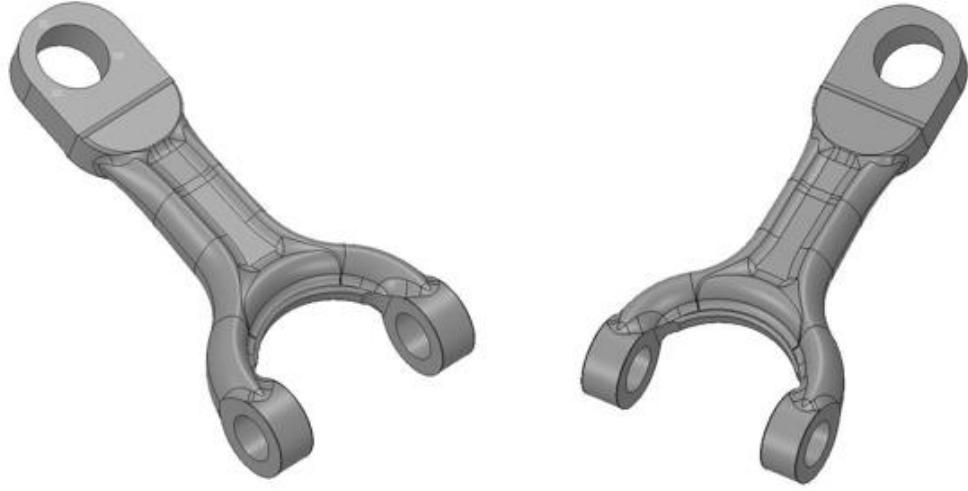


Şekil 4.5 Üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu için yapılan topoloji optimizasyonu



Şekil 4.6 Optimum üst salıncak modelinin katı model programında eşleştirilmesi

Eşleştirilen model doğrultusunda revize edilen üst salıncak elemanının modeli Şekil 4.7' de görülmektedir.



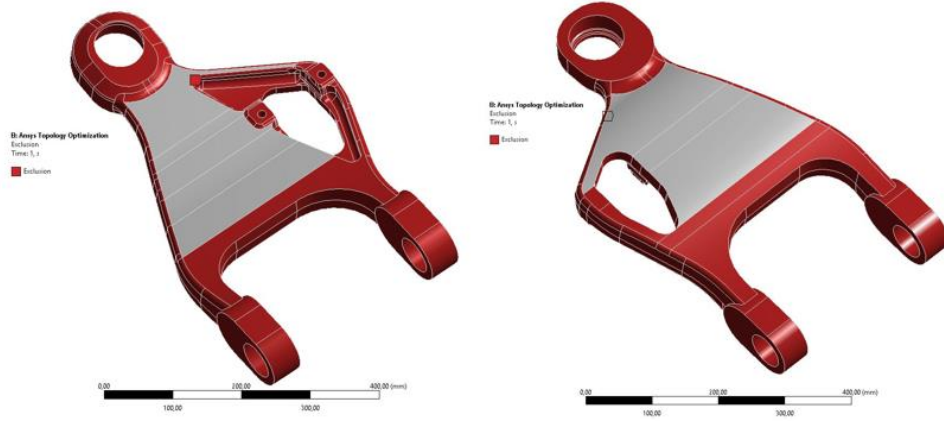
Şekil 4.7 Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen optimum üst salıncak modeli

Gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu sonucunda üst salıncak parçasının kütlesinde 2 kg'lık bir iyileştirme sağlanmıştır.

4.3.3 Alt Salıncak Elemanının Optimizasyon Hedef ve Parametreleri

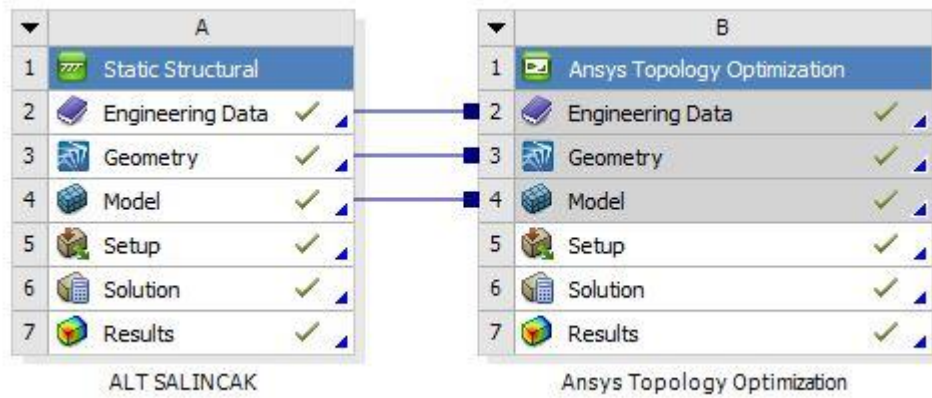
Yapısal analizler sonucunda güvenli olduğu görülen alt salıncak elemanının mevcut geometrisi korunarak optimizasyon çalışması gerçekleştirilecektir.

