

**DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK HAREKET KABİLİYETİNE SAHİP
ÇOK AMAÇLI TEKERLEKLİ BİR ASKERİ
TAŞITIN TAHRİKLİ ÖN AKSI İÇİN BAĞIMSIZ
SÜSPANSİYON TASARIMI**

Egemen BAHAR

**Ekim, 2019
İZMİR**

**YÜKSEK HAREKET KABİLİYETİNE SAHİP
ÇOK AMAÇLI TEKERLEKLİ BİR ASKERİ
TAŞITIN TAHRİKLİ ÖN AKSI İÇİN BAĞIMSIZ
SÜSPANSİYON TASARIMI**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon-İmalat Programı**

Egemen BAHAR

**Ekim, 2019
İZMİR**

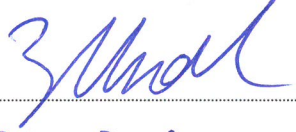
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

EGEMEN BAHAR, tarafından DR. ÖĞR. ÜYESİ MEHMET MURAT TOPAÇ yönetiminde hazırlanan “YÜKSEK HAREKET KABİLİYETİNE SAHİP ÇOK AMAÇLI TEKERLEKLİ BİR ASKERİ TAŞITIN TAHRİKLİ ÖN AKSI İÇİN BAĞIMSIZ SÜSPANSİYON TASARIMI” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



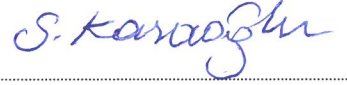
Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat TOPAÇ

Yönetici



PROF. DR. ZEKİ KURAL

Jüri Üyesi



DR. ÖĞR. ÜYE, SERDAR KARAOĞLU

Jüri Üyesi



Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalıőmayı hazırlarken benden değerli yardımlarını esirgemeyen akademik danıőmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat TOPAÇ'a teőekkürlerimi sunarım.

Çalıőmaya sağladığı yazılım desteğinden ötürü BMC OTOMOTİV SANAYİ VE TİCARET A.Ő.'ye ve ayrıca her zaman yanımda olan, beni her konuda destekleyen kıymetli aileme ve tüm dostlarıma teőekkürü bir borç bilirim.

Egemen BAHAR

YÜKSEK HAREKET KABİLİYETİNE SAHİP ÇOK AMAÇLI TEKERLEKLİ BİR ASKERİ TAŞITIN TAHRİKLİ ÖN AKSI İÇİN BAĞIMSIZ SÜSPANSİYON TASARIMI

ÖZ

Bu tez kapsamında, çok amaçlı kullanım alanına sahip askeri bir taşıta ait süspansiyon sisteminin çoklu cisimler dinamiği modeli oluşturulmuştur. İlk olarak ön aks parametrelerinin değişim aralıkları incelenmiştir. Süspansiyon sisteminin performans değerlendirilmesinin yapılması amacıyla tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modelleme çalışması yapılmıştır. Öncesinde çoklu cisim dinamiği modeli oluşturulan süspansiyon sistemi ile donatılmış sanal taşıt prototipi üzerinde süspansiyonun performansını görmek amacıyla analizler yapılmıştır. Konfor ve sürüş dinamiği incelemeleri sonucunda süspansiyon sisteminin kinematik bağlantı noktaları, yay ve sönümlenme katsayıları belirlenmiştir. Sistemin mekanik tasarımına girdi oluşturması için literatürde verilen ve yaygın olarak kullanılan tekerlek kuvvetleri, yarım taşıt modeline uygulanarak, bağlantı noktalarındaki kuvvet değerleri elde edilmiştir.

Çalışmanın ikinci bölümünde kinematik bağlantı noktaları bilinen süspansiyon sisteminin elemanlarından alt salıncak, üst salıncak, akson ve helisel yayın mekanik tasarımları gerçekleştirilmiştir. Çoklu cisim dinamiği modellerinin yardımıyla belirlenen kuvvetler ışığında, sonlu elemanlar analizleri ile yapısal dayanım incelemesi yapılmıştır. Sistem komponentlerinin optimum tasarımlarının belirlenmesi için topoloji optimizasyonu yönteminden faydalanılmıştır. Süspansiyon sistemi ve buna bağlı olarak sürüş dinamiği davranışının iyileştirilmesi için taşıta uygulanabilir ilave sistem ve mekanik tasarım önerileri verilmiştir. Verilen mekanik tasarım önerisi, tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modelinde irdelenmiş ve sonuçları karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Askeri taşıt, bağımsız süspansiyon, taşıt dinamiği, mekanik tasarım, topoloji optimizasyonu, yapısal sonlu elemanlar analizi, yorulma analizi

INDEPENDENT SUSPENSION DESIGN FOR THE DRIVEN FRONT AXLE OF A HIGH MOBILITY MULTIPURPOSE WHEELED MILITARY VEHICLE

ABSTRACT

In this thesis, multibody dynamics model of the suspension system for multipurpose military vehicle was composed. Firstly, the change intervals of the front axle parameters were observed. In order to perform performance review of the suspension system, study of full vehicle multibody dynamics modeling was achieved. Analyses were made to see the performance of the suspension on the virtual vehicle prototype equipped with the suspension system formed before. The kinematic hardpoints, spring and damping rates of the suspension system were determined as a result of comfort and ride reviews. In order to generate force input to the mechanical design of the system, the commonly used wheel forces were applied to the half vehicle model and the forces at the joints were obtained.

In the second chapter mechanical design of the lower control arm, upper control arm, knuckle and helical spring were carried out on the hardpoints that calculated by multibody dynamics analyses. By using the determined forces acquired with the help of multibody dynamics models, the structural strength review were done by the finite element analysis. Topology optimization method was used to determine the optimum design of the system components. Required additional system and mechanical design recommendation were given for improving the suspension system and thus ride dynamics of the vehicle. The mechanical design recommendation was analysed by using full vehicle multibody dynamics model and the results were compared.

Keywords: Military vehicle, independent suspension, vehicle dynamics, mechanical design, topology optimization, structural finite element analysis, fatigue analysis

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
BÖLÜM İKİ - SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK TASARIMI VE TAŞIT DİNAMIĞI İNCELEMESİ.....	3
2.1 Giriş.....	3
2.2 Çoklu Cisimler Dinamiği.....	3
2.3 Çoklu Cisimler Dinamiği Modellemesi.....	4
2.3.1 Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi.....	6
2.3.2 Çeyrek Taşıt Modeli Hareket Denklemleri.....	15
2.3.3 Tam Taşıt Modellemesi.....	16
2.3.4 Süspansiyon Performans Analizleri.....	25
2.3.4.1 Frenleme Simülasyonu.....	25
2.3.4.2 Daire Çizme Simülasyonu.....	26
2.3.4.3 Şerit Değişirme Simülasyonu.....	28
2.3.4.4 Arnavut Kaldırım (Belgian Pave) Simülasyonu.....	30
2.3.4.5 Engel Geçiş Simülasyonu.....	31
2.3.4.6 APG Parkuru Simülasyonu.....	34
2.4 Kinematik Tasarım ve Taşıt Dinamiği İncelemesi Sonucu.....	35
BÖLÜM ÜÇ - SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MEKANİK TASARIMI.....	36

3.1 Giriş	36
3.2 Mafsal Kuvvetlerinin Hesaplanması	37
3.3 Topoloji Optimizasyonu	41
3.3.1 Topoloji Optimizasyonu Formülasyonu	43
3.4 Alt Salıncak Tasarımı	46
3.4.1 Alt Salıncak Topoloji Optimizasyonu	47
3.4.2 Alt Salıncak Tasarım Hacmi	48
3.4.3 Tasarım Yüklerinin Belirlenmesi	49
3.4.4 Alt Salıncak Topoloji Optimizasyonunun Sonlu Elemanlar Analizleri ..	51
3.4.5 Alt Salıncak Topoloji Optimizasyonunun Doğrulama Analizleri	54
3.5 Üst Salıncak Tasarımı	55
3.5.1 Üst Salıncak Tasarım Hacmi	56
3.5.2 Tasarım Yüklerinin Belirlenmesi	57
3.5.3 Üst Salıncak Topoloji Optimizasyonunun Sonlu Elemanlar Analizleri ..	58
3.6 Süspansiyon Sisteminin Montajlı Analizi	61
3.6.1 Alt Salıncak Analiz Sonuçları	63
3.6.2 Üst Salıncak Topoloji Optimizasyonunun Doğrulama Analizleri	64
3.6.3 Akson Dayanım Analizleri	65
3.7 Helisel Yay Tasarımı	68
3.7.1 Yay Boyunun Belirlenmesi	68
3.7.2 Helisel Yayın Doğrusal Olmayan (Non-linear) Sonlu Elemanlar Analizi	70
3.7.3 Doğrusal ve Progresif Karakteristikli Yayları Yay Katsayısı Karşılaştırması	73
3.7.4 Progresif Helisel Yay Karakteristiğinin Taşıtın Yalpa Davranışına Etkisi	75
3.8 Süspansiyon Sisteminin Yorulma Dayanımı İncelemesi	77
3.8.1 Yorulma Analizinde Uygulanan Yükleme Sınır Şartı	79
3.8.2 Alt Salıncak Yorulma Analizi	80
3.8.3 Üst Salıncak Yorulma Analizi	81
3.8.4 Akson Yorulma Analizi	82

BÖLÜM DÖRT - SONUÇ VE ÖNERİLER..... 84



ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Süspansiyon sistemi geliştirme süreci akış şeması.....	2
Şekil 2.1 Örnek bir çoklu cisimler dinamiği modeli.....	4
Şekil 2.2 Tam taşıt modelinin alt sistemleri.....	6
Şekil 2.3 Ön süspansiyon sistemi çoklu cisimler dinamiği modeli.....	7
Şekil 2.4 Süspansiyon sistemi kinematik modelinin parçaları.....	8
Şekil 2.5 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi için kinematik parametreler...	9
Şekil 2.6 Yarım taşıt modelinde düşey yaylanma simülasyonu hareket zarfı.....	10
Şekil 2.7 Rot kolu konumunun belirlenmesi kuralı.....	11
Şekil 2.8 Düşey yaylanmaya bağlı ön iz açısı.....	11
Şekil 2.9 Düşey yaylanmaya bağlı kamber açısı değişimi.....	12
Şekil 2.10 Düşey yaylanmaya bağlı kaster açısı.....	12
Şekil 2.11 Düşey yaylanmaya bağlı kaster mesafesi.....	13
Şekil 2.12 Düşey yaylanmaya bağlı kingpin açısı.....	13
Şekil 2.13 Düşey yaylanmaya bağlı yön verme yuvarlanma yarıçapı.....	14
Şekil 2.14 Düşey yaylanmaya bağlı iz genişliği değişimi.....	14
Şekil 2.15 Çeyrek taşıt modeli.....	15
Şekil 2.16 Yay çevrim oranının hesaplaması.....	17
Şekil 2.17 Yay çevrim oranının tekerlek deplasmanına bağlı değişimi.....	18
Şekil 2.18 Tek serbestlik dereceli matematiksel çeyrek taşıt modeli.....	18
Şekil 2.19 0,9-1,4 Hz aralığındaki yay katsayılarının sürücü koltuğu düşey ivmeleri.....	22
Şekil 2.20 Çift serbestlik dereceli matematiksel çeyrek taşıt modeli.....	23
Şekil 2.21 4x4 Askeri taşıt çoklu cisim dinamiği modeli.....	25
Şekil 2.22 Frenleme simülasyonu.....	26
Şekil 2.23 Frenleme simülasyonu yunuslama açısının frenleme ivmesine bağlı değişimi.....	26
Şekil 2.24 60 m çaplı test parkuru.....	27
Şekil 2.25 Daire çizme simülasyonu.....	27
Şekil 2.26 Daire çizme simülasyonu yanal ivmeye bağlı yalpa açısı grafiği.....	28

Şekil 2.27 AVTP 03-160 şerit değiştirme simülasyonu yol ölçüleri.....	28
Şekil 2.28 Şerit değiştirme simülasyonu.....	29
Şekil 2.29 Şerit değiştirme simülasyonu yanal ivme grafiği.....	29
Şekil 2.30 Şerit değiştirme simülasyonu yalpa açısı grafiği.....	29
Şekil 2.31 Arnavut kaldırımı (Belgian pave) simülasyonu.....	30
Şekil 2.32 Arnavut kaldırım (Belgian pave) simülasyonu sürücü koltuğu düşey ivme (50 km/s).....	30
Şekil 2.33 Arnavut kaldırım (Belgian pave) simülasyonu sürücü koltuğu düşey ivme (60 km/s).....	31
Şekil 2.34 Arnavut kaldırım (Belgian pave) simülasyonu sürücü koltuğu düşey ivme (63 km/s).....	31
Şekil 2.35 Trapez ve yarım daire tekli engel ölçüleri.....	32
Şekil 2.36 Trapez tekli engel atlama yol profili.....	32
Şekil 2.37 Trapez tekli engel atlama sürücü koltuğu ivmesi.....	33
Şekil 2.38 Yarım daire tekli engel atlama yol profili.....	33
Şekil 2.39 Yarım daire tekli engel atlama sürücü koltuğu ivmesi.....	34
Şekil 2.40 APG Parkuru.....	34
Şekil 2.41 AGP parkuru geçişi sürücü koltuğu ivmesi.....	35
Şekil 3.1 Askeri taşıt bağımsız ön süspansiyon sistemi.....	36
Şekil 3.2 Çift salıncaklı süspansiyon sistemine ait örnek serbest cisim diyagramı...38	
Şekil 3.3 Statik ve dinamik analiz için rot kolunun serbest cisim diyagramı.....41	
Şekil 3.4 Tasarım alanı ve sınır koşulları.....	44
Şekil 3.5 SIMP metodu topoloji optimizasyonu akış şeması.....	48
Şekil 3.6 Salıncak kalınlığının belirlenmesi.....	49
Şekil 3.7 Tekerlek eksenine göre öne veya geriye kaydırılmış helisel yay bağlantısı.....	49
Şekil 3.8 Yönlenebilir tekerleğin tarama zarfı.....	50
Şekil 3.9 Bağlantı noktalarına etkiyen kuvvetlerin şematik gösterimi.....	51
Şekil 3.10 İlk tasarıma uygulanan sonlu elemanlar ağ yapısı.....	52
Şekil 3.11 Farklı yük senaryolarında alt salıncak geometrileri: a. Yükleme 1 b. Yükleme 2 c. Yükleme 3 d. Yükleme 4.....	53
Şekil 3.12 Seçilen yükleme tipleri göz önüne alınarak oluşturulan boşaltma hacmi..54	

Şekil 3.13 Üretilabilir alt salıncak tasarımı.....	54
Şekil 3.14 Doğrulama analizleri a. Yükleme 1 , b. Yükleme 2 , c. Yükleme 3, d. Yükleme 4.....	55
Şekil 3.15 Üst salıncak ve helisel yay emniyetli boşluk.....	57
Şekil 3.16 Üst salıncağın ön mekanik tasarımı.....	57
Şekil 3.17 Süspansiyon sistemi yükleme şartı.....	58
Şekil 3.18 İlk tasarıma uygulanan sonlu elemanlar ağ yapısı.....	59
Şekil 3.19 Farklı yük senaryolarında alt salıncak geometrileri: a. Yükleme 1 b. Yükleme 2 c. Yükleme 3 d. Yükleme 4.....	60
Şekil 3.20 Üst salıncak üretilabilir nihai tasarım: a.Boşaltılabilir ortak hacim b. Nihai salıncak tasarımı.....	61
Şekil 3.21 Süspansiyon sistemi mafsal tanımlamaları.....	62
Şekil 3.22 Süspansiyon montajlı analizinde alt salıncak gerilme dağılımı: a. Yükleme tipi 1 b. Yükleme tipi 2 c. Yükleme tipi 3 d. Yükleme tipi 4.....	63
Şekil 3.23 Süspansiyon montajlı analizinde üst salıncak gerilme dağılımı: a.Yükleme 1 b. Yükleme 2 c. Yükleme 3 d. Yükleme 4.....	64
Şekil 3.24 3g tümsek yüklemesinde akson üzerindeki gerilme dağılımı.....	65
Şekil 3.25 Boyuna darbe yüklemesinde akson üzerindeki gerilme dağılımı.....	66
Şekil 3.26 Yanal darbe yüklemesinde akson üzerindeki gerilme dağılımı.....	67
Şekil 3.27 Virajda frenleme yüklemesinde akson üzerindeki gerilme dağılımı.....	67
Şekil 3.28 Yay kuvvetinin hesaplanması.....	69
Şekil 3.29 Newton-Raphson Yöntemi.....	71
Şekil 3.30 Endüstrideki uygulaması incelenen yayın sonlu elemanlar modeli.....	71
Şekil 3.31 Newton-Raphson yineleme adımları.....	72
Şekil 3.32 Deneysel ve sonlu elemanlar analiz ile elde edilen yay karakteristikleri..	72
Şekil 3.33 Doğrusal ve progresif karakteristikli yaylar.....	73
Şekil 3.34 Progresif helisel yay karakteristiği.....	74
Şekil 3.35 Kırılma noktası öne alınmış alternatif yay karakteristiği.....	75
Şekil 3.36 Basitleştirilmiş Wöhler diyagramı.....	77
Şekil 3.37 Gerilme genliği grafiği.....	79

Şekil 3.38 Alt salıncağa ait yorulma emniyet katsayısı dağılımı.....	81
Şekil 3.39 Üst salıncağa ait yorulma emniyet katsayısı dağılımı.....	82
Şekil 3.40 Aksona ait yorulma emniyet katsayısı dağılımı.....	83
Şekil 4.1 Salıncaklara ait kütle ve gerilme sonuçlarının karşılaştırılması.....	85



TABLolar LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Taşıtın teknik özellikleri.....	6
Tablo 2.2 Farklı frekans aralığında gerekli yay ve sönümlenme katsayıları.....	20
Tablo 2.3 Farklı yay katsayıları sonucu elde edilen tekerlek kamber açısı ve düşey ivme.....	21
Tablo 3.1 Standart yük tipleri.....	50
Tablo 3.2 Salıncak imalatında kullanılan malzemenin mekanik özellikleri.....	51
Tablo 3.3 Akson üretiminde kullanılacak malzemenin mekanik özellikleri.....	65
Tablo 3.4 Helisel yay mekanik tasarım girdileri.....	69
Tablo 3.5 Doğrusal ve progresif yayların 1. bölge yay katsayısı karşılaştırması.....	74
Tablo 3.6 Yorulma analizi yükleme şartı.....	79

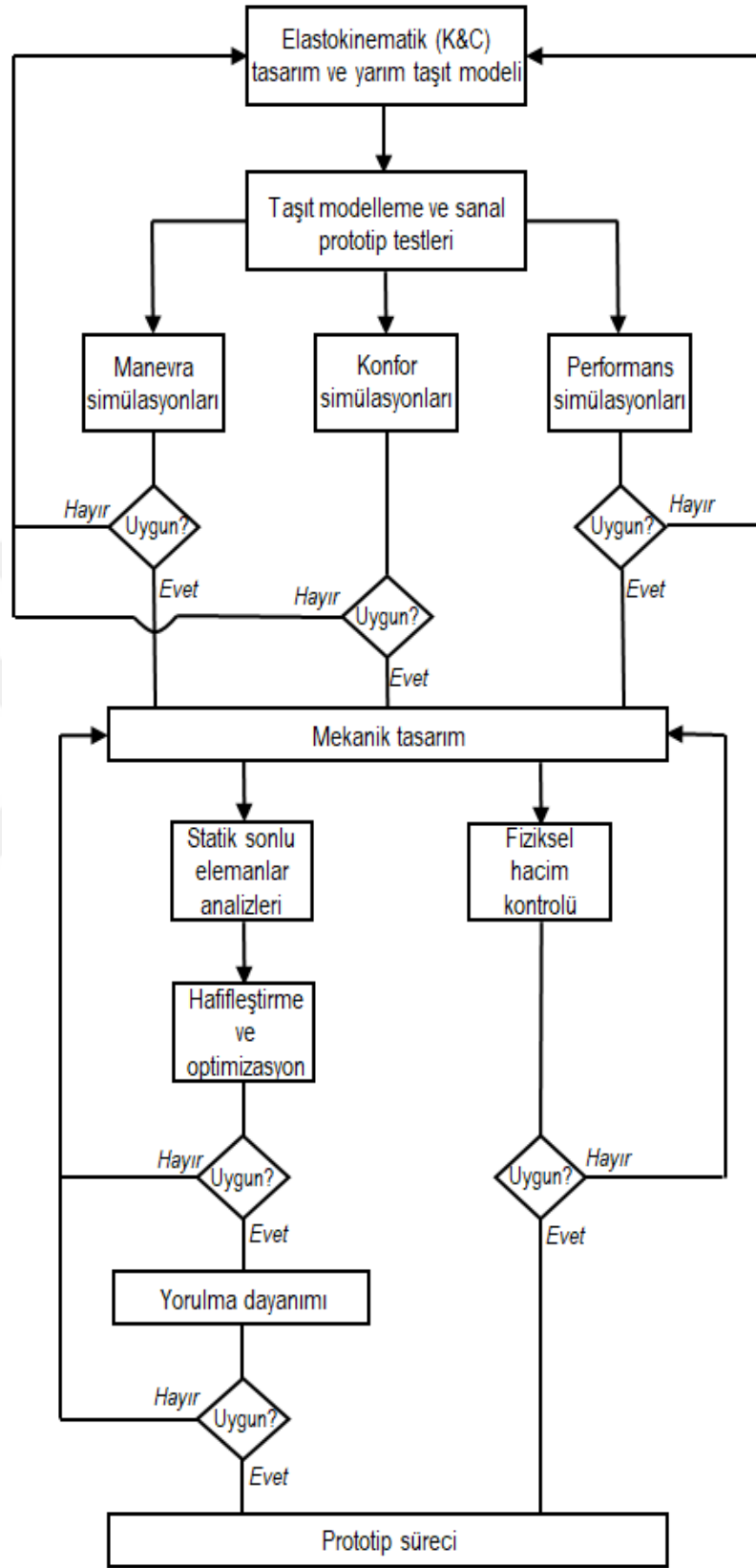
BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Askeri taşıtların zorlu yol koşullarında ve muharebe alanlarında yüksek hareket kabiliyetine sahip olması ve aracın ulaşılması istenen noktaya hızlı bir şekilde ulaşması yüksek önem arz etmektedir. Askeri taşıtlardan sahip olması beklenen yüksek hareket kabiliyetinin yanı sıra özellikle personel taşıyıcı olarak görev yapan taşıtların, personeli güvenli ve konforlu bir şekilde istenen noktaya ulaştırması beklenmektedir. Bunun için taşıt üzerinde uygulanan sistemlerin zorlu arazi koşullarında görevlerini yerine getirebilmesi gerekir. Bu durum yüksek hareket kabiliyetine sahip taşıt tasarımlarının geliştirilmesinde araç üreticileri arasında rekabete sebep olmaktadır. Yüksek hareket kabiliyetine sahip rekabetçi taşıtların geliştirilme sürecinde, taşıt dinamiği çalışmalarına harcanan efor son yıllarda oldukça artmıştır. Bu çalışmalar sonucunda üretilen prototip sayıları, testler için harcanan süre ve proje maliyetleri azalmıştır.

Taşıta yüksek hareketi kazandırabilmek için sabit aks uygulamalarının yerini bağımsız süspansiyon sistemleri almaktadır. Bağımsız süspansiyon sistemlerinin yoldan taşıta etkiyen düzensiz girdilere göre tekerleklerin birbirinden bağımsız olarak hareket etme yeteneği kazandırması konfor şartlarını iyileştirmektedir. Aynı zamanda bozuk zeminde hareketi esnasında taşıtın hareket kabiliyetini artırmaktadır. Taşıt ve süspansiyon sistemi geliştiricileri dinamik incelemelerin yanı sıra söz konusu sistemlerin mekanik tasarımları üzerine de yoğun efor harcamaktadırlar.

Askeri taşıtlara uygulanacak bağımsız süspansiyon sistemlerinin geliştirilme süreci, hem taşıta etkiyen dinamik yüklerinin belirlenmesi, istenen konfor, manevra ve performans şartlarının sağlanması hem de mekanik tasarım, yapısal dayanım, optimizasyon, taşıta uygun geometriler ile paketlenmesi gibi konular ile çoklu yönlü multi disiplinler çalışma gerektirmektedir. Süspansiyon sisteminin geliştirilme sürecindeki adımlar Şekil 1.1’de verilen akış şemasında özetlenmiştir.



Şekil 1.1 Süspansiyon sistemi geliştirme süreci akış şeması

BÖLÜM İKİ

SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK TASARIMI VE TAŞIT DİNAMİĞİ İNCELEMESİ

2.1 Giriş

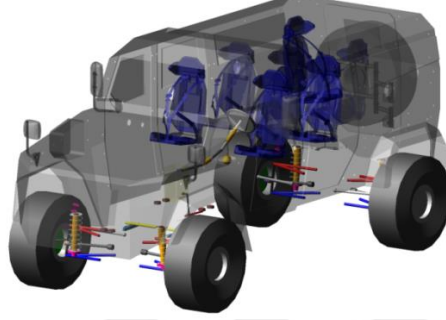
Çalışma kapsamında 4x4 personel taşıyıcı bir taşıtın incelemesi gerçekleştirilmiştir. Taşıtın ön ve arka aksı çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi ile donatılmıştır. Bu tip süspansiyon sistemi zorlu arazi koşullarında çalışan askeri taşıtlarda yaygın olarak kullanılmaktadır (Timoney ve Timoney, 2013; Topaç ve diğer., 2016). Bağımsız süspansiyonun sabit akslara göre en önemli avantajı, bir tekerleğin hareketinden diğer tekerleğin etkilenmemesidir. Bu durum bozuk arazi şartlarında taşıta yüksek hareket kabiliyeti ve muharebe gücü katmaktadır.

Süspansiyon sistemi içerisinde helisel yay ve teleskopik amortisör kullanılmıştır. 4x4 taşıtlarda yaygın uygulaması vardır. Diğer bir uygulama ise taşıtların hidropnömatik sistem ile donatılmasıdır. Hidropnömatik süspansiyon sistemleri, taşıtın sürüş yüksekliğinin ayarlanabilir olması bakımından avantaj sağlamaktadır. Montaj edilebilirlikleri daha kolaydır. Tasarım hacmi olarak ise daha az yer kaplarlar ancak mekanik veya hava yaylı süspansiyon sistemleri, hidropnömatik sistemlere göre oldukça ucuzdur. Çalışmanın birinci bölümü içerisinde süspansiyon sistemi ve tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modellemeleri yapılarak farklı test koşullarında analizlere tabi tutulmuştur.

2.2 Çoklu Cisimler Dinamiği

Çoklu cisimler dinamiği modelleme araçları, geometrik olarak doğrusallığı olmayan, yüksek deplasmanlı yapıların ve mekanizmaların analizleri için oluşturulmuştur. Bu araçlar, modelleme esnasında doğrusal ve doğrusal olmayan çeşitli bağlantı özelliklerini sunar. Bu sistemler için hareket denklemleri sadece zamana bağlı çözülebilir. Yapılacak analizlerde, dinamik etkileri doğru şekilde görebilmek ve yorumlayabilmek için küçük zaman aralıklarında çözüm gereklidir. Doğru sonuçların elde edilebilmesi için doğru çözücüler ve zaman aralıkları belirlenmelidir. Hesaplama kolaylığı sağlamak ve analizlerde çözüm sürelerini kısa

tutabilmek için sonlu elemanlar modellerinden çok daha basit elemanlar kullanılır. Gelişen yazılımlar ile birlikte günümüzde, çoklu cisimler dinamiği modelleri içerisinde sonlu elemanlar modelleri de dahil edilebilmektedir. Şekil 2.1’de 4x4 taktik tekerlekli bir taşıta ait örnek çoklu cisimler dinamiği modeli görülmektedir.



Şekil 2.1 Örnek bir çoklu cisimler dinamiği modeli

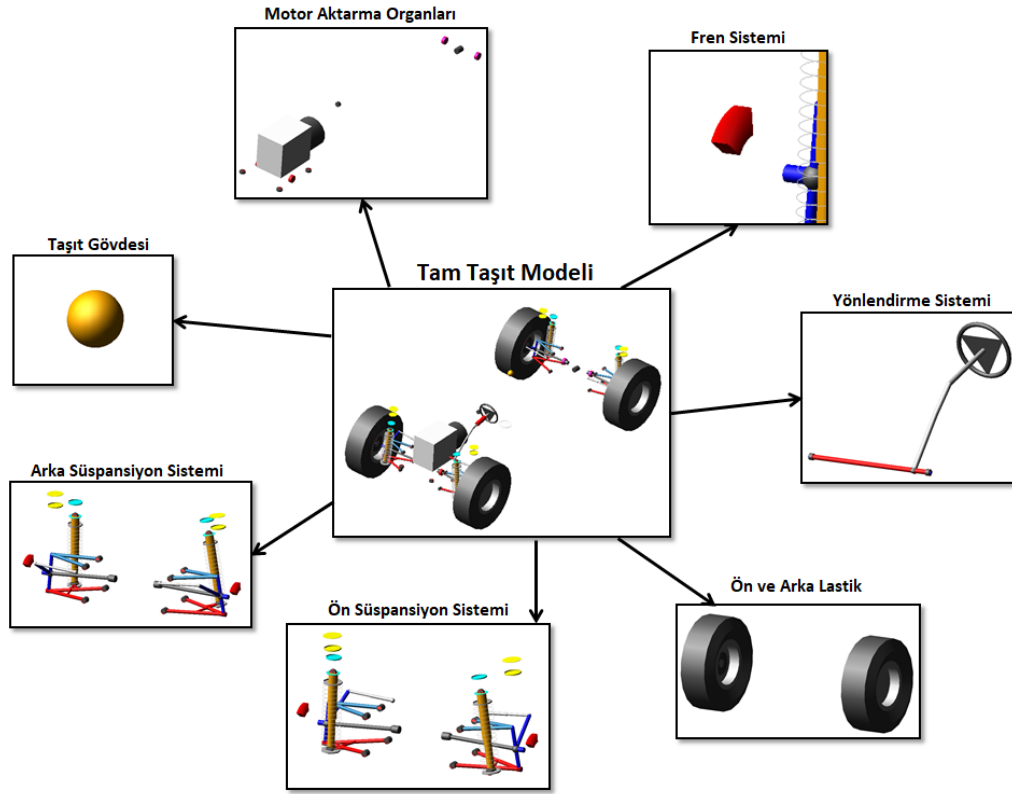
Taşıt dinamiği manevra, konfor ve performans olarak 3 ana başlıkta incelenebilir. Manevra için sürücünün direksiyondan verdiği girdi ile taşıt stabilitesi incelenir. Konfor için yoldaki tüm bozukluklar ve dış etmenlerden dolayı taşıta yansıyan; sürücü, yolcular ve araca olan etkiler incelenir (Gillespie, 1992) Tasarımı yapılan tüm sanal taşıt prototipleri, üretilen gerçek prototipler üzerinde testler ile doğrulanır (Stodola, 2009). Bu tez kapsamında taşıtın manevra, konfor ve sürüş karakteristiği üzerinde çalışılmıştır.

2.3 Çoklu Cisimler Dinamiği Modellemesi

Çalışma kapsamında oluşturulan çoklu cisimler dinamiği modelleri ile süspansiyon sisteminin taşıtın dinamik davranışına etkisinin incelenmesi, yaylandırma elemanlarına ait karakteristiklerin belirlenmesi ve mekanik tasarıma girdi oluşturacak kuvvetlerin bulunması amaçlanmıştır. MSC ADAMS paket yazılımı kullanılarak çoklu cisimler dinamiği modellemesi yapılmıştır. Süspansiyon sistemi tüm bileşenleri ile modellenirken, tam taşıt modelinde ve analizlerinde ise çalışma kapsamında olmayan bazı sistemlerin modelleri basitleştirilmiştir. Modelleme içerisinde yapılan basitleştirme ve kabuller şunlardır;

- Süspansiyon ve tam taşıt modeline ait tüm bileşenler rijit olarak modellenmiştir. Süspansiyon sistemi içerisindeki elastik elemanların rijitlik katsayıları modellere tanımlanmıştır.
- Tüm taşıt kütlelerinin tek bir ağırlık merkezinde toplandığı kabulü yapılmıştır (Demir, 2004).
- Taşıt simülasyonlarının rijit yol modellerinde yapıldığı kabul edilmiştir.
- Taşıt performansı değerlendirmesi yapılmayacağı için motor aktarma organları modelleri detaylandırılmamıştır.
- Taşıtın simülasyonlarında istenen manevraları yapabilmesi adına modelleme kolaylığı sağlaması için detaylı olmayan kramayer dişli mekanizmalı yönlendirme sistemi tanımlanmıştır.
- Fren sistemi taşıtın istenen frenleme ivmesine ulaşabilmesi için gerekli ölçüde modele dahil edilmiştir.

Taşıt modeli içerisinde ön ve arka süspansiyon sistemi, motor aktarma organları, fren, gövde, yönlendirme sistemi ve lastikler modellenmiştir. Taşıtın arka süspansiyonu, ön süspansiyonunun araç yanal eksenine (Y) göre simetridir ancak sürüş manevraları sırasında tekerleğin kendi izini takip edebilmesi için kaster açısı ön süspansiyon ile aynı olacak biçimde pozitif kaster açısına sahip modelleme yapılmıştır. PAC2002 lastik modeli kullanılmıştır. Tam taşıt modelini oluşturulan alt sistemler Şekil 2.2’de görülebilir. Endüstriyel uygulamalarda ve literatürde iki akslı çok amaçlı askeri araçlarda benzer çalışmalar bulunmaktadır. İki akslı taşıtın simetrik ve statik bir taşıt olmasından dolayı bir veya iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelleri üzerinden de temel hesaplamaları yapılabilir. MSC ADAMS paket yazılım içerisinde süspansiyon sisteminin değerlendirilmesi için yarım taşıt modeli de oluşturulmuştur. Oluşturulan yarım taşıt modelinden de taşıt incelemesi için diğer yardımcı alt sistemler ile birlikte tam taşıt modeline gidilmiştir.



Şekil 2.2 Tam taşıt modelinin alt sistemleri (Kyung ve diğer., 2005)

Modellemesi yapılan tüm tekerleklerden tahrikli askeri taşıtın teknik özellikleri Tablo 2.1’de verilmiştir.

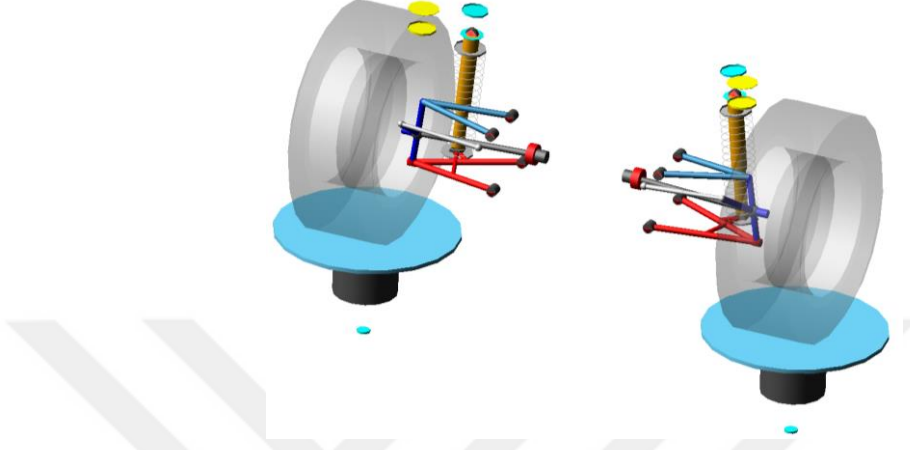
Tablo 2.1 Taşıtın teknik özellikleri

Taşıtın Özellikleri	
Taşıt Tipi	Zırhlı personel taşıyıcı (4x4)
Azami Ağırlık	13000 kg
Lastik	365/80 R20
Ön Aks Yüğü	6500 kg
Süspansiyon	Helisel yay ve teleskopik amortisör

2.3.1 Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi

Ele alınan askeri taşıtın ön aksında uygulanması düşünülen süspansiyon sistemi, Bölüm 1.3’te verilen, taşıtın sahip olması gereken teknik özellikler doğrultusunda

çift salıncaklı ve tahrikli olarak modellenmiştir. Süspansiyonun yarım taşıt modeli kinematik hesaplamalarında kullanılan ve tekerleği istenen girdiye göre düşey yönde tahrik eden yükseltme platformları üzerine alınmış yarım taşıt süspansiyon ve tekerlek modeli Şekil 2.3'te görülmektedir.

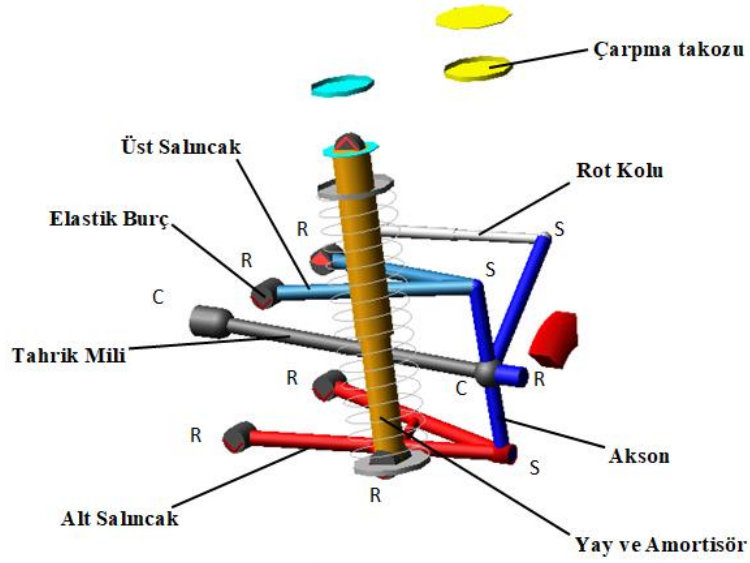


Şekil 2.3 Ön süspansiyon sistemi çoklu cisimler dinamiği modeli

Çoklu cisimler dinamiği metodolojisine bağlı kalınarak oluşturulan süspansiyon sistemi modeli rijit parçaları içermektedir. Rijitlik katsayıları tariflenerek elastik olarak modellenen parçalar, salıncakların taşıt gövdesine bağlantısında kullanılan burçlar ve düşey hareketi sınırlayan çarpma takozlarıdır. Süspansiyon sistemi çoklu cisimler dinamiği modeli;

- Alt salıncak
- Üst salıncak
- Akson
- Rot kolu
- Yay ve amortisör
- Tahrik mili
- Elastik burçlar
- Çarpma takozu

parçalarını içermektedir. Sistemin parçaları detaylı olarak Şekil 2.4'te gösterilmektedir.



Şekil 2.4 Süspansiyon sistemi kinematik modelinin parçaları

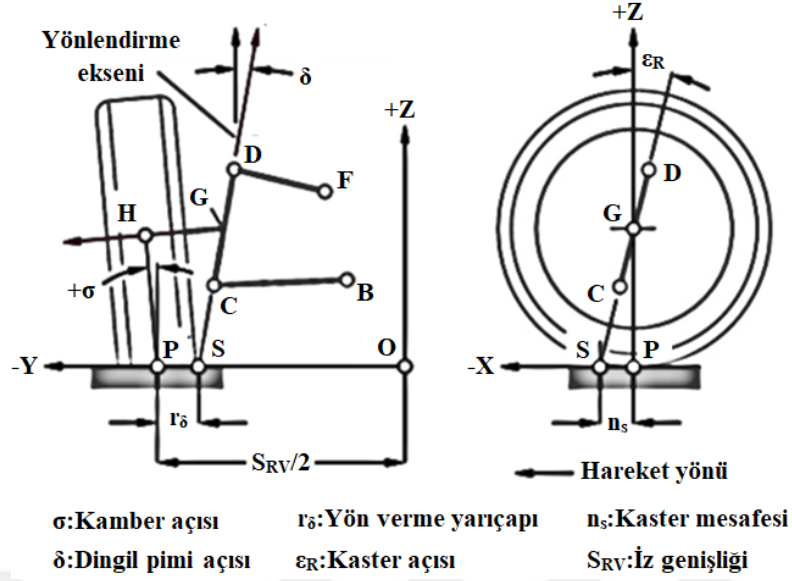
Süspansiyon sistemi kinematik tanımı ve modellenmesi için kullanılan mafsalları ve yine Şekil 2.4'te verilmiştir. Salıncakların taşıt gövdesine bağlantısında döner mafsallar kullanılmaktadır. Alt ve üst salıncakların aksone ile bağlantısı ve yönlendirme eksenini oluşturan noktalar ise küresel mafsallardır. Rot kolunun aksone bağlantısı noktasında da yine küresel mafsalları tanımlanmıştır. Tahrik milinin diferansiyel ve tekerlek grubuna bağlantısında ise kardana mafsalları bulunmaktadır. Şekil 2.4'te ifade edilen S, R ve C mafsallarının tanımları aşağıda belirtildiği gibidir.

S: Küresel mafsalları

R: Döner mafsalları

C: Kardana mafsalları

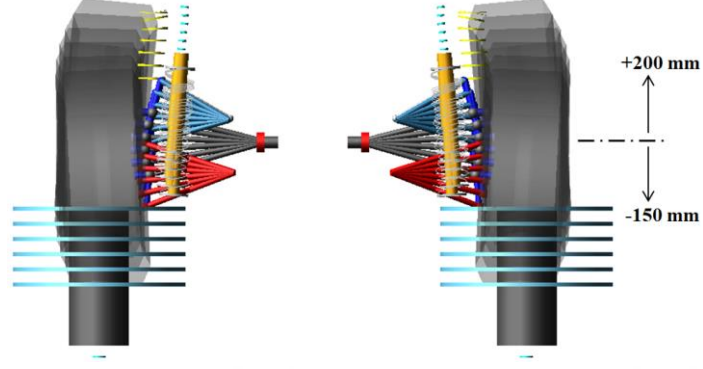
Geçmişte yapılan çalışmalardan elde edilen bilgiler ışığında bağımsız süspansiyon sistemleri, tasarımları gereği, taşıt tekerleğinin gövdeye veya şasiye göre göre düşeyde deplasmanı esnasında, iz genişliğinde (S_{RV}) ve tekerleğin kamber açısında (σ) değişime yol açmaktadır (Topaç ve diğer., 2016). Dingil pimi açısının literatürdeki diğer bir ismi de kingpin açısıdır. Çift salıncaklı bağımsız ön süspansiyon sisteminin söz konusu kinematik parametreleri Şekil 2.5'te görülmektedir.



Şekil 2.5 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi için kinematik parametreler (Trzesniowski, 2008)

Sürüş esnasındaki düşey yerdeğiştirmeden dolayı oluşan iz genişliği değişimi, tekerleklerin düşey doğrultusuna ilave olarak, yanal olarak da konum değiştirmesine, yani lastiği yol yüzeyinde sürüklenme hareketine neden olur. Bu, lastikte aşındırıcı etkiyi artıran bir durumdur. Süspansiyon sisteminin ani dönme merkezini tasarımın izin verdiği ölçüde yere yaklaştırmak, tekerleğin düşey yaylanması sırasında iz genişliğini değişiminin azaltılmasına olanak sağlar. Ani dönme merkezinin yere yaklaştırılması, süspansiyon sistemi kollarının birbirlerine göre paralel yerleştirilmesi ile olanaklıdır. Ancak hem mekanik tasarımdaki geometrik paketleme problemleri, hem de bazı taşıt tiplerinde (özellikle şasi raylarına sahip tipte taşıtlar) şasi veya gövde konumunun üst salıncak kolu mafsal bağlantılarını engellemesi gibi tasarımsal engeller sebebiyle kolların birbirine paralel yerleşimini detay tasarım çalışmalarında gerçekleştirebilmek zordur. İlave olarak, salıncak kollarının yönlendirilebilir aksona C ve D mafsal merkezleri, yatakladığı bu C ve D merkezleri arası düşey ölçünün, servis koşullarında oluşacak reaksiyon kuvvetlerin en aza indirgenebilmesi için mümkün olan en büyük mesafede tutulması gereklidir (Reimpell ve diğer., 2001; Reimpell, 1988). Süspansiyon sisteminin kinematik parametrelerinin incelemesi için MSC ADAMS arayüzünde modellenen yarım taşıt modeli üzerinde düşey yaylanma (parallel wheel travel) simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Simülasyonun analiz süresince süpürdüğü hareket zarfı Şekil 2.6'da gösterilmektedir. Düşey yaylanma

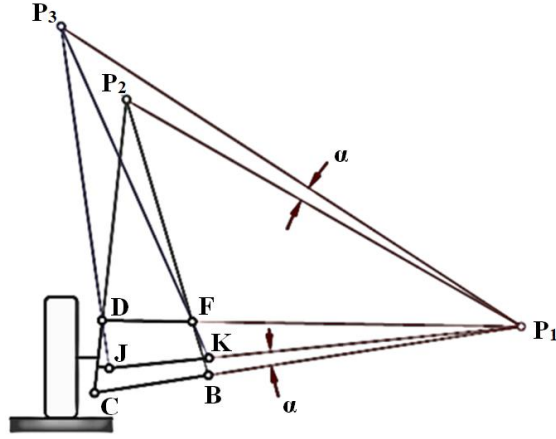
simülasyonlarında lastiklerin üzerinde bulunduğu düşey silindirler ile deplasman veya kuvvet girdisi uygulanarak kinematik parametrelerin yanı sıra süspansiyon bağlantı noktalarındaki tepki kuvvetleri de elde edilebilir.