Alt salıncak elemanının ilk optimizasyon parametresi, kütle olarak tanımlanmıştır. Kütleli %50'ye kadar minimize etme kriteri konulmuştur. İkinci kriter olarak eş değer gerilme değerinin 1100 MPa'ın altında kalması gerektiği ön görülmüştür. Hedef olarak kütlenin azaltılması amaçlanmıştır. Kütlenin azaltılacağı bölge olarak gerilmelerin en düşük olduğu gri renkli bölgeler (Şekil 4.8) seçilmiştir.



Şekil 4.8 Alt salıncak elemanının kütle azaltılacak bölgelerinin tanımlaması

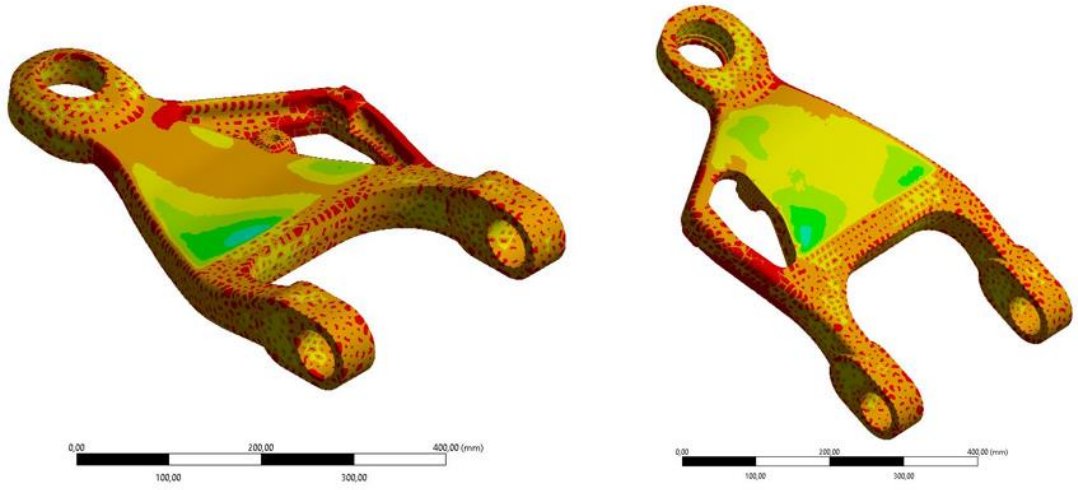
Belirlenen kriterler, alt salıncığın en çok zorlandığı engelden geçme (düşey yön) durumu için optimizasyon çalışmasında kullanılmıştır (Şekil 4.9).



Şekil 4.9 Alt salıncak elemanının ansys programındaki topoloji optimizasyon kurgusu

4.3.4 Alt Salıncak Elemanının Optimizasyon Sonuçları

ANSYS Workbench programında gerçekleştirilen alt salıncak elemanının topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen sonuç Şekil 4.10'da görülmektedir. Bu sonuç doğrultusunda modelin STL datası alınarak oluşturulan model ile Şekil 4.11' de eşleştirilmiştir.

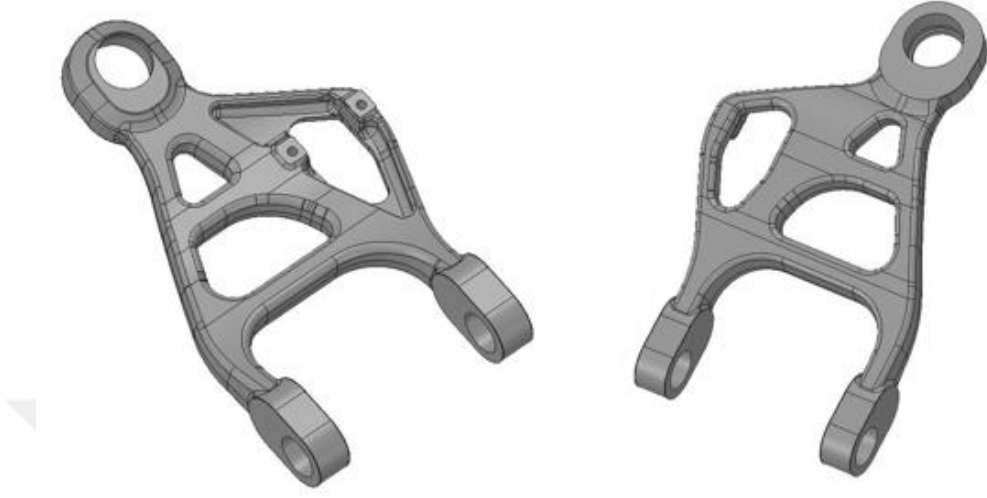


Şekil 4.10 Üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu için yapılan topoloji optimizasyonu