Şekil 2.6 Yarım taşıt modelinde düşey yaylanma simülasyonu hareket zarfı (Topaç ve diğer., 2017)

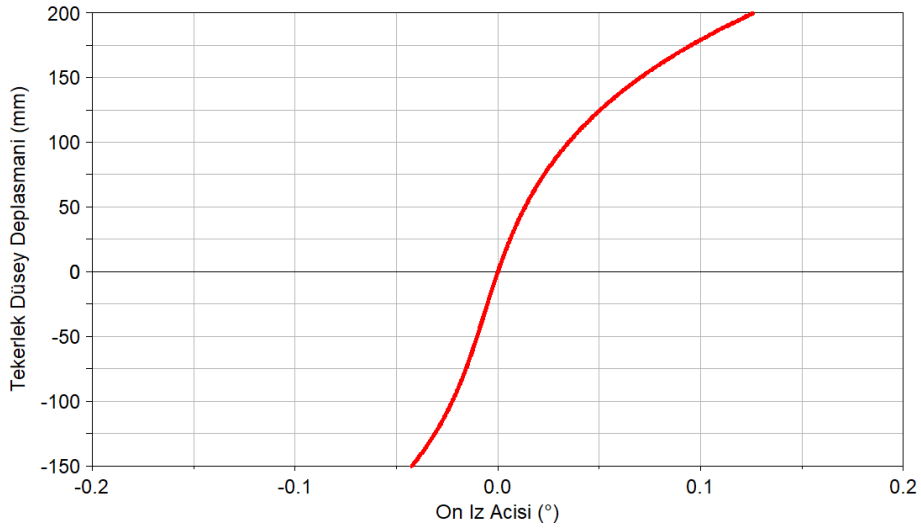
Ön iz açısı (Toe): Tekerleğin dönme hareketi doğrultusuna dik düzlem ile yaptığı açıdır. Tekerleğin düşey deplasmanı sırasında ön iz açısı değişimi istenmeyen bir durumdur ve sürüş güvenliğini riske sokmaktadır. Çift salıncaklı süspansiyon sisteminde düşey deplasman sırasında, diğer bir deyişle taşıtın bir engel atlaması veya ani frenlemesi durumunda ön iz açısının değişimini etkileyen iki önemli faktör bulunmaktadır. Bunlar; rot kolunun doğru bağlantı noktaları arasına konumlandırılması ve süspansiyon elastik burçlarının katılık değerlerinin doğru seçilmesidir.

Tekerleğin düşey deplasmanı sırasında, mekanizmanın hatasından dolayı ön iz yönelme açısındaki değişimini en alt seviyede kalmasını sağlayacak rot kolu mafsal noktaları (J ve K), Şekil 2.7’de görülen kural yardımıyla belirlenmiştir. Süspansiyon sistemi, yaylanma sırasında üç adet ani dönme merkezi oluşturmaktadır. P_1 , P_2 ve P_3 ani dönme merkezleri birleştirildiğinde belirtilen α açılarının birbirine eşit olması gerekmektedir.



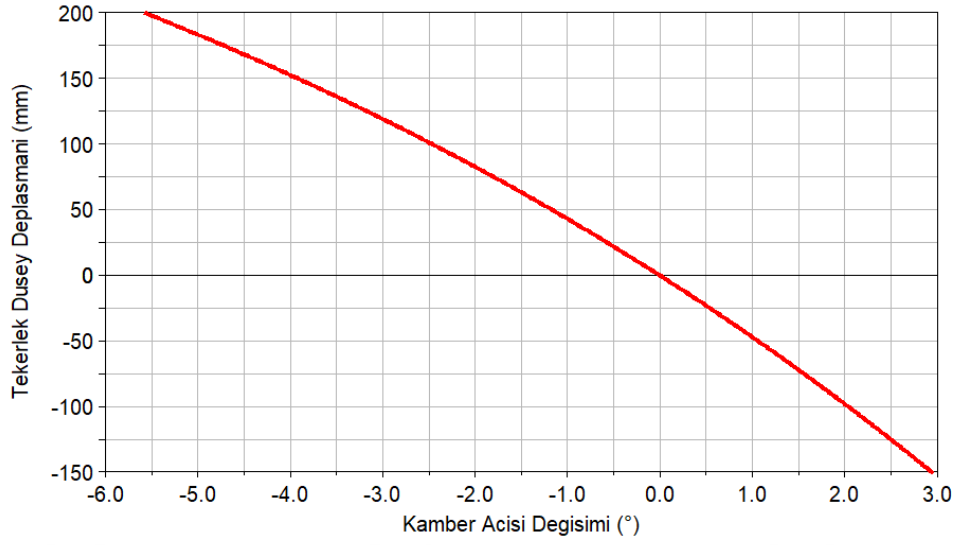
Şekil 2.7 Rot kolu konumunun belirlenmesi kuralı (Reimpell, 1974)

Tekerleğin +200 mm pozitif ve -150 mm negatif yönde yaylanma analizinde yapılan incelemede ön iz açısının değişimi değerlendirilmiştir. Ön iz açısının değişimi +0,12° ile -0,04° arasındadır. Analizin sonucunda elde edilen değişim grafiği Şekil 2.8’de verilmiştir. Elde edilen sonuç kabul edilebilir limitler içerisindedir.



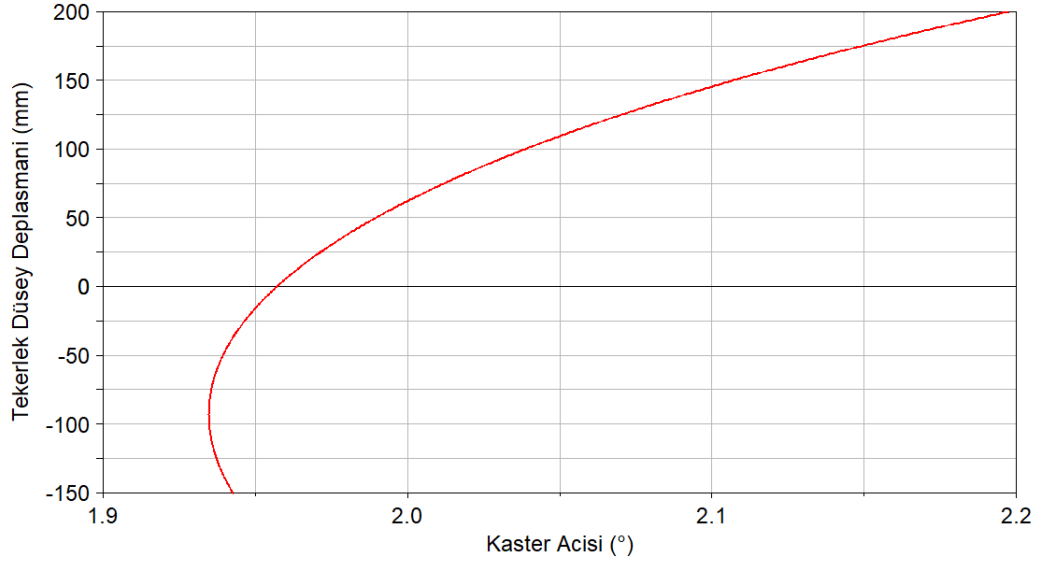
Şekil 2.8 Düşey yaylanmaya bağlı ön iz açısı

Kamber açısı: +200 mm pozitif ve -150mm negatif yönde yaylanma analizinde yapılan incelemede kamber açısının değişimi değerlendirilmiştir. Analizin sonucunda elde edilen değişim grafiği Şekil 2.9’de verilmiştir.



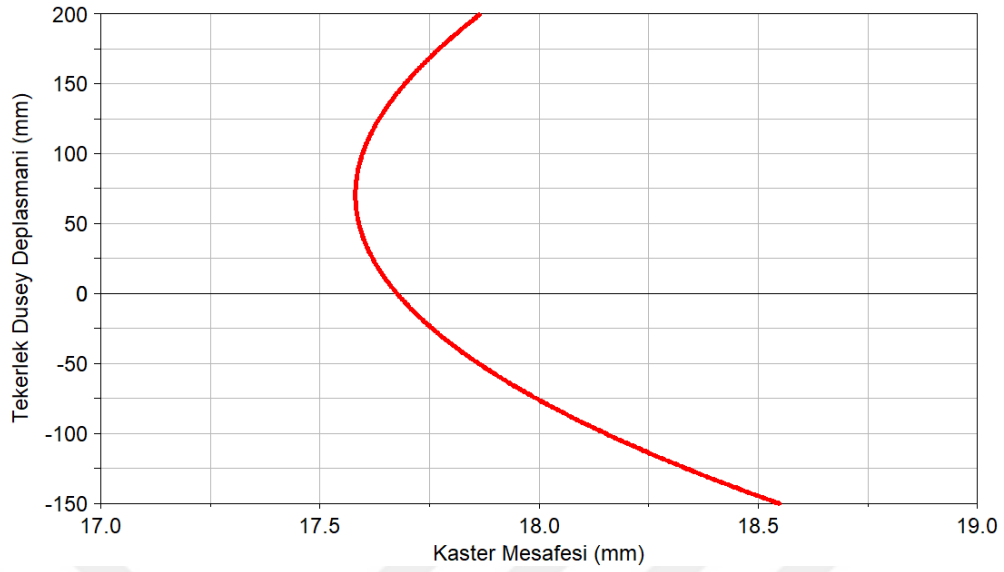
Şekil 2.9 Düşey yaylanmaya bağlı kamber açısı değişimi

Kaster açısı: +200 mm pozitif ve -150mm negatif düşey yaylanma analizinde yapılan incelemede kaster açısının değişimi değerlendirilmiştir. Analizin sonucunda elde edilen değişim grafiği Şekil 2.10'de verilmiştir.



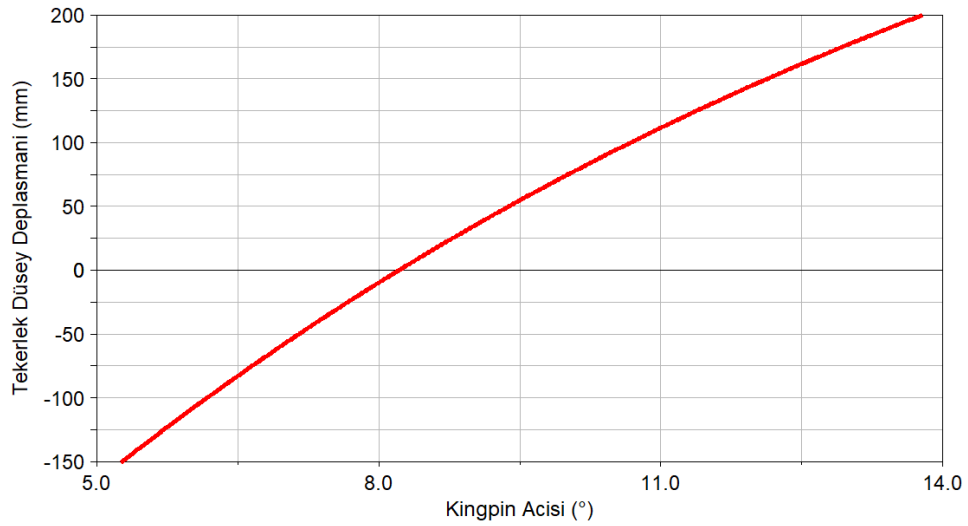
Şekil 2.10 Düşey yaylanmaya bağlı kaster açısı

Kaster mesafesi: +200 mm pozitif ve -150mm negatif yönde yaylanma analizinde yapılan incelemede kaster mesafesinin değişimi değerlendirilmiştir. Analizin sonucunda elde edilen değişim grafiği Şekil 2.11'de verilmiştir.



Şekil 2.11 Düşey yaylanmaya bağlı kaster mesafesi

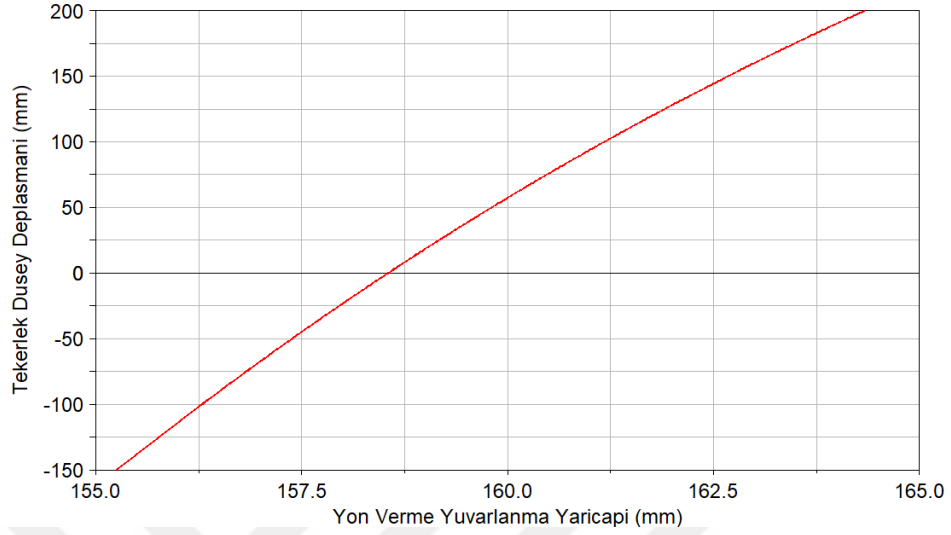
Kingpin açısı (Dingil pimi açısı): +200 mm pozitif ve -150mm negatif yönde yaylanma analizinde yapılan incelemede kingpin açısının değişimi değerlendirilmiştir. Analizin sonucunda elde edilen değişim grafiği Şekil 2.12’de verilmiştir.



Şekil 2.12 Düşey yaylanmaya bağlı kingpin açısı

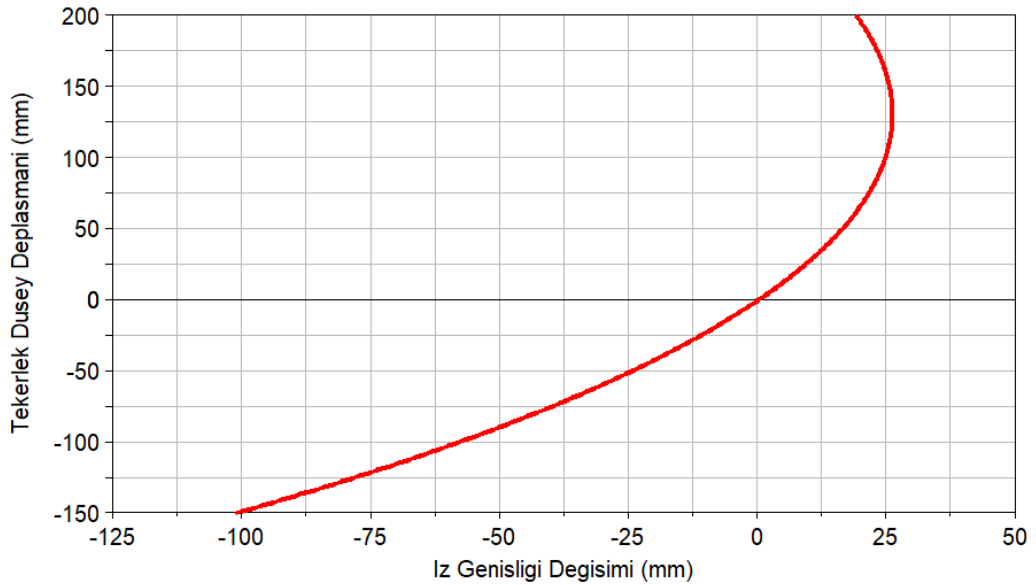
Yön verme yuvarlanma yarıçapı (Scrub radius): +200 mm pozitif ve -150mm negatif yönde yaylanma analizinde yapılan incelemede yön verme yuvarlanma

yarıçapı değişimi değerlendirilmiştir. Analizin sonucunda elde edilen değişim grafiği Şekil 2.13’de verilmiştir.



Şekil 2.13 Düşey yaylanmaya bağlı yön verme yuvarlanma yarıçapı

İz genişliği: +200 mm pozitif ve -150mm negatif yönde yaylanma analizinde yapılan incelemede iz genişliği değişimi değerlendirilmiştir. Analizin sonucunda elde edilen değişim grafiği Şekil 2.14’de verilmiştir.

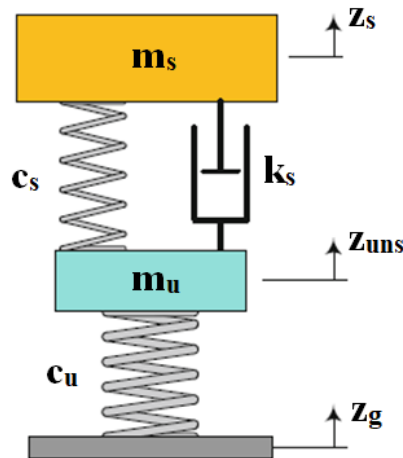


Şekil 2.14 Düşey yaylanmaya bağlı iz genişliği değişimi

Literatürden elde edilen bilgiye göre lastik aşıntısının minimize edilmesi için ± 40 mm düşey tekerlek deplasmanında iz genişliği değişiminin 25 mm'yi geçmemesi tavsiye edilir (Reimpell, 1974; Topaç ve diğer., 2015). Tasarım çalışması yapılan süspansiyon sisteminde ± 40 mm tekerlek deplasmanındaki iz genişliği değişimi 32,9 mm olarak tespit edilmiştir. Süspansiyon sisteminin kullanılacağı alan, taktik tekerlekli askeri bir taşıt olacağı ve yol dışı koşullar için tasarlanmış lastikler uygulanacağı için belirlenen değer tasarım açısından uygundur. Toplam 350 mm tekerlek düşey deplasmanı sağlanarak taşıta yüksek hareket kabiliyeti kazandırılmasının negatif bir sonucu olarak da literatürde önerilen iz genişliği değişimi limitinin üzerine çıkılmaktadır.

2.3.2 Çeyrek Taşıt Modeli Hareket Denklemleri

Taşıtların süspansiyon sistemlerinin hesabında en yararlı model çeyrek taşıt modelidir. Taşıtların düşey titreşimini çeyrek taşıt modeli kullanarak anlatabiliriz (Demir, 2004). Çeyrek taşıtların matematiksel modeli Şekil 2.15'te görülebilir. Model içerisindeki iki katı kütlelerden m_u ve m_s sırasıyla yaylandırılmamış ve yaylandırılmış kütleleri ifade etmektedir. Yaylandırılmış kütle m_s , taşıt gövdesinin dörtte biri ağırlığını gösterirken, yaylandırılmamış kütle m_u , tek bir tekerlek başına süspansiyon elemanlarının ve tekerleğin ağırlığını sembolize etmektedir. Ana yaylandırma elemanları olan süspansiyon yayı ve amortisöre ait katsayılar sırasıyla c_s ve k_s olarak gösterilmektedir. Yol ile direk temasta olan tekerleğin yay katsayısını da c_u temsil etmektedir. Verilen hesaplamalarda lastiğin sönümlenmesi dikkate alınmamıştır.



Şekil 2.15 Çeyrek taşıt modeli (Jazar, 2017)

Sistemin sırasıyla kinetik enerji, potansiyel enerji ve sönümleme fonksiyonları aşağıda sırasıyla verilmiştir.

$$K = \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} m_u \dot{z}_{uns}^2 \quad (2.1)$$

$$V = \frac{1}{2} c_s (z_s - z_{uns})^2 + \frac{1}{2} c_u (z_{uns} - z_g)^2 \quad (2.2)$$

$$D = \frac{1}{2} k_s (\dot{z}_s - \dot{z}_{uns})^2 \quad (2.3)$$

Yukarıdaki verilen denklemlere Lagrange yöntemi uygulandığında hareket denklemleri elde edilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{z}_s} \right) - \frac{\partial K}{\partial z_s} + \frac{\partial D}{\partial \dot{z}_s} + \frac{\partial V}{\partial z_s} = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{z}_{uns}} \right) - \frac{\partial K}{\partial z_{uns}} + \frac{\partial D}{\partial \dot{z}_{uns}} + \frac{\partial V}{\partial z_{uns}} = 0 \quad (2.5)$$

Sistemin hareket denklemleri aşağıda verildiği gibi elde edilmiştir.

$$m_s \ddot{z}_s + k_s (\dot{z}_s - \dot{z}_{uns}) + c_s (z_s - z_{uns}) = 0 \quad (2.6)$$

$$m_u \ddot{z}_{uns} + k_s (\dot{z}_{uns} - \dot{z}_s) + (c_s + c_u) z_{uns} - c_s z_s = c_u z_g \quad (2.7)$$

Hareket denklemleri ayrıca matris formunda da ifade edilebilir. Hareket denklemlerinin matris formu denklem 1.9'da gösterilmektedir (Jazar, 2008).