Şekil 4.11 Optimum alt salıncak modelinin katı model programında eşleştirilmesi

Eşleştirilen model doğrultusunda revize edilen alt salıncak elemanının modeli Şekil 4.12’ de görülmektedir.

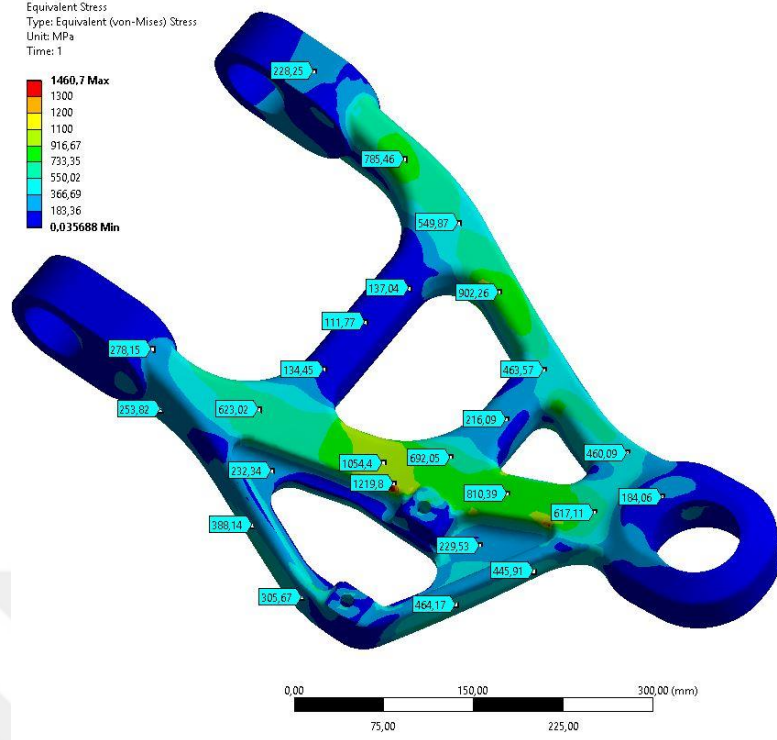


Şekil 4.12 Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen optimum alt salıncak modeli

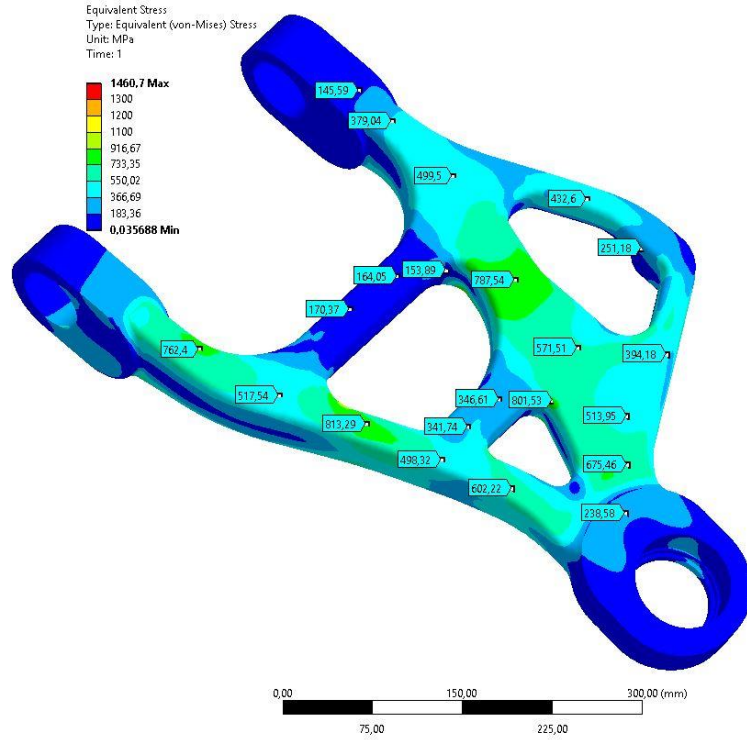
Gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu sonucunda alt salıncak parçasının kütlesinde 8 kg’ lık bir iyileştirme sağlanmıştır.