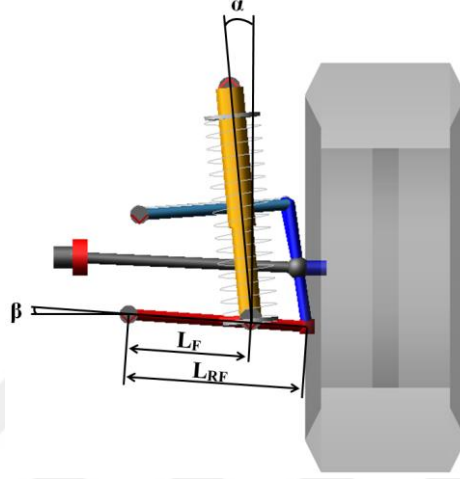
$$[m] \ddot{z} + [k] \dot{z} + [c] z = F \quad (2.8)$$

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{z}_{uns} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{z}_{uns} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s + c_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_{uns} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ c_u z_g \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

2.3.3 Tam Taşıt Modellemesi

Teknik özellikleri Tablo 1.1'de verilen bağımsız süspansiyon sistemi ile donatılmış taşıtın modelleme çalışması gerçekleştirilmiştir. Taşıtın süspansiyonlarında yay ve sönümleme elemanları katsayılarının belirlenmesi amacıyla belirli bir ön aks düşey titreşim frekansı aralığında hesaplamalar yapılmıştır. Araştırmalar, konfor şartlarının yerine getirilmesi için ön aksta

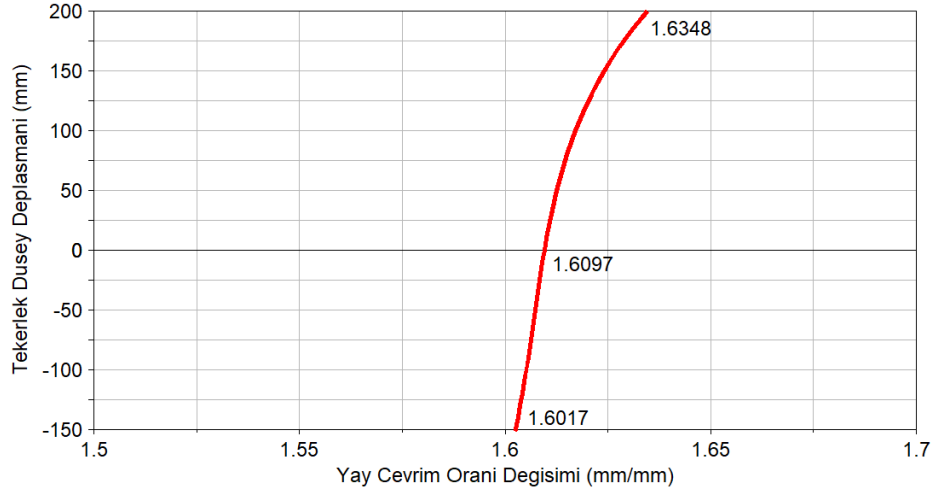
yaylandırılmış kütlelerinin düşey titreşim frekansının $f=0,92 - 1,33$ Hz aralığında olması gerektiğini göstermiştir (Reimpell, 1974). Hesaplama için taşıt süspansiyonunda tekerlek eksenine indirgenmiş eşdeğer katsayılarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu indirgeme, yay çevrim oranı doğrultusunda hesaplanmaktadır. Yay çevrim oranı;



Şekil 2.16 Yay çevrim oranının hesaplaması

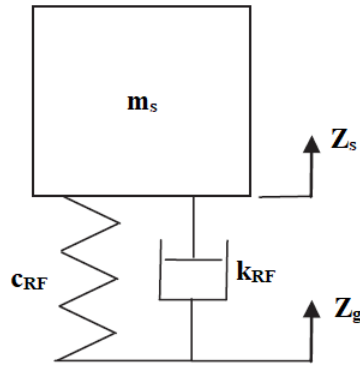
$$i_F = \frac{L_{RF}}{L_F} \frac{1}{\cos\alpha(1-\tan\beta.\tan\alpha)} \quad (2.10)$$

Şekil 2.16'da verilen ölçüler ile birlikte denklem 1.10'da verilen i_F formülasyonu kullanılarak hesaplanır. Süspansiyon sisteminin çevrim oranı $i_F=1,6$ olarak hesaplanmıştır. Bağımsız süspansiyon sisteminin düşey hareketi sırasında yayın, taşıt gövdesi ile salıncak arasındaki nominal pozisyonundaki açısal değişimden kaynaklı yay çevrim oranının değişimi Şekil 2.17'deki grafikte gösterilmiştir. Yaylanma sırasında çevrim oranının önemli ölçüde değişmediği tespit edilmiştir. Bu nedenle yay hesaplamalarında tekerlek konumundan bağımsız yay çevrim oranı i_F sabit olarak alınmıştır.



Şekil 2.17 Yay çevrim oranının tekerlek deplasmanına bağlı değişimi

Hedeflenen ön aks düşey titreşim frekansı kullanılarak ve süspansiyon elemanlarının sanki tekerlek ekseninde bağlı olduğu düşünülerek, tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay ve sönümleme katsayıları hesaplanabilir. Süspansiyon elemanlarının gerçek süspansiyon katsayıları ise tekerlek eksenindeki süspansiyon katsayılarının, yay çevrim oranı doğrultusunda taşıt üzerinde bağlı oldukları konuma geri indirgenerek elde edilir. Ön aksta tek serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli için düşey titreşim frekansı (f) ve süspansiyon katsayılarının hesaplanmasında denklem 2.11 ve denklem 2.12 formülasyonları kullanılır. Lastik tekerleğin sahip olduğu yay katsayısı ihmal edilerek yapılan hesaplamadır. Tek serbestlik dereceli matematiksel çeyrek taşıt kütle-yay modeli Şekil 2.18’de gösterilmektedir.



Şekil 2.18 Tek serbestlik dereceli matematiksel çeyrek taşıt modeli (Blundell ve Harty, 2004)

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{RF}}{m_{uns}}} \quad (2.11)$$

$$D = \frac{k_{RF}}{2\sqrt{c_{RF} m_{uns}}} \quad (2.12)$$

Denklem içerisinde tanımlanan bilinmeyenler aşağıda tariflenmiştir.

f: Düşey titreşim frekansı

D: Şasi sönüm faktörü

c_{RF} : Tekerlek eksenine indirgenmiş yay katsayısı

k_{RF} : Tekerlek eksenine indirgenmiş sönüm katsayısı

m_{uns} : Yaylandırılmamış kütle (süspansiyon sistemi, jant ve lastik)

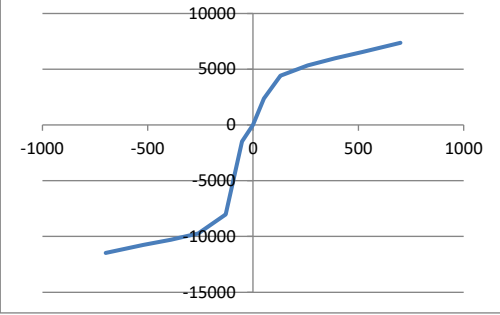
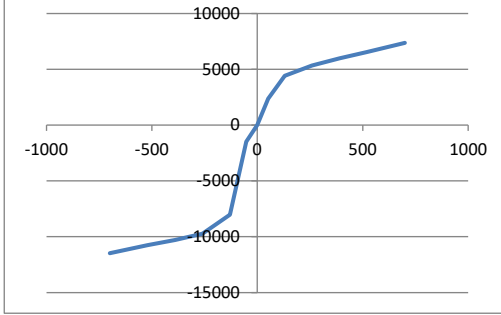
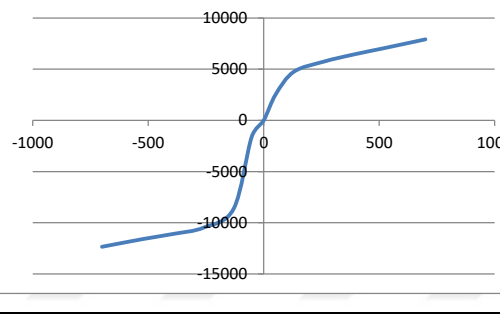
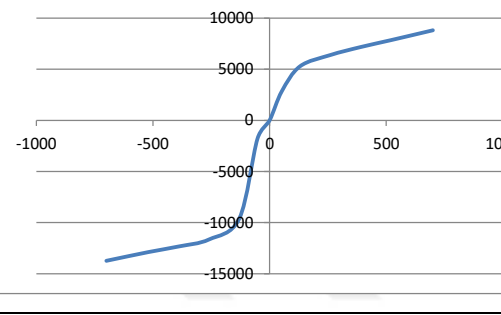
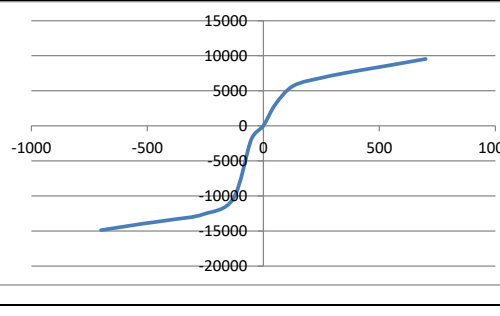
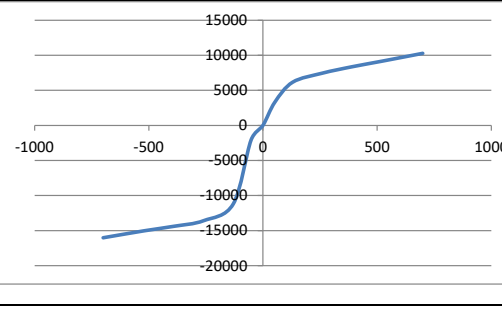
Süspansiyon elemanlarının taşıt üzerindeki bağlantı noktalarına göre gerçek yay ve sönümleme katsayıları, yay çevrim oranının karesi ile orantılıdır. c_F , gerçek yay katsayısı ve k_F ise gerçek sönümleme katsayısıdır. Denklem 1.13 ve 1.14 kullanılarak hesaplanır.

$$c_F = i_F^2 c_{RF} \quad (2.13)$$

$$k_F = i_F^2 k_{RF} \quad (2.14)$$

Yay katsayısının hesabı ve tasarım alternatiflerinin belirlenmesi amacıyla taşıtın konfor şartlarını sağlayabilecek 0,9 – 1,4 Hz arasındaki düşey titreşim frekansı aralığı 0,1 Hz'lik artışlar ile taranmıştır. Her örnek için elde edilen yay katsayısına denk düşen sönümleme katsayısı hesaplanmıştır. Şasi sönüm faktörü, hafif ve binek araçlar için $D=0,25$ alınabilir iken bozuk arazi şartlarında hareket edecek bir askeri taşıtın sönümleme ihtiyacı hafif araçlara göre daha yüksektir. Bu nedenle sanayi uygulamaları da incelenerek $D=0,4$ olarak seçilmiştir. Taşıt üzerinde uygulanacak hesaplanan yay katsayısı değerleri ve sönümleme grafikleri Tablo 1.2'de verilmektedir. Sönüm karakteristikleri grafiklerinin düşey eksenleri, Newton (N) cinsinden kuvveti belirtirken, yatay eksenleri ise m/s cinsinden amortisörlerin açılma ve kapanma hızlarını belirtmektedir.

Tablo 2.2 Farklı frekans aralığında gerekli yay ve sönümleme katsayıları

1.Frekans (0,9 Hz)	2.Frekans (1 Hz)
$c_F=237,4$ N/mm	$c_F=293$ N/mm
	
3.Frekans (1,1 Hz)	4.Frekans (1,2 Hz)
$c_F=343$ N/mm	$c_F=422$ N/mm
	
5.Frekans (1,3 Hz)	6.Frekans (1,4 Hz)
$c_F=495$ N/mm	$c_F=574$ N/mm
	

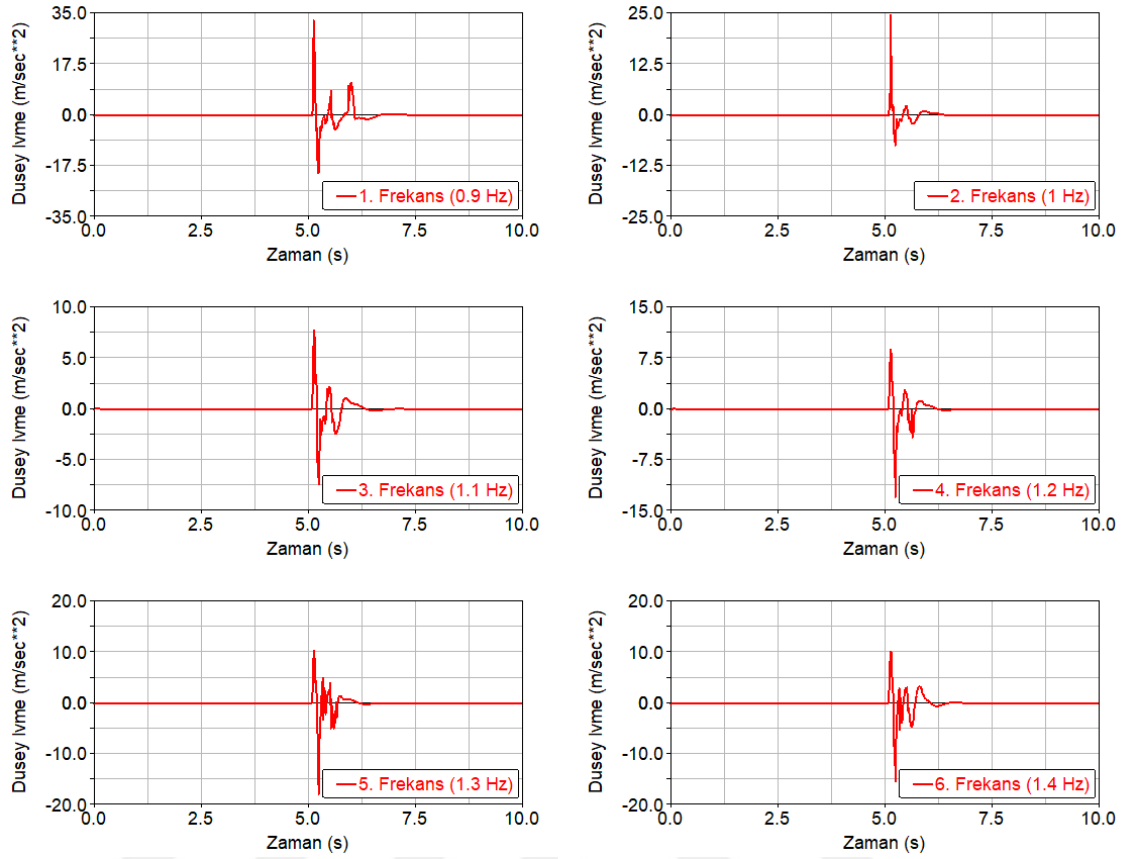
Konfor şartlarının sağlanması için önerilen frekans aralığının sınırlarını kapsayacak şekilde, $f=0,9$ ile $f=1,4$ Hz arasında yapılan tarama sonucunda belirlenen yay ve sönümleme katsayıları tam taşıt modeli üzerine ayrı ayrı uygulanmıştır. Yay katsayısı düştükçe tekerlek kamberi negatif yönde artarken, aralık içerisinde yay katsayısı arttıkça kamber açısı pozitif yöndeki açıda artmaktadır.

Tablo 2.2'deki yay ve sönümlleme katsayısı çiftleri ayrı ayrı taşıtta uygulanmıştır ve tekli trapez engel geçişi simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Trapez engel geçişi senaryosu Bölüm 1.3.4.5'te tariflenmiştir. Simülasyonlar, 50 km/s hızla tekrarlanmıştır. Simülasyonlar sonucunda elde edilen sürücü koltuğu bölgesindeki düşey ivmelerin en büyük değerleri Tablo 2.3'de ve düşey ivme grafikleri Şekil 2.19'da gösterilmektedir.

Tablo 2.3 Farklı yay katsayıları sonucu elde edilen tekerlek kamber açısı ve düşey ivme

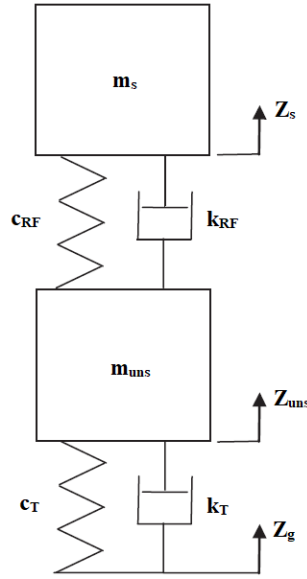
Frekans (Hz)	Kamber Açısı (°)	Düşey İvme (m/s ²)
0,9	-2,2°	32,5
1	-0,6°	24,6
1,1	0,3°	7,7
1,2	1,2°	8,7
1,3	1,7°	10,3
1,4	2,1°	10,2

İki akstan tahrikli 4x4 taşıtta motordan elde edilen gücün yola minimum kayıpla aktarılması ve lastiklerin tek taraftan aşıntısının en düşük seviyeye indirilebilmesi için tekerleklerin mümkün olduğunca yola dik olarak basması gerekmektedir. Buradan yola çıkılarak taşıt ön aksında 1 ve 1,1 Hz frekanslarını sağlayan yay katsayıları uygulanabilir olarak belirlenmiştir. Sürücü koltuğu bölgesindeki ivme değerleri incelendiğinde ise 0,9 Hz'lik frekansı sağlayan yay uygulamasında, taşıtın engeli geçmesi sırasında çarpma takozu devreye girmiş ve diğer aday yay tasarımlarından daha yüksek düşey ivme elde edilmesine neden olmuştur. 1,1 Hz'lik düşey titreşim frekansını sağlayan yay, tekerlek kamber açısı, taban serbestliği (taşıtın yüksekliği) ve düşey ivme olarak optimum tasarım olarak belirlenmiştir. Çalışmanın mekanik tasarımını içeren 2. bölümünde 1,1 Hz düşey titreşim frekansını mümkün kılan helisel yayın (343 N/mm) mekanik tasarımı gerçekleştirilecektir.



Şekil 2.19 0,9-1,4 Hz aralığındaki yay katsayılarının sürücü koltuğu düşey ivmeleri

Taşıt süspansiyonunda lastiğin sahip olduğu düşey yay katsayısı etkisini de göz önünde bulundurarak hedeflenen düşey titreşim frekansına göre iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli üzerinden de hesaplama yapmak mümkündür. Çift serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli sistemi Şekil 2.20’de tarif edilmektedir.



Şekil 2.20 Çift serbestlik dereceli matematiksel çeyrek taşıt modeli (Blundell ve Harty, 2004)

Şekil 2.20’de tanımlanan bilinmeyenler aşağıda tariflenmiştir.

f : Düşey titreşim frekansı

D : Şasi sönüm faktörü

c_{RF} : Tekerlek eksenine indirgenmiş yay katsayısı

k_{RF} : Tekerlek eksenine indirgenmiş sönüm katsayısı

m_{uns} : Yaylandırılmamış kütle (süspansiyon sistemi, jant ve lastik)

m_s : Yaylandırılmış kütle (taşıt gövdesi veya şasisi)

c_T : Tekerlek düşey yay katsayısı

k_T : Tekerlek sönüm katsayısı

Z_g : Lastiğin düşey deplasmanı

Z_{uns} : Süspansiyon sisteminin düşey deplasmanı

Z_s : Gövdenin veya şasinin düşey deplasmanı

Çift serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli ile düşey titreşim frekansının belirlenmesi için tekerlek temas noktasına indirgenmiş süspansiyon yayı ve lastik

tekerlek düşey yay katsayısı formülasyona dahil edilir. Öncelikle, denklem 2.15'te belirtilen formülasyon kullanılarak tekerlek temas noktasındaki eşdeğer yay katsayısı hesaplanmalıdır. İndirgenmiş süspansiyon yay katsayısı (c_{RF}) ve lastik tekerleğin düşey yay katsayısı (c_T) seri bağlı yaylar olarak çalışmaktadır.

$$c_{eş} = \frac{c_{RF} c_T}{c_{RF} + c_T} \quad (2.15)$$

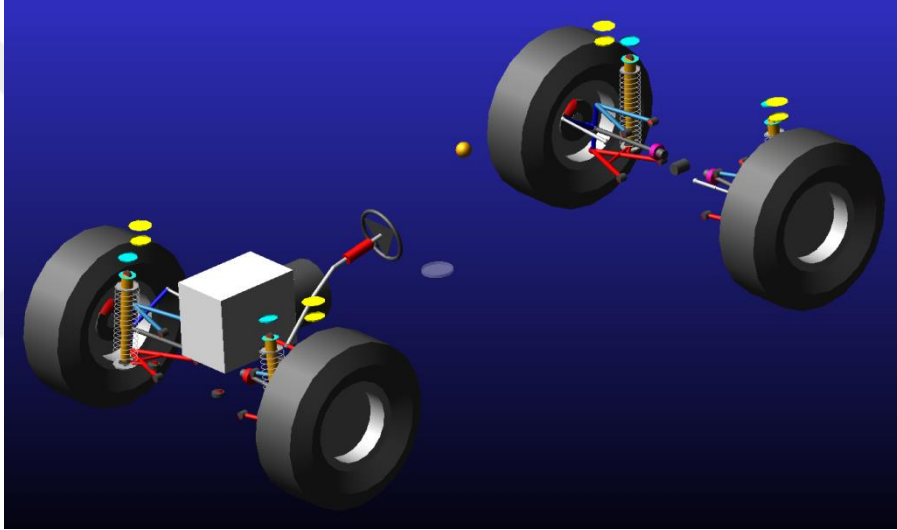
Lastiğin statik düşey yay katsayıları genellikle lastik üreticisi firmalar tarafından sağlanmaktadır. Genel olarak düşey doğrusal yay karakteristiğine sahip olduğu söylenebilir. Eğer istenen çalışma basıncındaki yay katsayısı bilinmiyor ise katsayı ve deplasmana bağlı genel yay formülasyonuna göre lastik üzerindeki ağırlığın, yüksüz yarıçapı ile istenen yükteki yarıçapı arasındaki farka bölünmesi ile elde edilebilir. 365/80 R20 lastik ölçüleri için hesaplamalarda $c_T=753,7$ N/mm olarak alınmıştır. Daha öncesinde 1,1 Hz için belirlenen süspansiyon yay katsayısı çevrim oranının karesi ile lastiğe indirgendiğinde $c_{RF}=134$ N/mm olarak elde edilmektedir. Lastik yay katsayısının da dahil edildiği şasi düşey titreşim frekansı, denklem 2.16'da, denklem 2.15'ten hesaplanan eşdeğer yay katsayısı $c_{eş}$ 'in yerine yazılması ile hesaplanır.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{eş}}{m_{uns}}} \quad (2.16)$$

Çift serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli üzerinden yapılan hesaplamada 1,1 Hz değerindeki düşey titreşim frekansının sağlanması için kendi konumunda iken uygulanması gereken gerçek yay katsayısı $c_F=425$ N/mm olarak hesaplanmaktadır. Tek serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinden elde edilen yay katsayısı ise $c_F=343$ N/mm idi. Buradan elde edilen bilginin ışığında, lastiğin yay katsayısı ile süspansiyon yayının katsayısı arasındaki fark oldukça büyük ise tek serbestlik dereceli sistem ile çözüm yapmak yeterli gelebilirken, katsayı değerleri birbirlerine yaklaştıkça çift serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli üzerinden hesaplama yapmak çözümü detaylandıracaktır ancak sonuçlar tam taşıt modeli ve hesaplamalarında taşıt tasarım hedeflerine göre yorumlanmalıdır. Elde edilen $c_F=425$ N/mm katsayısı, Şekil 2.19'de verilen ve 4. frekans değeri olan 1,2 Hz için yapılan sürücü koltuğu düşey ivme analizlerine göre konfor anlamında uygun görünürken, Tablo 2.3'e göre 1,2 Hz

için hesaplanan kamber açısı ve taşıt yüksekliği olarak taşıta monte edilmesi uygun değildir.

Tam taşıt modelinin trapez engel geçişi sırasında sürücü bölgesinde 25 m/s^2 'den ($\sim 2,5g$) büyük düşey ivme ölçülmemesi gerekmektedir. Bununla birlikte belirlenen yay katsayılarına sahip yayların, taşıtın yaylandırılmamış kütesinin yükünü aldığı tekerleklerde neden olduğu kamber ve taşıtın taban serbestliği gereksinimlerinden dolayı, 3. seçenek olan $1,1 \text{ Hz}$ 'lik düşey titreşim frekansına denk düşen yay ve sönümleme katsayıları nihai tasarım olarak seçilmiştir. Belirtilen süspansiyon elemanları ile donatılmış tam taşıt modeli Şekil 2.21'de gösterilmektedir.



Şekil 2.21 4x4 Askeri taşıt çoklu cisim dinamiği modeli

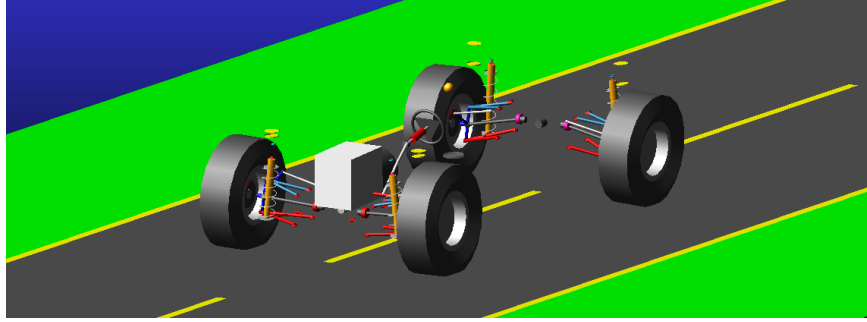
2.3.4 Süspansiyon Performans Analizleri

Taşıt süspansiyonlarının performansını değerlendirmek için AVTP 03-40, AVTP 03-160 W, AVTP 03-170 ve ITOP 2-2-714 standartlarına bağlı olarak tam taşıt modeli üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir (Bayram, Çokal ve Usta, 2014).

2.3.4.1 Frenleme Simülasyonu

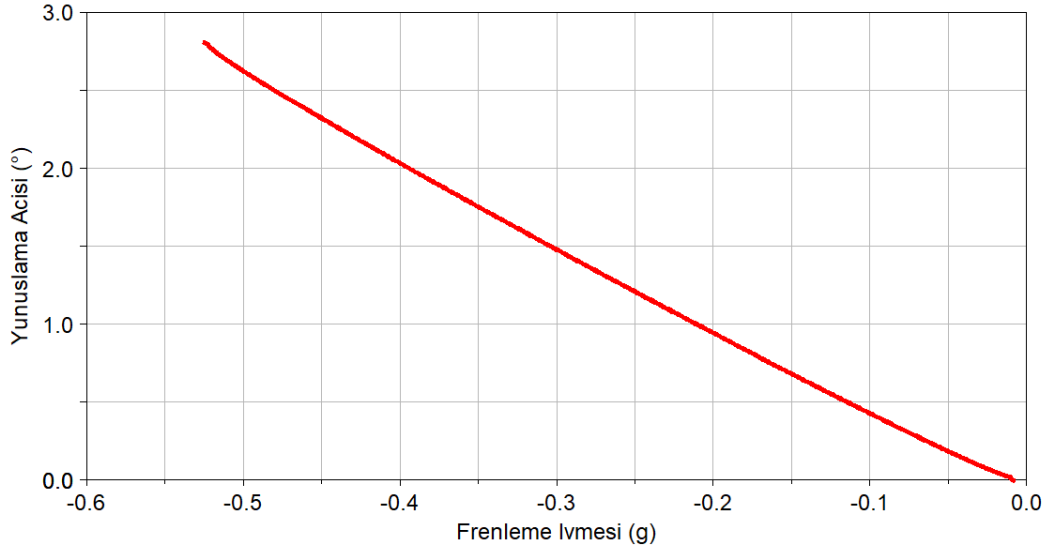
AVTP 03-40 standardına göre taşıt 70 km/s hız ile giderken 5 m/s^2 'lik ivme ile frenlenip taşıtın yunuslama açısı incelenmiştir. Taşıtın yunuslama (pitch) açısının

5°'nin altında kalması beklenmektedir. Frenleme simülasyonu sırasında alınan sanal modelin bir görseli Şekil 2.22'de gösterilmektedir.



Şekil 2.22 Frenleme simülasyonu

10 saniyelik simülasyon gerçekleştirilip, simülasyonun 1. saniyesinde frenlemeye başlanmış ve 5. saniyede 0,5 g frenleme ivmesine ulaşılmıştır. Taşıt 0,5 g'lik boyuna yönündeki frenleme ivmesine ulaşıldığında, maksimum 2,62° yunuslama açısı olduğu belirlenmiştir. Yunuslama açısının frenleme ivmesine bağlı grafiği Şekil 2.23'de verilmiştir.

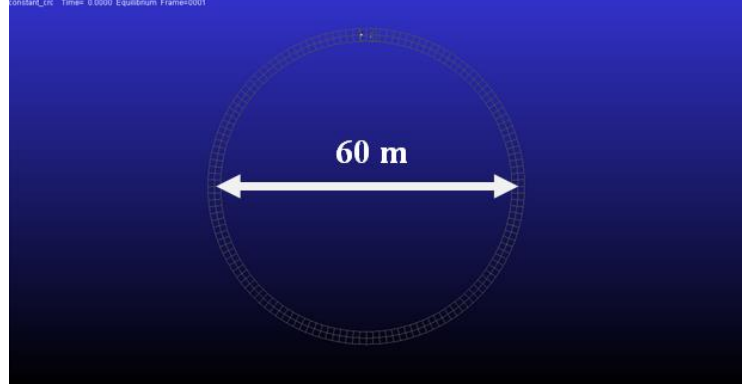


Şekil 2.23 Frenleme simülasyonu yunuslama açısının frenleme ivmesine bağlı değişimi

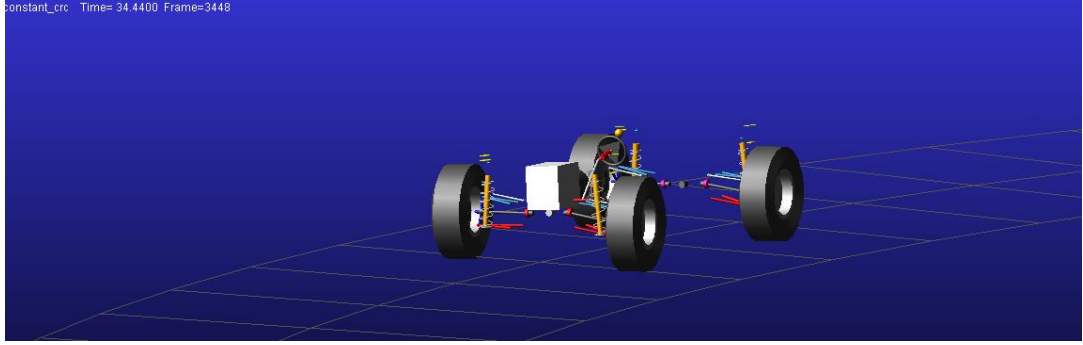
2.3.4.2 Daire Çizme Simülasyonu

AVTP 03-160 W standardına göre bu taşıt, sabit çaplı olarak 60 m'de analize tabi tutulmuştur. Taşıt simülasyonuna 5 km/s hız ile başlanmış ve yanal ivme değeri 0,5

m/s² artışları geçmeyecek hızlarda arttırılarak tamamlanmıştır. Simülasyon sonucunda yanal ivmeye bağlı taşıt gövdesinin yalpa açısı sonuçları alınmıştır.

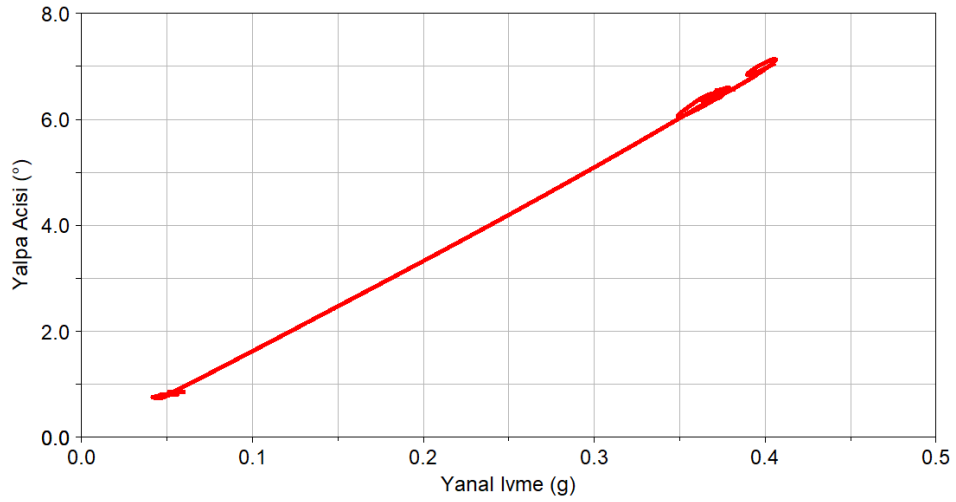


Şekil 2.24 60 m çaplı test parkuru



Şekil 2.25 Daire çizme simülasyonu

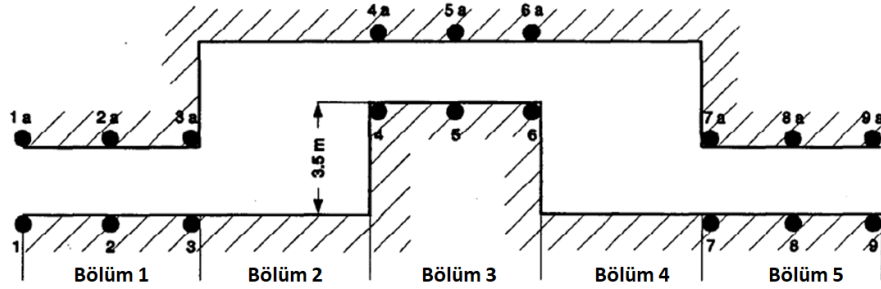
Taşıt, simülasyon süresince en fazla 0,4 g'lik yanal ivme değerine kadar ulaşabilmiştir ve sonrasında stabilitesini kaybederek ilave direksiyon girdileri ile izlemesi gereken parkurun içerisinde kalabilmiştir. 0,4 g'lik en büyük yanal ivme değerinde 7° yalpa açısına ulaşmıştır. Sonuçların taşıt karakteristiği bakımından daha iyi yorumlanabilmesi için oransal olarak sonuç vermek gerekirse, yerçekimi ivmesi g cinsinden birim yanal ivme başına yalpa açısı, diğer bir deyişle yalpa gradyanı 17 °/g'dir. Bu değer azaltılması için süspansiyon sistemi içerisine stabilizatör uygulaması önerilebilir. Ayrıca progresif (artan) karakteristikli bir helisel yay uygulaması ile yalpa gradyanının azaltılması mümkündür. Yanal ivmeye bağlı taşıt gövdesinin yalpa açısı grafiği Şekil 2.26'da verilmiştir.



Şekil 2.26 Daire çizme simülasyonu yanal ivmeye bağlı yalpa açısı grafiği

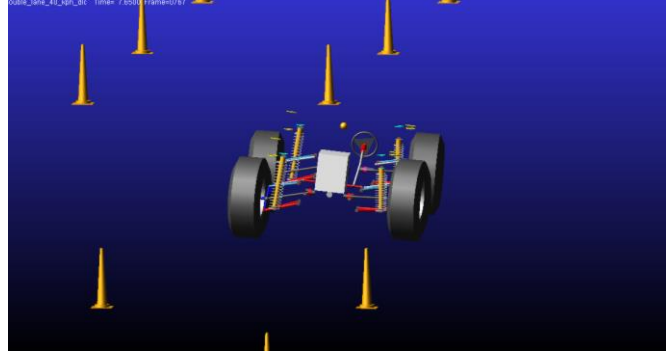
2.3.4.3 Şerit Değişirme Simülasyonu

AVTP 03-160 W standardında tariflenen şerit değişirme mesafelerinde, taşıtın 40 km/s ve 50 km/s hız ile giderken şerit değişirme simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar sonucunda taşıtın yanal ivme ve yalpa açısı karakteristiği belirlenmiştir. Standartta aracın dış ölçülerine bağlı olarak manevralar sırasında kullanılan şerit değişirme mesafeleri ve yol bölümlerinin ölçüleri tanımlanmıştır.



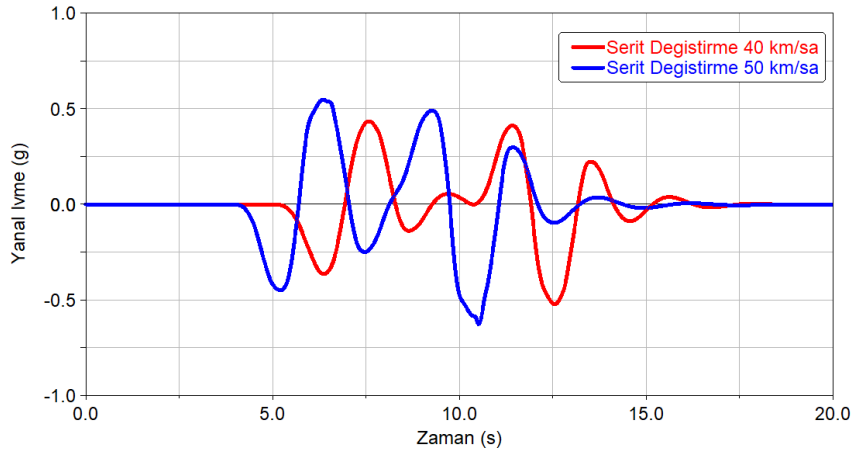
Şekil 2.27 AVTP 03-160 şerit değişirme simülasyonu yol ölçüleri (AVTP 03-160, 1991)

- 1.Bölüm: Uzunluk=15 m, Genişlik=(Araç eni x 1,1) + 0,25 m
- 2.Bölüm: Uzunluk=Araç uzunluğu + 24 m
- 3.Bölüm: Uzunluk=25 m, Genişlik=(Araç eni x 1,2) + 0,25 m
- 4.Bölüm: Uzunluk=Araç uzunluğu + 24 m
- 5.Bölüm: Uzunluk=15 m, Genişlik=(Araç eni x 1,1) + 0,25 m

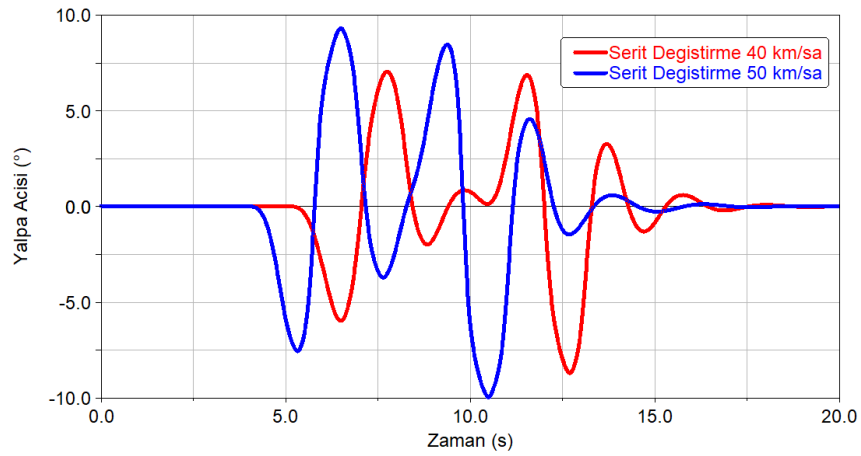


Şekil 2.28 Şerit değiştirme simülasyonu

Şekil 2.28’de görülen şerit değiştirme simülasyonu çalışmasının sonucunda iki farklı hız için zamana bağlı g cinsinden yanal ivme değerleri Şekil 2.29’da ve yalpa açısı değerleri Şekil 2.30’da verilmektedir.



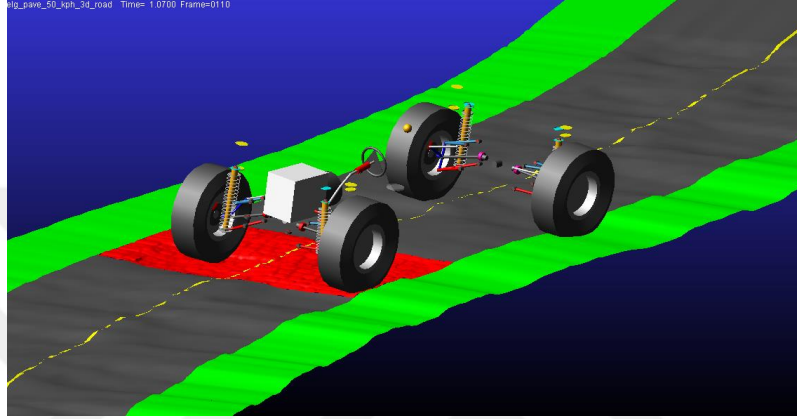
Şekil 2.29 Şerit değiştirme simülasyonu yanal ivme grafiği



Şekil 2.30 Şerit değiştirme simülasyonu yalpa açısı grafiği

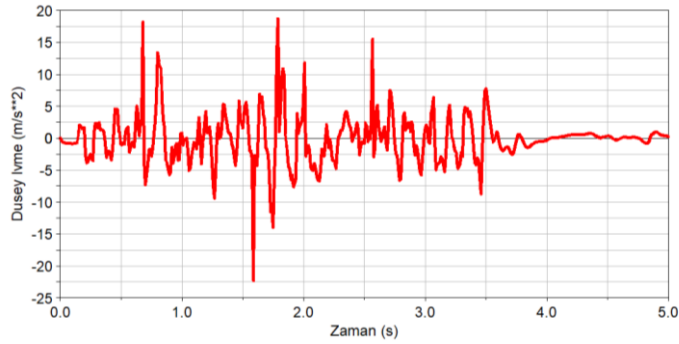
2.3.4.4 Arnavut Kaldırım (Belgian Pave) Simülasyonu

AVTP 03-170 standardına göre konfor şartlarının sağlanması için simülasyonlar sonucunda sürücü koltuğu bölgesinden düşey ivme değeri okunmaktadır. Sürücü koltuğu bölgesindeki ivme değerinin 25 m/s^2 ($\sim 2,5 \text{ g}$) altında kalması beklenmektedir. Simülasyonlar, 50 km/s ve 60 km/s taşıt hızında gerçekleştirilmiştir. Simülasyona ve yol profiline ait model Şekil 2.31’de gösterilmektedir.

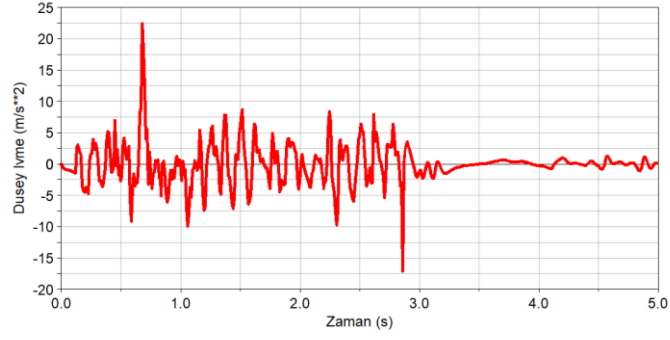


Şekil 2.31 Arnavut kaldırımı (Belgian pave) simülasyonu

Taşıtın sürücü koltuğu bölgesinde düşey ivme değerlerinin 50 km/s ve 60 km/s hızlar için yapılan simülasyonlarda 25 m/s^2 'nin üzerine çıkmadığı görülmektedir.

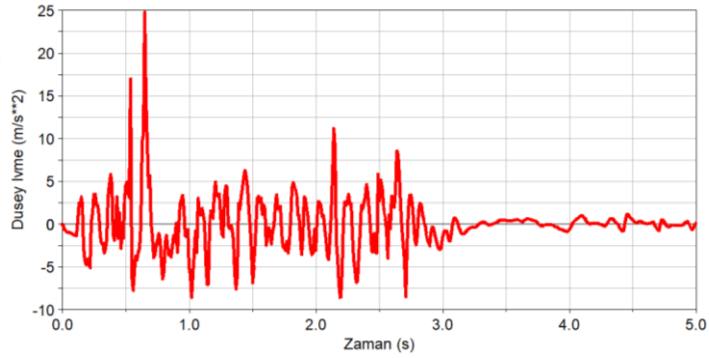


Şekil 2.32 Arnavut kaldırım (Belgian pave) simülasyonu sürücü koltuğu düşey ivme (50 km/s)



Şekil 2.33 Arnavut kaldırım (Belgian pave) simülasyonu sürücü koltuğu düşey ivme (60 km/s)

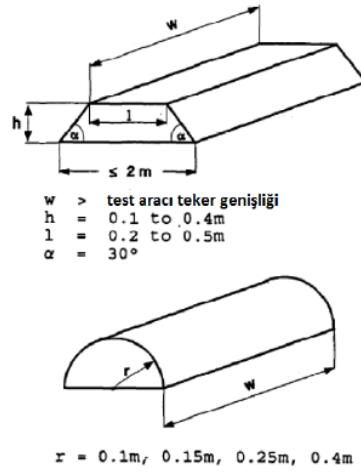
Taşıtın limitini belirleyebilmek adına 60 km/s ile yapılan analizler sonrasında artan hızlarla aynı yol profilinde analizler tekrarlanmıştır. Buradaki amaç taşıtın hangi çizgisel hızında, sürücü koltuğu bölgesinde 25 m/s^2 'lik ivmeye ulaştığının saptanmasıdır. Tekrarlanan analizlerde taşıtın 63 km/s hız ile ilerlerken limit değer olan 25 m/s^2 'lik düşey sürücü koltuk ivmesine ulaştığı belirlenmiştir. 63 km/s'lik hız için yapılan analizin sürücü koltuğunda yarattığı ivme değerleri Şekil 2.34'te gösterilmiştir.