4.3.5 Optimize Edilmiş Askı Sistemi Elemanlarının Yapısal Analiz Sonuçları Ve Değerlendirmesi

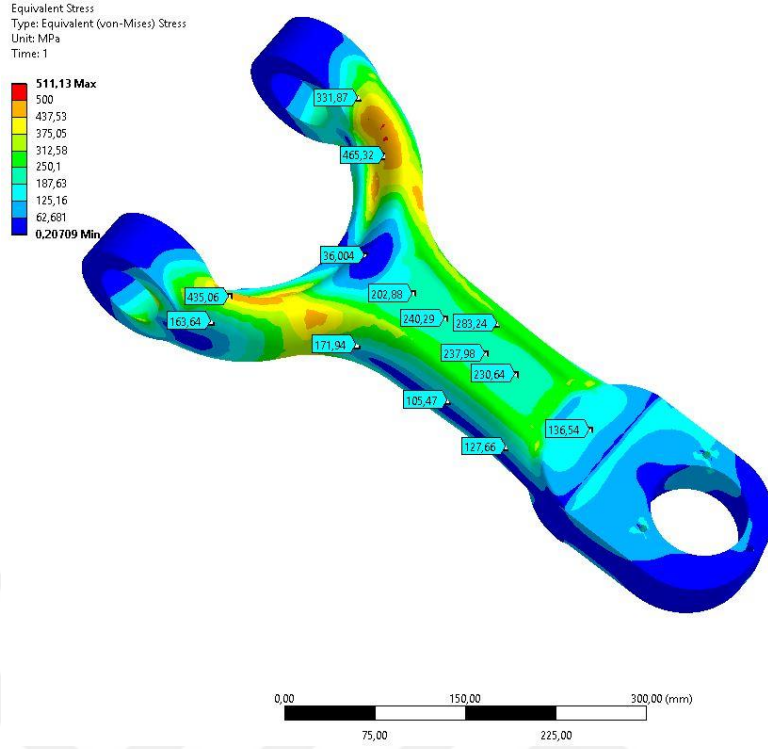
Gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen optimum alt ve üst salıncak modelleri için yapısal analiz ile doğrulama gerçekleştirilecektir. Bu çalışma parçaların en çok zorlandığı engelden geçme (düşey yön) durumu için yapılacaktır. Şekil 4.13, Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’ da parça bazında eş değer gerilme dağılımları görülmektedir.



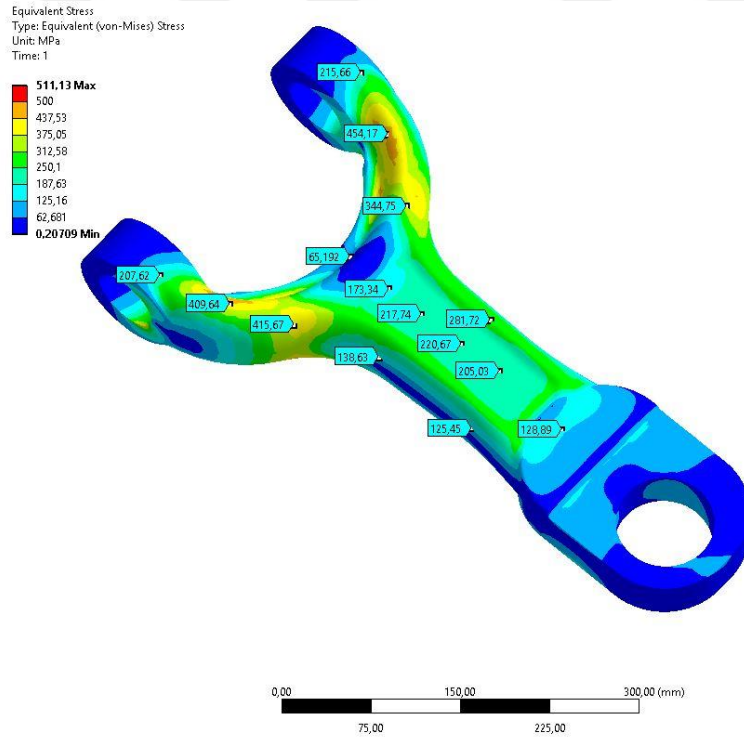
Şekil 4.13 Optimize alt salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 4.14 Optimize alt salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 4.15 Optimize üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri



Şekil 4.16 Optimize üst salıncak elemanının engelden geçme (düşey yön) durumu koşulundaki eş değer gerilmeleri