Şekil 2.34 Arnavut kaldırım (Belgian pave) simülasyonu sürücü koltuğu düşey ivme (63 km/s)

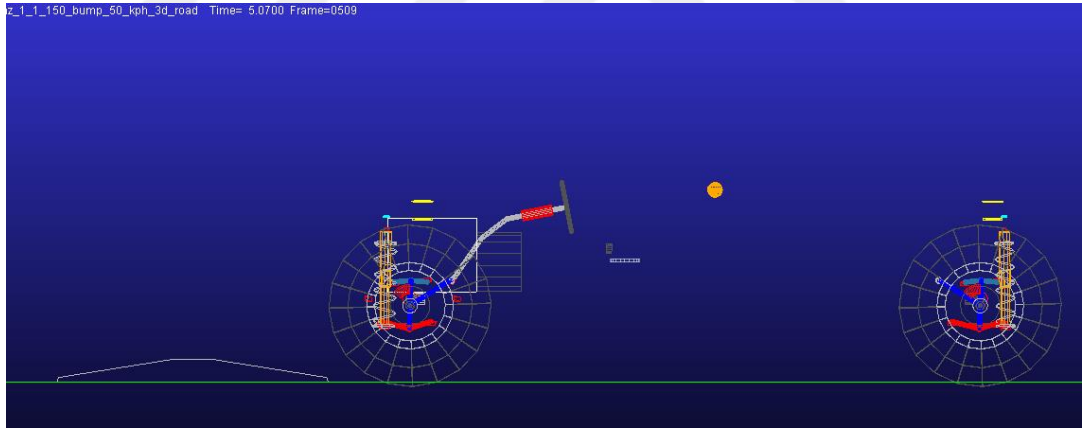
2.3.4.5 Engel Geçiş Simülasyonu

AVTP 03-170 standardına göre taşıt, süspansiyon performansını değerlendirmek amacıyla trapez ve yarım daire geometrisine sahip engellerin üzerinden geçirilerek simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Trapez ve yarım daire tekli engel geçişinde kullanılan ölçüler Şekil 2.35'te gösterilmektedir.



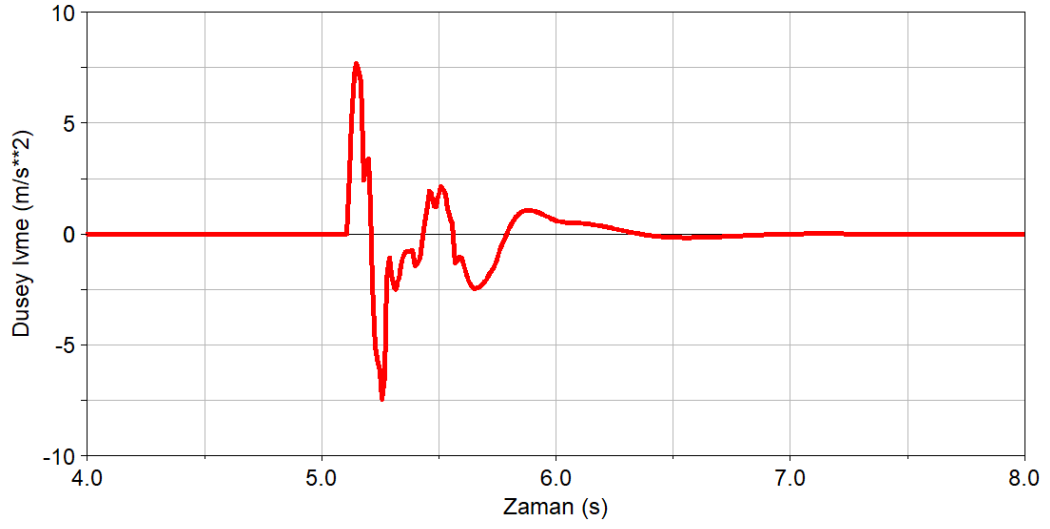
Şekil 2.35 Trapez ve yarım daire tekli engel ölçüleri (Bayram ve diğer., 2014)

Trapez tekli engel geçişinde lastiğin ve süspansiyon sisteminin deplasman serbestliğine göre trapezin yüksekliği $h=150$ mm ve yarım daire engel geçişinde $r=150$ mm olarak seçilmiştir. Simülasyonlar 50 km/s hız için yapılmıştır. MSC ADAMS içerisinde modellenen trapez engel profili Şekil 2.36’da gösterilmektedir.



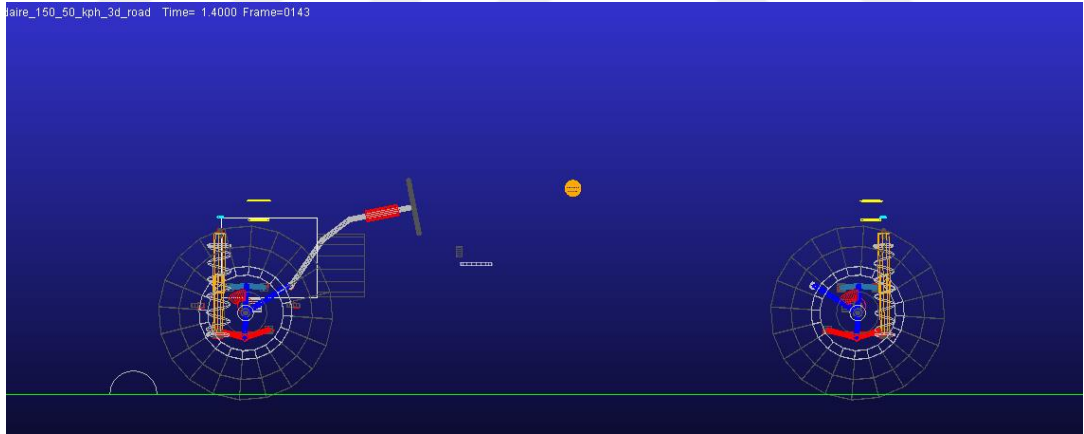
Şekil 2.36 Trapez tekli engel atlama yol profili

Trapez tekli engel geçişi sonucunda, sürücü koltuğu bölgesinde $7,7 \text{ m/s}^2$ ’lik düşey ivme belirlenmiştir. En yüksek hedeflenen 25 m/s^2 ($\sim 2,5 \text{ g}$) düşey değerinin altındadır. Simülasyon süresince taşıt gövdesinde maksimum $2,1^\circ$ yunuslama açısı gözlenmiştir.

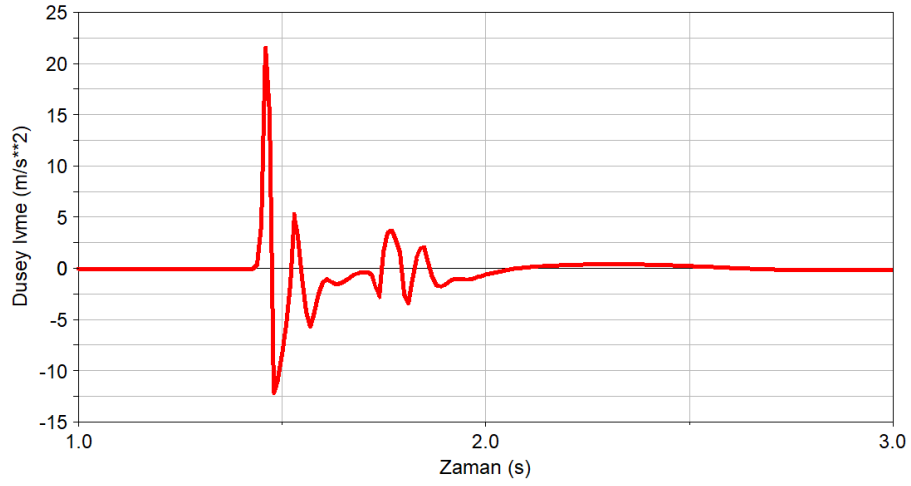


Şekil 2.37 Trapez tekli engel atlama sürücü koltuğu ivmesi

Yarım daire tekli engel geçişi sonucunda, sürücü koltuğu bölgesinde $21,6 \text{ m/s}^2$ 'lik düşey ivme belirlenmiştir. En yüksek hedeflenen 25 m/s^2 ($\sim 2,5 \text{ g}$) düşey değerinin altındadır. Simülasyon süresinde taşıt gövdesine maksimum $+0,8^\circ$ ile $-1,2^\circ$ arasında yunuslama açısı değişimi gözlenmiştir.



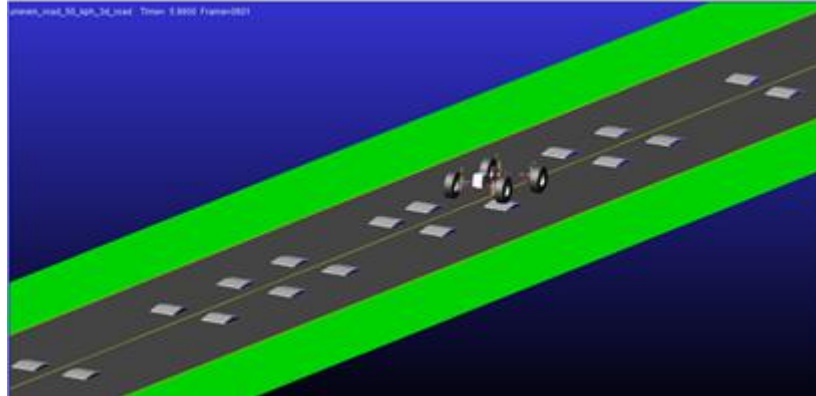
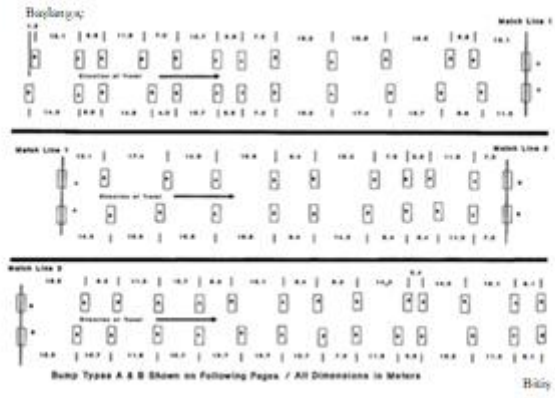
Şekil 2.38 Yarım daire tekli engel atlama yol profili



Şekil 2.39 Yarım daire tekli engel atlama sürücü koltuğu ivmesi

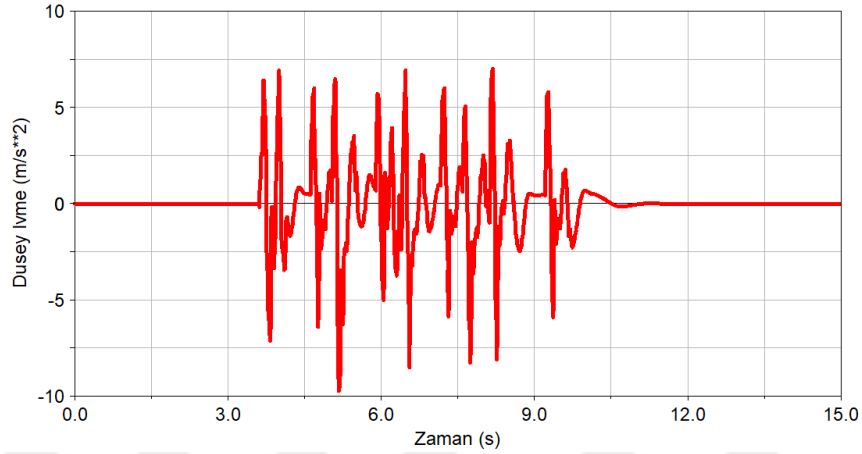
2.3.4.6 APG Parkuru Simülasyonu

ITOP 2-2-714 standardına göre süspansiyon performansını değerlendirmek amacıyla standartta tariflenmiş, Şekil 2.40'ta gösterilen yol profilindeki APG parkurundan tam taşıt modeli geçirilerek simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.40 APG Parkuru

Yapılan analizlerde, standartta tariflenen şekilde sürücü koltuğundaki düşey ivme değerinin 25 m/s^2 'in altında kalması hedeflenmektedir. Taşıt, parkurdan 50 km/s hızla geçirilmiştir. Sürücü koltuğu ivmesinde pozitif en büyük $+7 \text{ m/s}^2$ ve negatif yönde $-9,7 \text{ m/s}^2$ ivme değerleri belirlenmiştir. Sürücü koltuk bölgesinden belirlenen düşey ivme grafiği Şekil 2.41'de verilmiştir. Hedef değer altında sonuçlar elde edildiği için süspansiyon performansının bir askeri taşıt için uygun olduğu belirlenmiştir.



Şekil 2.41 AGP parkuru geçişi sürücü koltuğu ivmesi

2.4 Kinematik Tasarım ve Taşıt Dinamiği İncelemesi Sonucu

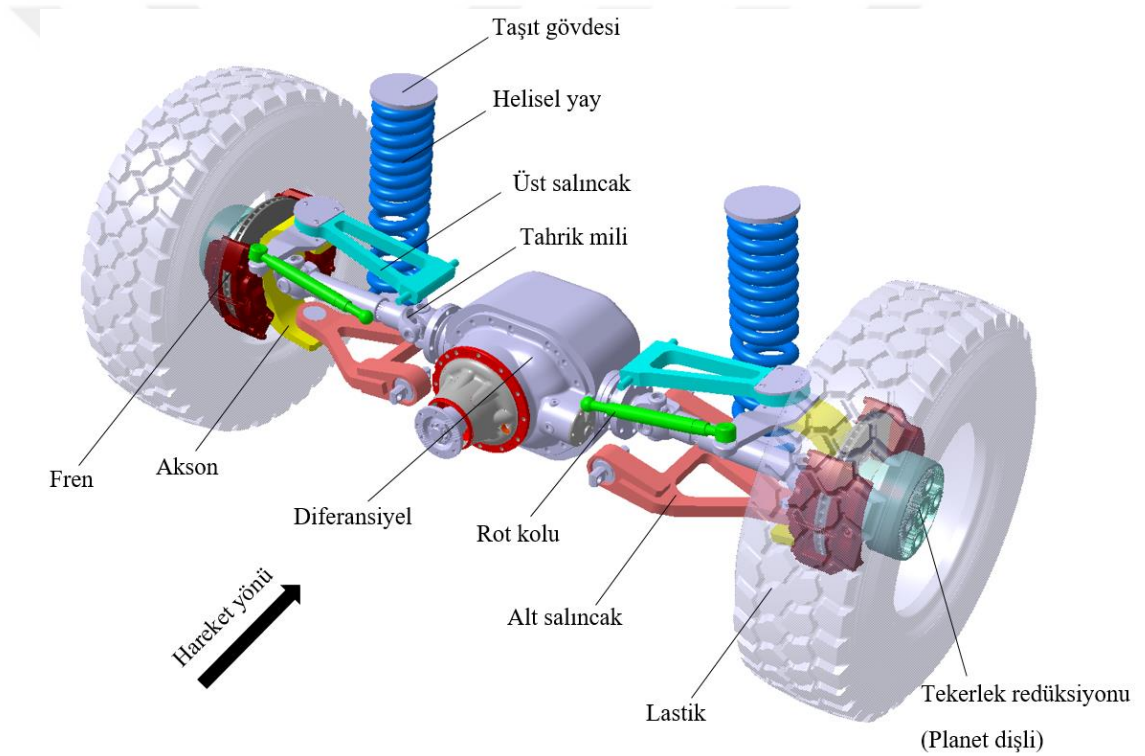
Kinematik bağlantı noktaları belirlenen ve ön aks parametrelerinin uygunluğu kontrol edilen süspansiyon sisteminin tam taşıt modelinde süspansiyon performans analizleri yapılmıştır. Süspansiyonun kinematik tasarımı, hesaplanan süspansiyon elemanlarının katsayıları ve sözü edilen uluslararası standartlara bağlı kalınarak yapılan analizlerde sistemin kinematik ve dinamik davranışı uygun bulunmuştur. Tez çalışmasının ikinci bölümünde kinematik tasarımı tamamlanmış süspansiyon sisteminin mekanik tasarımı ele alınmıştır.

BÖLÜM ÜÇ

SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MEKANİK TASARIMI

3.1 Giriş

Bu bölümde süspansiyon sistemine ait yapısal elemanların mekanik tasarımları yapılmıştır. Çalışma kapsamında mekanik tasarımları değerlendirilen elemanlar alt salıncak, üst salıncak, aksın ve helisel yaydır. İki asktan tahrikli ve taktik tekerlekli askeri taşıtın ön aksına uygulanması planlanan süspansiyon sisteminin konsept tasarımı Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1 Askeri taşıt bağımsız ön süspansiyon sistemi

Öncelikle birinci bölümde süspansiyon kinematiği ve taşıtın seyir dinamiği davranışlarının incelenmesi ile belirlenen bağlantı noktalarının üzerine, sistemin ve tasarımları yapılacak elemanların ön tasarımları giydirilmiştir. Sistem elemanlarının hafifleştirilmiş optimum tasarımlarının belirlenmesi için topoloji optimizasyonu metodundan faydalanılmıştır. Alt ve üst salıncak tasarımı topoloji optimizasyonu yardımıyla yapılırken, helisel yay için ise taşıt dinamiği hesaplamaları ile belirlenen

şası düşey titreşim frekansı ve yay katsayısı hedefleri doğrultusunda, sistemin yaylanma miktarı ve paketleme hacmi de göz önüne alınarak sarım çapı ve tel çapı belirlenmiştir. Doğrusal ve progresif karakteristik yayların 3 boyutlu tasarımları gerçekleştirilmiştir. Tekerlek grubunu ve planet dişli redüksiyonunun yataklamasının yapıldığı aksona, yapısal dayanım analizlerine tabi tutularak mukavemet incelemesi yapılmıştır. Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ve sonlu elemanlar yönteminin yaygınlaşması ile optimum tasarımların bulunmasında pahalı deneysel metotların yerini bilgisayar destekli tasarım ve mühendislik almıştır (Topçu ve Taşgetiren, 2004).

3.2 Mafsal Kuvvetlerinin Hesaplanması

Gerçek sürüş koşullarında mafsal noktalarına etkiyen kuvvetlerin bulunması için tekerleğin yola temas noktasından etkiyen kuvvetler kullanılmaktadır. Mafsal kuvvetlerinin bulunması için ise vektör analizi yapılması gerekmektedir. Statik olarak incelemede, süspansiyon elemanlarının kendi ağırlıklarından kaynaklı atalet kuvvetleri, elemanların ağırlıkları tekerleğe etkiyen kuvvetlere göre görece daha küçük olduğu için ihmal edilmektedir. Dinamik kuvvet analizleri, komponentlerin dayanım incelemeleri için yapılacak analizlerde istenirse dahil edilebilir (Blundell ve Harty, 2004).

Vektör analizine başlamadan önce sistemin serbest cisim diyagramının hazırlanması gerekmektedir. Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemine ait örnek bir serbest cisim diyagramı Şekil 3.2'de görülmektedir. Yaylandırma elemanlarının bağlı olduğu parçaya göre kuvvet notasyonu değişebilir. Verilen örnekte yaylandırma elemanları üst salıncak üzerine bağlanmıştır. Analiz öncesinde oluşturulan diyagramda mafsal kuvvetlerini doğru şekilde belirtmek gerekmektedir. Birbirine bağlanan elemanların mafsal noktalarında oluşan kuvvetlerin etki ve tepki kuvvetleri Newton'un üçüncü yasasına göre birbirine eşit ve zıt yönde olmaktadır. Bu sayede mafsal noktalarına etkiyen kuvvetlerdeki bilinmeyen sayısı azaltılmaktadır (Blundell ve Harty, 2004).

$$\{F_{D43}\}_1 = - \{F_{D34}\}_1 \quad (3.1)$$

$$\{F_{G42}\}_1 = - \{F_{G24}\}_1 \quad (3.2)$$

$$\{F_{H45}\}_1 = - \{F_{H54}\}_1 \quad (3.3)$$

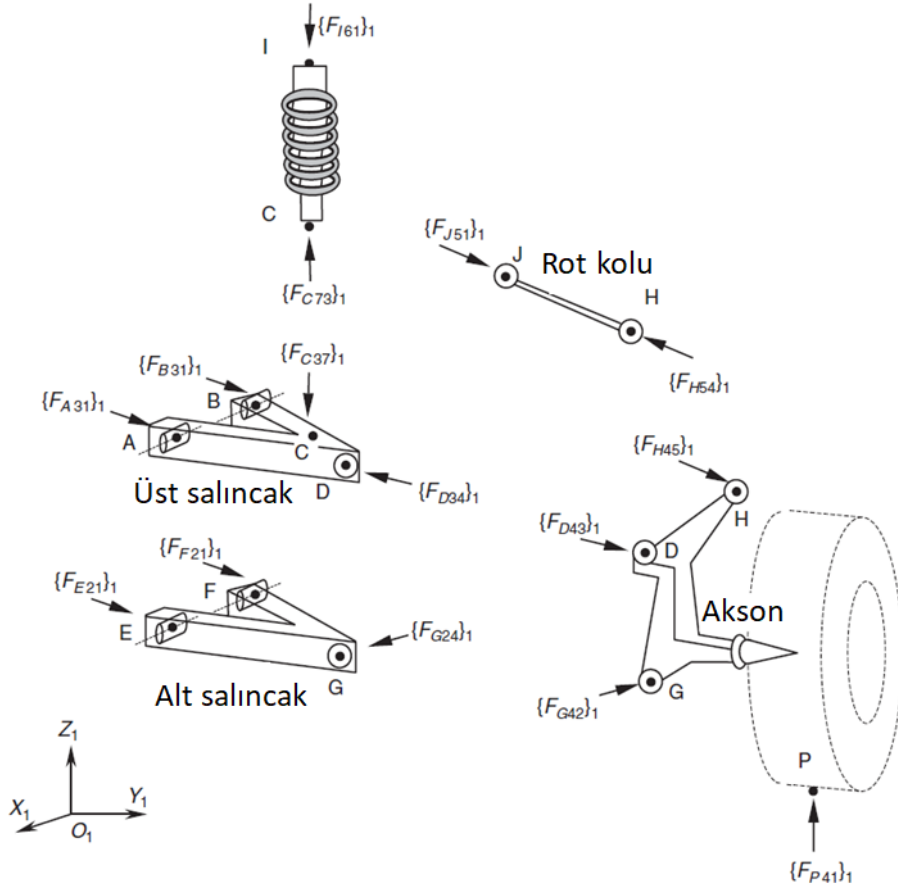
$$\{F_{J51}\}_1 = - \{F_{H54}\}_1 \quad (3.4)$$

$$\{F_{C37}\}_1 = - \{F_{C73}\}_1 = \{F_{I61}\}_1 \quad (3.5)$$

Doğrultusu bilinen kuvvet ile ölçek faktörleri kullanılarak sistem içerisindeki bilinmeyen sayısı azaltılabilir.

$$\{F_{H54}\}_1 = f_{S1} \{R_{JH}\}_1 \quad (3.6)$$

$$\{F_{C37}\}_1 = f_{S2} \{R_{CI}\}_1 \quad (3.7)$$



Şekil 3.2 Çift salıncaklı süspansiyon sistemine ait örnek serbest cisim diyagramı (Blundell ve Harty, 2004)

Serbest cisim diyagramı çizilen ve kuvvet vektörleri gösterilen sistemin her bir elemanı için kuvvet ve moment denklemlerinin yazılması gerekmektedir. Alt salıncak için kuvvet denkliği yazılır ve G noktasına göre momentleri alınır ise aşağıdaki

eşitlikleri sağlaması gerekmektedir. R matrisleri ise çaprik simetrik matris konumları olmak üzere moment denklıkları yazılabilir (Blundell ve Harty, 2004).

Alt salıncak için kuvvet denklığı ve G noktasına moment alınırsa;

$$\Sigma\{F_2\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.8)$$

$$\Sigma\{M_{G2}\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.9)$$

Üst salıncak için kuvvet denklığı ve D noktasına moment alınırsa;

$$\Sigma\{F_3\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.10)$$

$$\Sigma\{M_{D3}\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.11)$$

Akson için kuvvet denklığı ve G noktasına moment alınırsa;

$$\Sigma\{F_4\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.12)$$

$$\Sigma\{M_{G4}\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.13)$$

Denklıkları ile mafsal kuvvetleri hesaplanabilir.

Mafsal kuvvetlerinin hesaplamalarında alt salıncak örnek alınacak olur ise denklem 3.14 ve denklem 3.15'te verilen denklıklere göre matris formunda bilinmeyenler yazılabilir. Buna göre kuvvet denklığı için aşağıdaki formülasyonlar kullanılabilir.

$$\Sigma\{F_2\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.14)$$

$$\{F_{E21}\}_1 + \{F_{F21}\}_1 + \{F_{G24}\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.15)$$

Verilen kuvvet denklığına göre alt salıncak mafsallarına etkiyen kuvvetler x, y ve z bileşenleri cinsinden yazılırsa aşağıdaki eşitlikler meydana gelir. Verilen eşitliklerin matris formunda gösterimi de denklem 2.19'da gösterilmiştir.

$$F_{E21x} + F_{F21x} + F_{G24x} = 0 \quad (3.16)$$

$$F_{E21y} + F_{F21y} + F_{G24y} = 0 \quad (3.17)$$

$$F_{E21z} + F_{F21z} + F_{G24z} = 0 \quad (3.18)$$

$$\begin{bmatrix} F_{E21x} \\ F_{E21y} \\ F_{E21z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{F21x} \\ F_{F21y} \\ F_{F21z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{G24x} \\ F_{G24y} \\ F_{G24z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad (3.19)$$

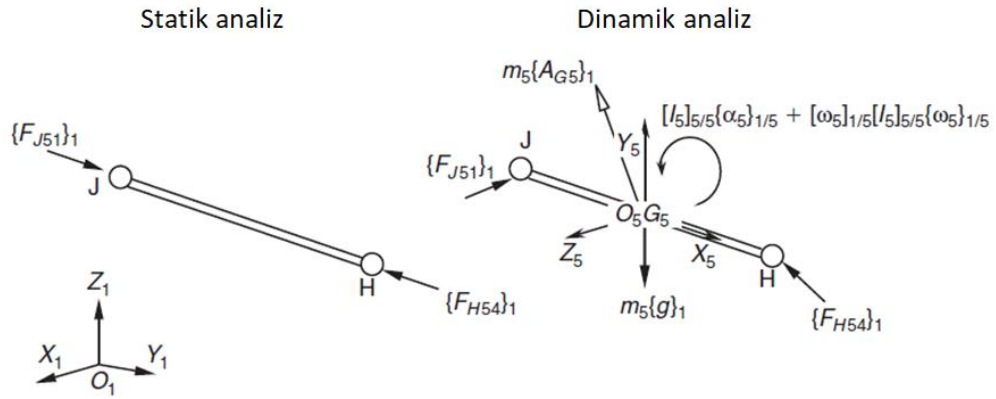
Alt salıncağa etki eden kuvvetlerin G noktasına göre momenti alınır, moment denkleği için denklem 3.21 ile çözüm yapılabilir.

$$\Sigma\{M_{G2}\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.20)$$

$$\{R_{EG}\}_1 \times \{F_{E21}\}_1 + \{R_{FG}\}_1 \times \{F_{F21}\}_1 = \{0\}_1 \quad (3.21)$$

Alt salıncak için verilen denklem notasyonu, sistemi oluşturan diğer yapısal elemanlara ait serbest cisim diyagramları üzerinden aynı yöntem ile uygulanmasıyla 19x19 boyutundaki matrisin çözümü sonucunda bağlantı noktalarının kuvvet değerleri hesaplanır (Blundell ve Harty, 2004; Topaç ve diğer., 2015).

Sistemin statik olarak elde edilen mafsal kuvvetleri değerlendirmesi, dinamik etkilerin göz önüne alınması ile genişletilebilir. Sistem elemanlarının kendi ağırlıklarından kaynaklı atalet kuvvetlerinin ve parça ağırlık merkezi koordinatlarının kullanılması ile dinamik etkiler göz önünde bulundurulabilir. Statik analizlerde verilen denklem notasyonuna ilave olarak parçaların kuvvet altında ivmeli hareketinden dolayı kütle merkezine etki ettiği düşünülen atalet kuvveti vektörleri eklenmektedir. Dinamik analizlerin yapılabilmesi için sistem elemanlarının fiziksel olarak kütlelerinin, kütle atalet momentlerinin, ağırlık merkezlerinin bilinmesi gerekmektedir. Sistem parçalarının kütlesi, toplam taşıt kütlesi ve diğer bileşenlere göre düşük seviyede kaldığı için hesaplama içerisinde ihmal edilmiştir. Örnek olarak rot kolu üzerine etkiyen dinamik kuvvetlerin etkisi gösterilmiştir. Şekil 3.3'te rot kolunda statik ve dinamik kuvvet analiz karşılaştırması ve etkiyen kuvvetler gösterilmiştir (Blundell ve Harty, 2004).



Şekil 3.3 Statik ve dinamik analiz için rot kolunun serbest cisim diyagramı (Blundell ve Harty, 2004)

Statik analizlerde çift kuvvet elemanı olarak çalıştığı görülen rot kolunun, dinamik analizlerinde ağırlık merkezine etkiyen kendi ağırlığı $m_5\{g\}_1$ ve kütle atalet momenti $m_5\{A_{G5}\}_1$ olduğu bilinmektedir. Çalışma kapsamında dinamik etkiler, süspansiyon elemanlarının kütlelerinin gövdeye göre oldukça küçük olmasından dolayı ihtimal edilmiştir. MSC ADAMS içerisinde yapılan kuvvet analizlerinde de tekerlek temas noktasından uygulanan kuvvetlere karşılık yapısal tasarım ve sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmak üzere mafsallı kuvvetleri verilen denklemlere göre hesaplanmıştır.

3.3 Topoloji Optimizasyonu

Sanayide üretilen ürünlerin hemen hepsinde malzemelerin efektif kullanımı birincil rol almaktadır. Makine parçalarının tasarımında, boyutsal ve şekilsel optimizasyon metotları kullanılmaktadır. Özellikle bu husus otomotiv ile havacılık sektörlerinde yaygın olarak uygulanmaktadır. Parça geometri optimizasyonu endüstriyel uygulamalar içerisinde akustik, elektrokimyasal ile elektromanyetik tasarım çalışmalarında uygulanmaktadır. (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

Topoloji tasarımı üzerine yenilikler keşfinden beri büyük ilerleme kaydetmiştir. Bu metot kullanılarak geliştirilmiş ürünlerin pek çoğu insanların gündelik hayatlarında yaygın olarak yer bulmuştur. (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

Genel olarak, sürekli yapıların optimizasyonu, geometrisi belirlenecek tasarım alanı içerisinde malzeme ile dolu olsa veya boşluklu geometriye sahip olsa da yapısal dayanıklılığı sağlayacak elemanlar ihtiva etmelidir. Sonlu elemanlar analiz metodu

vasıtasıyla yapıda yer alan her bir eleman boşluk ya da dolu malzeme olarak gösterilmektedir. Tasarımın ilk safhalarında, yapı ve topolojik özellikleri değişkenlik gösterir. Genel olarak ifade edilirse yapı üzerinde dolu ve boş alanların dağılımının belirlenebilmesini mümkün kılmalıdır. Bu koşulda ayırık veya bölüntülü optimizasyon problemleri, tarif edilen topoloji optimizasyonu tasarım problemidir. (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

İdeal tasarımların “klasik” siyah beyaz tasarımlar olarak şekillendirildiği metotlar ile, devamlı yapıları için homojen mekanik özelliklere sahip malzeme yoğunluğunun istenen sınırlar içerisinde hangi değere sahip olduğunun tahmin edildiği metotlar beraber uygulanabilmektedir. Bu iki yöntemde de malzeme yoğunluğu 0-1 aralığında yer alır. Malzeme yoğunluğunun istenen tüm değerlerini belirlemek için tasarım örneklemeleri yapılır (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

Topoloji optimizasyonu yapısal bir optimizasyon yöntemi olarak kullanılabilir ve optimizasyon esnasında, optimum tasarımı aranan yapının dış boyutlarında herhangi bir farklılık ön görülmeden, yapının rijitliğini artıracak biçimde bazı bölgelerden malzeme boşaltılır. Topoloji optimizasyonunun temel amacı, yapıya maksimum rijitliği sağlayacak optimum malzeme dağılımını bulmaktır (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

Son zamanlarda ticari paket yazılımların yardımıyla topoloji optimizasyonunun havacılık, otomotiv ve inşaat sektörlerinde kullanımı yaygınlaşmıştır. Hem doğrusal hem de doğrusal olmayan yapısal tasarım problemlerinin çözümünde topoloji optimizasyonu metotları sıklıkla uygulanmaktadır. Geçmişten günümüze kullanım alanında büyük bir artış olmuş ve daha da yaygınlaşması beklenmektedir (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

Mühendislik problemlerinde topoloji optimizasyonunun uygulanması ile elde edilen çözümler, üretim yöntemlerine bağlı olarak tasarımın üretilebilirliği ile limitlidir. İmalat metotları değerlendirilmeden gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu çalışmaları sonucunda elde edilen optimum tasarımlar, genellikle kompleks ve anlaşılması zor geometrilerdir. Bundan dolayı optimizasyon çalışması sonucunda oluşturulan baz tasarımın üzerinde çalışmadan ham haliyle (bilgisayar

destekli tasarım ile yeniden modellenmeden) üretilmesi bazı özel üretim yöntemleri dışında mümkün değildir. Topoloji optimizasyonu çalışmalarına başlanmadan önce imal usülleri göz önünde bulundurularak bazı tasarımlar yaratılır.

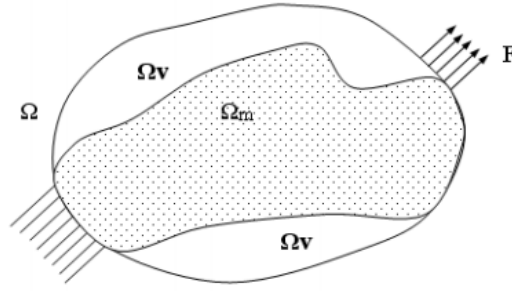
3.3.1 Topoloji Optimizasyonu Formülasyonu

Topoloji optimizasyonundaki amaç, tasarım alanı veya hacmi içerisindeki ideal malzeme dağılımını elde etmektir. Yapının geometrisi, belirlenmiş tasarım hacmi sınırları içinde yaratılır. Topoloji optimizasyonu probleminin çözümü öncesinde bilinenler; belirlenen yüklemeler, girdi koşulları, malzemenin bulunduğu veya boş olan noktalar. Bu yöntem, başlangıç tasarımının en verimli geometrik şeklini belirlenmesini sağlar. Genellikle hedef ağırlıkta yapı rijitliğinin maksimum yapılması ya da doğal frekansının düşürülmesi veya ihtiyaca göre artırılması amaçlanır. Ayrıca topoloji optimizasyonunda kullanılan algoritma, belirlenen sınır şartlarına göre ağırlığın da minimuma indirgenmesi için çalıştırılabilmektedir (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

Ω_m alanına sahip, R^2 ya da R^3 içerisinde bulunan Ω referans alanında bir makina parçası göz önüne alınırsa, bazen temel eleman olarak ifade edilen Ω referans alanı, uygulanan yüklemelerin ve sınır şartlarının tanımlanmasına müsaade edecek biçimde tanımlanmış ve Ω referans alanında malzemenin dolu olduğu ve boşluklu alanlar gösterilmiştir (Zheng, 2007).

Topoloji optimizasyonunda temel amaç tanımlanmış Ω referans alanı veya hacmi içerisinde, kısıtlamalar veya sınır şartlarında, genellikle rijitliği en büyük yapan hedef fonksiyonunu yerine getiren Ω_m alt kümesini elde etmektedir. (Zheng, 2007).

Şekil 3.4'te Ω referans tasarım limitlerini belirtirken, malzemenin kapladığı alanı Ω_m , tasarım alanından boşaltılmış elemanları Ω_v göstermektedir (Zheng, 2007).



Şekil 3.4 Tasarım alanı ve sınır koşulları (Bendsøe, Sigmund, 2003)

Hedef fonksiyonu: En küçük veya en büyük: $f(x)$

$$\text{Kısıt: } \int_{\Omega} x dv \leq \bar{V} \quad x(v) = 0 \text{ yada } 1, \forall v \in \Omega \quad (3.22)$$

Hedef fonksiyonu $f(x)$, katı hacmin en üst limiti \bar{V} , Ω alanında yer alan v pozisyonundaki yoğunluk dağılımı ise $x(v)$ 'dir. Ω_m içerisindeki $x(v)$ fonksiyonu 1 iken, Ω_v içerisindeki $x(v)$ fonksiyonu 0'dır. Dolu malzeme dağılımına sahip tasarım alanının düzensiz şekli nedeniyle analitik metotlarla optimizasyon probleminin çözümlendirilmesi oldukça güçtür. Sayısal hesap metotları nihai olmasa da yakın çözümler bulmak amacı ile kullanılmaktadır. İlk adımda topoloji optimizasyonu kuramsal yönteminden dolayı, Ω referans tasarım alanı, çalışma bölgesini N tane sonlu elemana böler. Takip eden süreçte sonlu elemanların her birine x_i tasarım değişkeni atanır. Tasarım değişkenlerinin tamamını ihtiva eden x tasarım değişkeni vektörü, tasarım hacmindeki malzeme dağılımını belirtir. Oldukça küçük yapı elemanlarına ayrılan (N tane sonlu eleman sayısı) optimizasyon problemi denklem 3.23'te gösterildiği gibidir (Zheng, 2007).

Hedef Fonksiyonu: En küçük veya en büyük: $f(x)$

$$\text{Kısıt: } \sum_{i=1}^N x_i v_i \leq \bar{V}, \quad x_i = 0 \text{ ya da } 1, \quad i=1, 2, \dots, N \quad (3.23)$$

i. elemanın hacmi, denklem 2.23'te yer alan v_i ile gösterilmektedir.

Bu metot ile gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu analiz ve çözümlerinin sayısal olarak kararsız durumlara sahip olduğu bilinmektedir. Bu nedenle kararsızlıkları yok etmek amacı ile rahatlatma veya limitleme metotları uygulanmıştır. Tasarım uzayının sınırlarının arttırılması rahatlatma metodudur.

Malzeme sıklığının 0-1 aralığında değiştiği homojenizasyon yöntemi yardımıyla yapılan çözümlerlerde mikro yapılar tarif edilmektedir. Belirtilen çözümler sıkça tercih edilen metotlardan bir tanesidir. (Zheng, 2007).

Kompozit olarak adlandırılan hacimsel yoğunluğu x_i olan bir elemanın malzeme yoğunluğu 0-1 ile değişebilir. Kullanılan malzeme modeli kompozit malzemenin özelliklerine göre değişkenlik göstermektedir (Zheng, 2007).

Yapısal topoloji optimizasyonu çalışmalarında, tasarım hacmi içerisinde izotropik özellikli malzemelerin optimum eleman dağılımının bulunması ön plandadır. Bu durumda tasarım hacmi içinde malzeme ile doldurulmuş, malzeme yoğunluğunun $x_i=1$ değerinde olduğu, malzeme boşaltmasının yapıldığı, malzeme yoğunluğunun $x_i=0$ olduğu alanlar belirlenmeye çalışılmaktadır (Zheng, 2007).

Optimizasyon problemin çözümünde uygulanan en genel metot olan penalizasyon řu şekilde tariflenmektedir: x_i hacimsel yoğunluğuna tam sayı yerine değişkenler atanır ve sonuçları 0-1 aralığında tutmak için sınır koşulları kullanılır. Belirtilen işlemden sonra tasarım hacmi dahilindeki optimizasyon çalışması, malzeme yoğunluğu ve dirençlik matrisinin fonksiyonu şeklinde tanımlanan bir boyut belirlenmesi problemi haline alır. Belirtilen fonksiyon tasarım değişkeni olarak tanımlanır. Optimizasyondan beklenen sonuç, dolu malzeme ($x_i = 1$) veya malzemenin silindiği ($x_i = 0$) tasarım hacmi olarak sonlanmasıdır. 0-1 arasında değişen hacim yoğunluğu büyüklüklerinin limitlendirilerek 0 veya 1 değerine yakınsaması anlamını taşır. SIMP [Solid Isotropic Material (Microstructure) with Penalization], topoloji optimizasyonu çalışmalarında tariflenen malzeme modelidir (Zheng, 2007).

SIMP modelinde, yapının elastiklik kabiliyetlerini belirleyen E_{ijkl} çarpanı ile yapının hacmi gibi ifade edilmektedir:

$$E_{ijkl}(v) = x(v)^p E_{ijkl}^0, p > 1 \quad (3.24)$$

$$V = \int_{\Omega} x(v) d\Omega \quad (3.25)$$

Buradaki $v \in \Omega$, $0 \leq x(v) \leq 1$ hacimsel yoğunluğu, E_{ijkl}^0 referans izotropik malzemenin elastiklik özelliklerini belirleyen katsayısı, V malzemenin toplam hacmini, Ω tasarım uzayını, tarif etmektedir. P çarpanının 1'den büyük olması durumunda, ideal topoloji tasarımı hacimsel yoğunluk kriteri 0-1 aralığında değişen malzeme dağılımının kullanılmasına neden olur ancak bu efektif çözüm yaratmadığından seçilmez. Sınırlama yöntemi yardımıyla x_i değeri 0 ya da 1 olarak belirlenir (Zheng, 2007).

Topoloji optimizasyonunda malzemenin tasarım hacmi içerisinde dağılım yönteminin kullanılması, tasarımda hedefler doğrultusunda bilinmeyen olarak saptanan malzeme yoğunluğunun yapı üzerinde optimum eleman yayılımının hesaplanmasını baz almaktadır. Interpolasyonun yapılmasının ana hedefi, 0-1 arasında malzeme yoğunluğunu hedef tasarıma uygun şekilde limitleyerek siyah ve beyaz (0 ile 1 aralığı) tasarımın elde edilmesidir. Bundan dolayı, tasarım başlangıcında topoloji optimizasyonunu yapı üzerinde uygulamak, ihtiyaç duyulan zamanının iyileştirilmesine ayrıca muhtemel optimum tasarımların belirlenmesinde faydalı olur (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

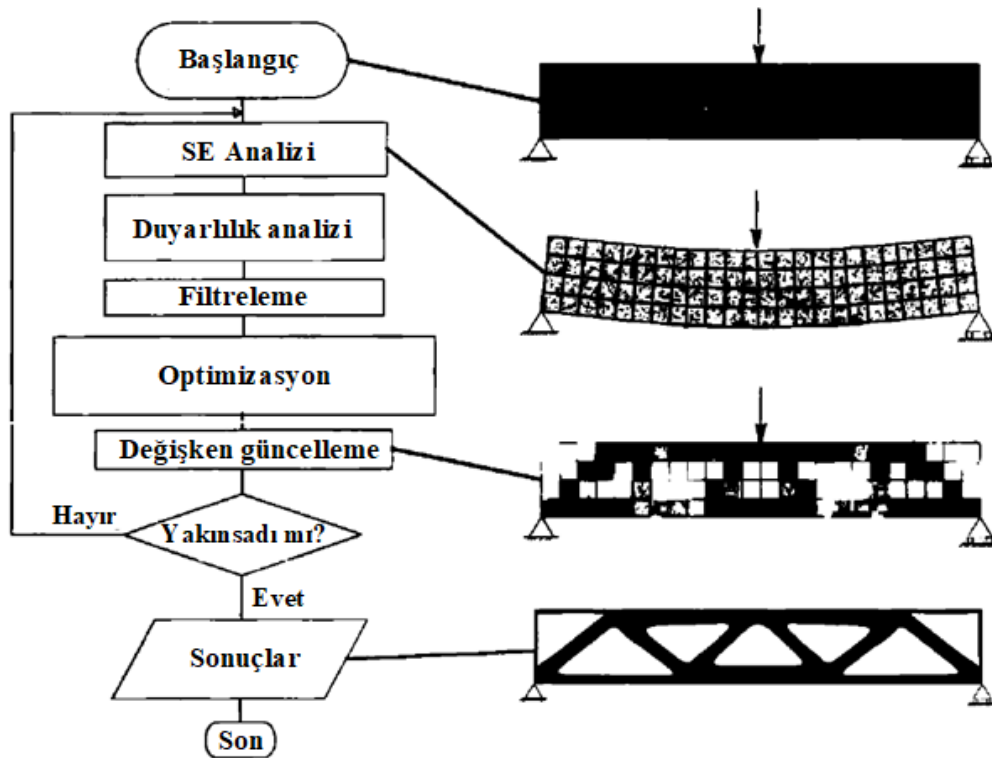
3.4 Alt Salıncak Tasarımı

Tasarım kısıtlarına bağlı olarak mafsal konumları önceden belirlenmiş süspansiyon setinin çoklu cisimler dinamiği modeli MSC ADAMS/Car bilgisayar programı ile yarım taşıt modeli olarak kurulmuştur. Çoklu cisimler dinamiği modeli kurulduktan sonra, benzer ürünler incelenerek ve geometrik kısıtlar (mafsal konumları, tahrik mili konumu, tekerlek ve fren elemanlarının dümenleme esnasındaki tarama hacimleri gibi) göz önünde bulundurularak salıncığın ilk tasarımı gerçekleştirilmiştir. İlk tasarımı takiben, literatürde tavsiye edilen temel sürüş koşulları MSC ADAMS/Car programı üzerinde nümerik benzetim yapılarak birbirinden farklı kritik senaryolar için mafsal koordinatlarına etkiyen kuvvetler elde edilmiştir. Elde edilen kuvvetler vasıtasıyla bir dizi statik sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve topoloji optimizasyonu metodolojisi ile ilk tasarım üzerindeki gerilme çıktısı vermeyen ihtiyaç fazlası geometri her bir yükleme koşulu için belirlenmiştir. İhtiyaç fazlası geometrilerin temizlenmesiyle elde edilen tasarımlar birleştirilerek tüm senaryolar karşısında dayanım sağlayan yeni salıncak geometrisi

elde edilmiştir. Yeni salıncak geometrisi ışığında, imal edilebilir final tasarım gerçekleştirilmiştir. Adams Car programından elde edilen kritik yüklemeler final tasarım üzerinde uygulanarak parçanın en zayıf olduğu noktadaki minimum emniyet katsayısı hesaplanmıştır.