Optimize edilmiş alt ve üst salıncak elemanları ile engelden geçme (düşey yön) durumu için tekrarlanan analiz sonucunda oluşan gerilmelerin, askı sistemi elemanlarının malzeme özellikleri içerisinde kaldığı görülmektedir. Alt salıncak elemanı için keskin (tekil) köşelerde görülen yüksek gerilmeler elendiğinde ilk yapısal tasarımda elde edilen 950 MPa maksimum gerilme (Şekil 3.19), optimize edilmiş modelde 1100 MPa maksimum gerilme elde edilmiştir (Şekil 4.13). Üst salıncak için en yüksek gerilmeler parçanın geçiş yüzeylerinde oluşmuş olup, optimize edilen modelde yapılan kütle azaltma çalışması sonrasında da maksimum 510 MPa olarak elde edilmiştir (Şekil 4.15 ve Şekil 4.16). Bu yol durumu için optimize edilen askı sistemi elemanları güvenlidir.



BÖLÜM BEŞ

SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında 12 tonluk bir yol dışı (off-road) aracın ön bağımsız askı sistemi kapsamlı olarak ele alınmış, bilgisayar destekli tasarımı ve optimizasyonu yapılmıştır.

Çalışmada ilk olarak ön bağımsız askı sisteminin kinematik özellikleri, MSC Adams™ programı vasıtası ile incelenmiştir. Bu bölümde askı sisteminin kaster açısı, kamber açısı, dingil pimi açısı, ön iz açısı, iz genişliği ve yönlendirme açısı değişimleri incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda yol dışı (off-road) araç için elde edilen değerler oldukça uygundur ve askı sisteminin kinematik bağlantı noktalarında iyileştirmeye ihtiyaç duyulmamıştır.

İkinci adımda ön bağımsız askı sisteminin çeşitli sürüş koşulları için ANSYS Workbench programı vasıtası ile yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler duran araç, engelden geçme (düşey yön), engelden geçme (boyuna yön), engelden geçme (enine yön), sağa dönüş ve frenleme durumları için yapılmıştır. Analizler sonucunda yol dışı (off-road) aracın askı sistemi için elde edilen sonuçlar, askı sistemi malzemelerinin mekanik özelliklerine göre güvenlidir.

Son adımda yapısal analizler sonucu doğrulanan ilk tasarım parçaları için kütle optimizasyonu gerçekleştirilerek, parçaların yüksek güvenlik katsayısına sahip bölgeleri için hafifletme çalışmaları yapılmıştır. Yapılan kütle azaltılması ile araç konforu ve servis ömrü arttırılmıştır. Kullanılan topoloji optimizasyon yöntemi ile üst salıncak için yaklaşık %5, alt salıncak için yaklaşık %20' lik kütle azaltılması elde edilmiştir.

Bu çalışmaya ilave olarak ileride askı sistemi için yorulma analizi yapılarak yorulmaya karşı dayanıklılıkları doğrulanabilir. Bu sayede parçaların kullanılabilirliği doğrulanması hedeflenebilir.

KAYNAKLAR

- Bendsoe, M. P. ve Sigmund, O. (2004). *Topology optimization: theory, methods, and applications* (2nd ed.). Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH.
- Blundell, M. ve Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle Dynamics* (1.Baskı). New York: Elsevier.
- Demirsoy, M. (1997). *Motorlu Araçlar*, ISBN: 9755111468, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Ersoy, M. ve Heiing B. (2011). *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives* (1.Baskı). Berlin:Vieweg+Teubner.
- Genta, G. ve Morello, L. (2009). *The automotive chassis; vol. 1: components design*. Torino: Springer Science+Business Media B.V.
- Hendrickson, (b.t) *ift enine yön vericili bağımsız askı sistemi*
<https://www.hendrickson-intl.com>
- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics: theory and applications* (9.Baskı). New York: Springer.
- Kuralay, N. S. (2008a). *Motorlu taşıtlar: temel ve tasarım esasları, yapı elemanları*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.
- Kuralay, N. S. (2008b). *Motorlu taşıtlar Motorlu taşıtlar: temel ve tasarım esasları, yapı elemanları*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.
- Reimpell, J., Stoll, H. ve Betzler, J.W. (2001). *The automotive chassis: engineering principles* (2nd ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann.

Volvo Trucks (b.t). *FH16 bağımsız ön süspansiyon*. 20 Ağustos 2014,
http://fhmedia.volvotrucks.com/resource/desktop2/images/staticContent/p2_a2_textImg2.jpg

ZF Friedrichshafen AG (b.t). *Yönlendirilebilir sabit aks*. 06 Haziran 2014,
www.zf.com