3.4.1 Alt Salıncak Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu ile salıncakta kütle azaltımı yapılmıştır. Topoloji, yapısal optimizasyon metodlarından biridir. Temel olarak, yapı elemanının uzayda kapladığı hacim üzerinde modifikasyon yapmadan, en yüksek seviyede dayanım sağlayan konstrüksiyon elde edilecek şekilde hedeflenen malzeme oranının çıkarılmasını amaçlamaktadır. Bir başka bakış açısıyla, amaç, maksimum katılıktaki parça geometrisini elde etmektir (Bendsøe ve Sigmund, 2003). Şekil 3.5'te tek noktadan yüklemeye zorlanan ankastre kirişin topoloji optimizasyon aşamaları özetlenmektedir (Johnsen, 2013). Alt salıncak topoloji optimizasyonu analizlerinde de aynı adımlar ile çözüm gerçekleştirilmiştir.

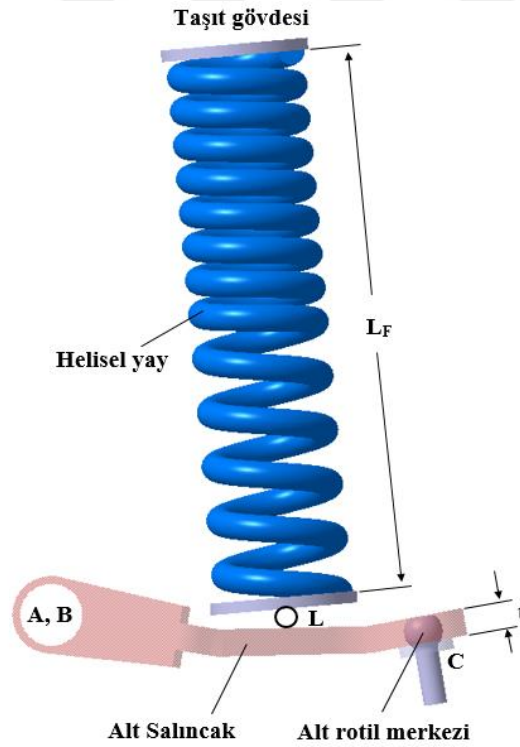


Şekil 3.5 SIMP metodu topoloji optimizasyonu akış şeması (Bendsøe ve Sigmund, 2003)

3.4.2 Alt Salıncak Tasarım Hacmi

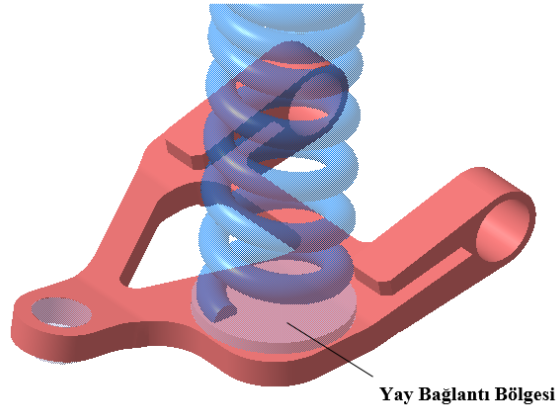
Alt salıncığın dövme, döküm ve sac malzemedan farklı imalat yöntemleri ile elde edilmesi mümkündür. Bu çalışmada salıncakların malzemesi ve üretim şekli sac malzemedan kesim ve şekillendirilmesi üzerine tasarımı yapılmıştır.

Kinematik tasarım çalışmaları gerçekleştirilmiş süspansiyon setinin salıncak mafsalları koordinatları (A,B ve C), mekanik yaylanma elemanının mafsalları koordinatı (L) ve boyu (L_F) bilinmektedir. İmalatın gerçekleştirileceği sacın kalınlığı t , yukarıda belirtilmiş olan koordinatlar dikkate alınarak belirlenmiştir. Salıncak ölçülerinin kısıtları Şekil 3.6'da gösterilmektedir. Salıncak kalınlığını, üstte yay bağlantı noktası (L) ve altta taşıtın taban serbestliği kısıtlamaktadır (Topaç ve diğer., 2017).



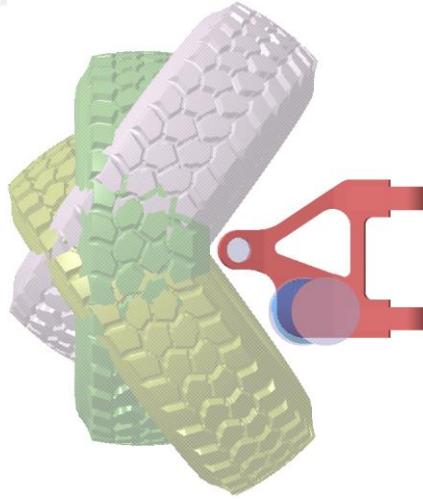
Şekil 3.6 Salıncak kalınlığının belirlenmesi (Topaç ve diğer., 2017)

Tahrik mili geometrisi sebebiyle, mekanik yayın aracın sürüş doğrultusunda Şekil 3.7'de gösterildiği gibi önde yada arkada konumlandırılması gerekmektedir. Bu konumlandırma, salıncakın asimetrik yüke maruz kalmasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.7 Tekerlek eksenine göre öne veya geriye kaydırılmış helisel yay bağlantısı (Topaç ve diğer., 2017)

Mekanik yay sarım çapı ve tekerlek dümenleme zarfı Şekil 3.8’de görüldüğü gibi salıncak geometrisinin dış hacmini belirlemektedir. Dümenleme esnasında belirli bir hacim tarayan tekerlek ve frenleme elemanlarının süspansiyon salıncakları ile girişim yapmaması gerekmektedir. Bu bağlamda, çoklu cisimler dinamiği modeli ile dümenleme simülasyonları ışığında hareketli elemanların (fren ve tekerlek) tarama zarfı elde edilmiştir.

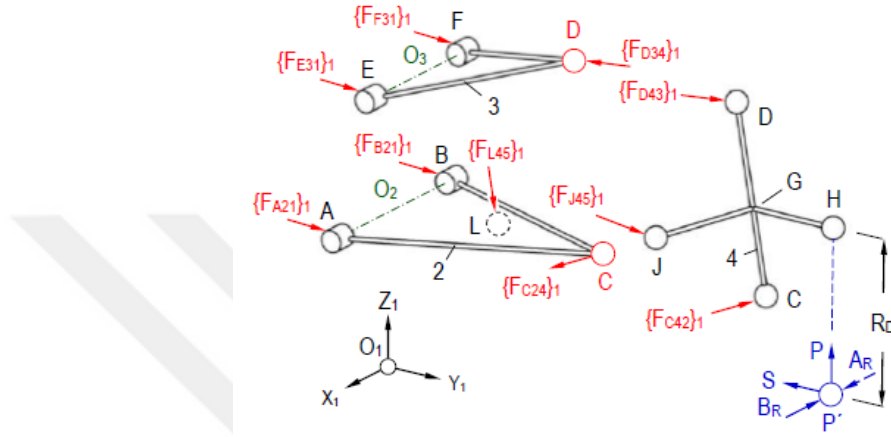


Şekil 3.8 Yönlenebilir tekerleğin tarama zarfı (Simionescu, 2008)

3.4.3 Tasarım Yüklerinin Belirlenmesi

Tekerlek temas noktası P' 'ye etkiyen kuvvetler ve serbest cisim diyagramları şematik olarak Şekil 3.9’da gösterilmektedir. Genel olarak, P' koordinatında, düşey (Z_1) lastik kuvveti (P), sürüş yönünde (X_1) frenleme (B_R) ile tahrik (A_R) kuvvetleri

ve yanal (Y_1) doğrultusunda yanal kuvvet (S) taşıt tekerleğine etki ettiği varsayılır. Kullanılan işaret konvansiyonunda, $\{F_{C24}\}_1$ 4 numaralı aksın komponentinden 2 numaralı alt salıncak komponentine C koordinatından aktarılan ve 1 numaralı global eksen takımına (O_1) göre hesaplanan toplam F kuvvetini belirtmektedir. (Blundell ve Harty, 2004; Topaç ve diğer., 2015).



Şekil 3.9 Bağlantı noktalarına etkiyen kuvvetlerin şematik gösterimi (Topaç ve diğer., 2017)

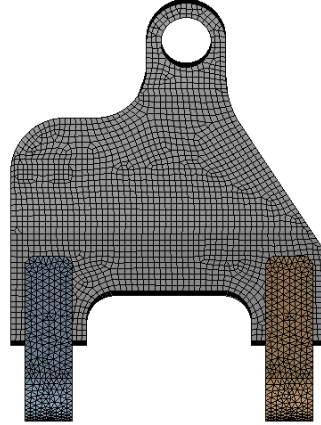
Salıncak mafsalları koordinatlarındaki kuvvetlerin bulunması için, araç imalatçılarının literature kazandırdığı sanki statik yükleme senaryoları kullanılmıştır. Bu senaryoların, kırılmaya ve hasara sebebiyet veren en kritik dört tanesi Tablo 3.1'de belirtilmektedir. Tablo 3.1'de belirtilen ivme cinsinden kuvvet bileşenleri, yerçekimi ivmesinin (g) katsayıları cinsinde belirlenmiştir. (Ersoy ve Heissing, 2011)

Tablo 3.1 Standart yük tipleri (Ersoy ve Heissing, 2011)

No.	Yükleme tipi	İvme Cinsinden Bileşen		
		X	Y	Z
1	Tümsek atlama	0,00	0,00	3,00
2	Boyuna darbe	-2,50	0,00	1,00
3	Yanal darbe	0	2,50	1,00
4	Virajda frenleme	-0,75	0,75	1,00

3.4.4 Alt Salıncak Topoloji Optimizasyonunun Sonlu Elemanlar Analizleri

İlk tasarımı, kalınlık ve geometrik olarak belirlenen alt salıncığın mukavemet açısından yeterliliği ve optimum tasarımı incelenmiştir. CATIA® V5 ticari paket yazılımı ile hazırlanan 3 boyutlu modelinin ANSYS® Workbench 17.2 yazılımı ile sonlu elemanlar modeline dönüştürülmüş modeli Şekil 3.10’da verilmiştir.



Şekil 3.10 İlk tasarıma uygulanan sonlu elemanlar ağ yapısı

Verilen sonlu elemanlar modeli, seçilen yükleme tipleri için yarım taşıt modeli simülasyonlarıyla hesaplanan mafsal kuvvetleri kullanılarak analiz edilmiştir. Kullanılan sonlu elemanlar modeli 92831 düğüm ve 37515 elemandan oluşmaktadır. Sonlu elemanlar ağ yapısı 0,826 ağ kalitesine sahiptir.

Komponentten elde edilen maksimum gerilmenin 1 numaralı yük tipi olan tümsek atlama şartında ve $\sigma_{vmax} = 684,5$ MPa değerini aldığı belirlenmiştir. Parça için öngörülen S890Q (1.8940) malzemenin mekanik özellikleri Tablo 3.2’de verilmiştir. (Dillinger Ürün Kataloğu, 2016; EN 10025-6, 2009).

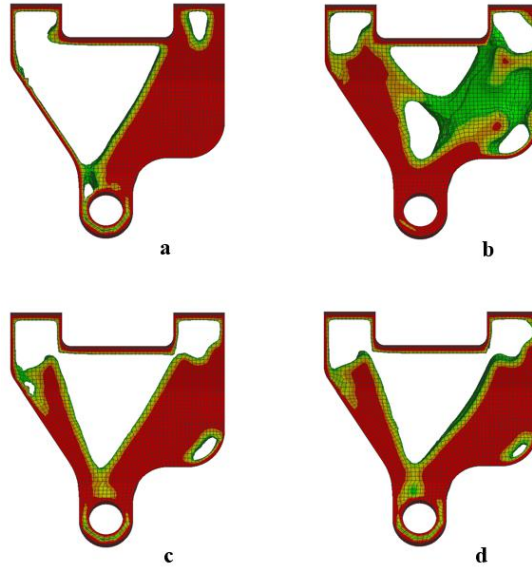
Tablo 3.2 Salıncak imalatında kullanılan malzemenin mekanik özellikleri

E (GPa)	v (-)	S_{ut} (MPa)	S_y (MPa)	A (%)
210	0,3	940-1100	890	12

Yapılan sonlu elemanlar analizine göre ön tasarım incelendiğinde Tablo 3.2’de gösterilen mekanik özelliklere göre emniyetli bir ön tasarım olduğu belirlenmiştir. Bu amaçla, Şekil 3.10’daki emniyetli tasarım üzerinde boşaltılabilir malzeme

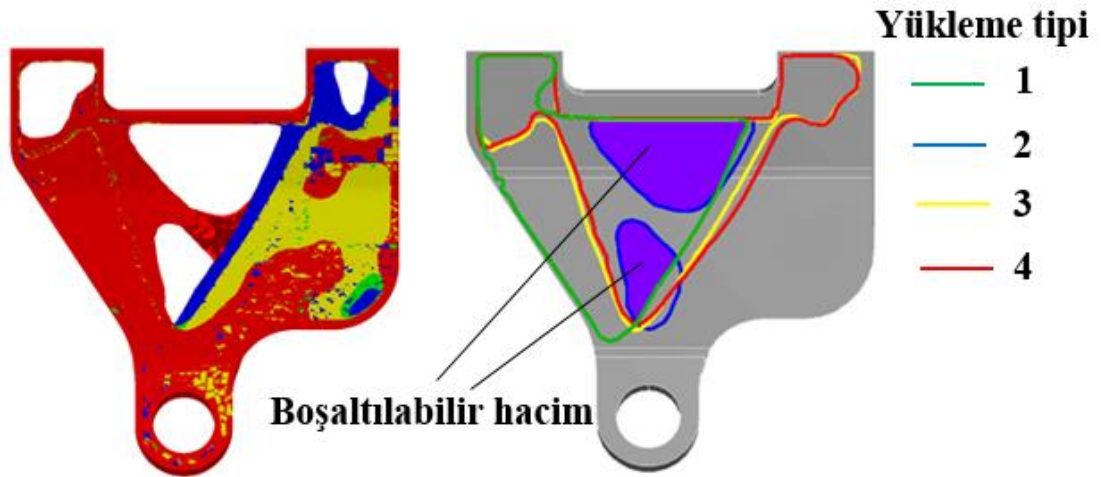
bölgeleri topoloji optimizasyonu çalışması ile saptanmıştır. Süspansiyon sistemlerinin tasarımlarından beklenen temel kriterlerinden biri hafif bir hafif bir sistem geliştirmektedir. Bu amaçla yapılan topoloji optimizasyonu ANSYS® Workbench yazılımı içerisindeki modül ile gerçekleştirilmiştir.

Süspansiyon sisteminin yapısal analizlerini ve optimizasyonunu gerçekleştirmek amacıyla 3 boyutlu model ANSYS Workbench 17.2 yazılımına yüklenmiştir. Optimizasyon işlemine başlamak için yazılımın ara yüzünde yapısal analiz ile optimizasyon modülleri birbirine bağlanarak optimizasyon çalışmasına başlanmıştır. İlk olarak optimizasyonu gerçekleştirilecek yapı tasarım bölgesi olarak atanmıştır. Sonrasında, optimizasyon çalışması yapılacak parça üzerinde optimizasyona dahil olmayan, diğer bir tabir ile parça üzerinde malzeme silme gereksinimi olmayan unsurlar seçilmiştir. Malzeme silinmesinin istenmediği alanlar olarak, alt salıncak üzerinde rotül bağlantısı montaj yüzeyi ve salıncığın dış alanı seçilmiştir. İmalat koşulları ve malzeme özellikleri dikkate alınarak yazılım içerisinde en küçük eleman boyutu 21,25 mm tariflenmiştir. En küçük eleman boyutu malzeme boşaltma işlemi tamamlandıktan sonra boşaltma delikleri arasındaki dolu malzemeli alanın minimum kalınlık tarifidir. Malzeme boşaltma işleminin hangi yönde yapılacağı yazılıma tariflenmesi için tekrar üretim koşullarının dikkate alınması gerekmektedir. Sac malzemeden üretim yapılacağı için alt salıncak üzerinde salıncak sacının düz yüzeyine dik doğrultu boşaltma yönü olarak belirlenmiştir ve tüm tarif edilen sınır şartlarına göre yapısal topoloji optimizasyonu analizleri yapılmıştır. Seçilen dört farklı yükleme tipine göre elde edilen boşaltma geometrileri Şekil 3.11'de gösterilmektedir. Uygun boşaltma geometrisinin belirlenmesi için malzeme yoğunluğunun 0,3-0,7 aralığında belirlenmesi tavsiye edilmektedir. Alt salıncak için gerçekleştirilen analizlerde malzeme yoğunluğu 0,5 olarak atanmıştır (Sergent, Tirovic ve Vovoris, 2014), (ANSYS topology optimization ACT extension 17.2 release, 2016).



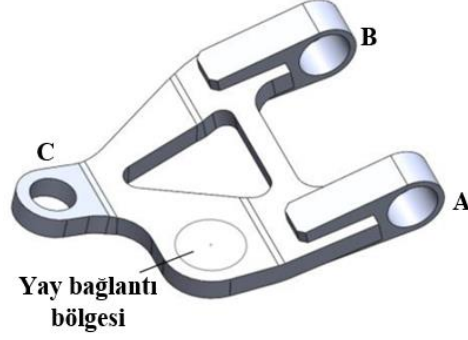
Şekil 3.11 Farklı yük senaryolarında alt salıncak geometrileri: a. Yükleme 1 b. Yükleme 2 c. Yükleme 3 d. Yükleme 4

Farklı yükleme senaryolarından topoloji optimizasyonu sonucu belirlenen Şekil 3.11’de gösterilen boşaltılmış geometriler birlikte değerlendirilmiştir. Farklı yükleme tipleri için ortak olarak dolu olan geometrinin tüm yükleme tipleri için emniyetli tasarımı vermesi beklenmektedir. Farklı yükleme şartlarına ve servis koşullarına sahip sistemler için uygulanabilir yöntemdir. Ortak olarak üst üste bindirilmiş ve ortak boşaltılabilir geometri Şekil 3.12’de mor renk ile gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Seçilen yükleme tipleri göz önüne alınarak oluşturulan boşaltma hacmi (Topaç ve diğer., 2017)

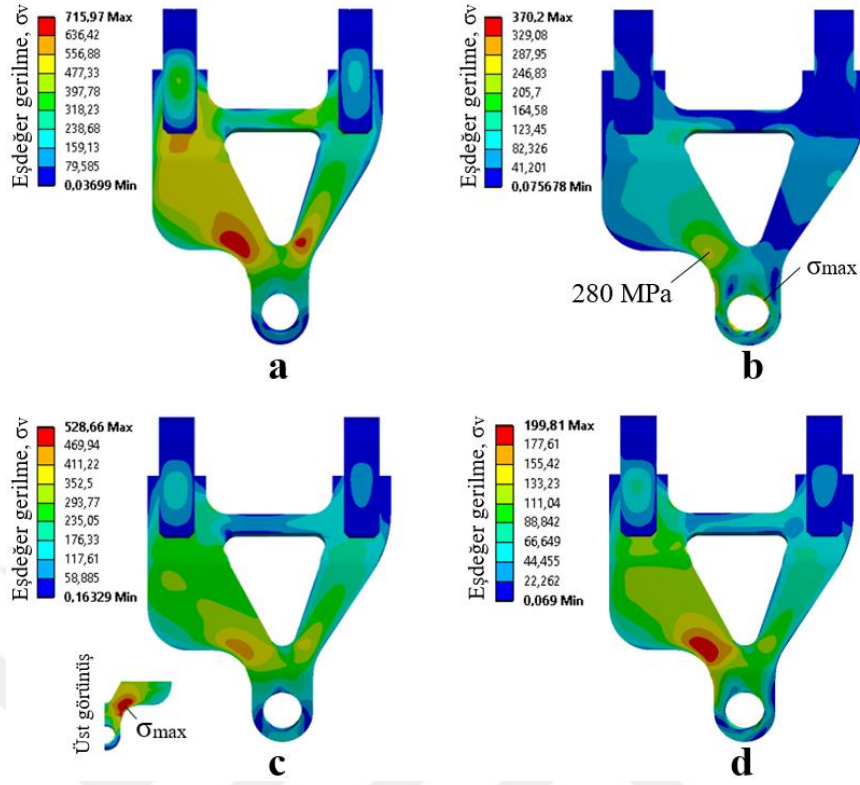
Ortak olarak boşaltılabilir alan ile belirlenmiş nihai alt salıncak tasarımı önceden belirlenen dört kritik yükleme senaryosuna göre tekrar yüklemelere maruz bırakılarak doğrulama amacıyla yapısal sonlu elemanlar analizleri tekrarlanmıştır. Üretilebilir geometri Şekil 3.13'te verilmektedir.



Şekil 3.13 Üretilebilir alt salıncak tasarımı (Topaç ve diğer., 2017)

3.4.5 Alt Salıncak Topoloji Optimizasyonunun Doğrulama Analizleri

Tasarımı yapılan nihai geometrinin belirlenen yükleme koşullarında parça üzerinde oluşacak en büyük gerilme gerilme değerlerinin belirlenmesi amacıyla doğrulama analizleri yapılmıştır. Yapılan sonlu elemanlar analizleri sonucunda parça üzerindeki gerilme dağılımları Şekil 3.14'te gösterilmektedir. Alt salıncak üzerinde eşdeğer gerilmenin en yüksek olduğu yükleme koşulu yükleme tipi 1 olan 3g düşey yükleme senaryosudur. Analiz sonucunda elde edilen en yüksek gerilme değeri 716 MPa'dır. Belirlenen gerilme değeri mekanik özellikleri Tablo 3.2'de verilen ve $S_y=890$ MPa akma mukavemetine sahip malzeme için yaklaşık 0,8 katına denk gelmektedir. Başka bir yolla tarif etmek gerekirse, 3g düşey yükleme tipinde en düşük emniyet katsayısı $n=1,24$ olarak belirlenmiştir. Yük tipi 4'te (2,5g boyuna darbe) ise kuvvet etkisinin büyük bir bölümünün rotül montajının yapıldığı mafsalsal montaj yüzeyinde oluştuğu görülmüştür. $n=1,2$ 'nin üzerinde belirlendiği için tasarım emniyetli bulunmuştur (Rende, 1996). Nihai tasarım, başlangıç tasarım ile karşılaştırıldığında alt salıncakta topoloji optimizasyonu sonrasında %19,5 hafifleştirme sağlanmıştır.



Şekil 3.14 Doğrulama analizleri a. Yükleme 1 , b. Yükleme 2 , c. Yükleme 3 , d. Yükleme 4

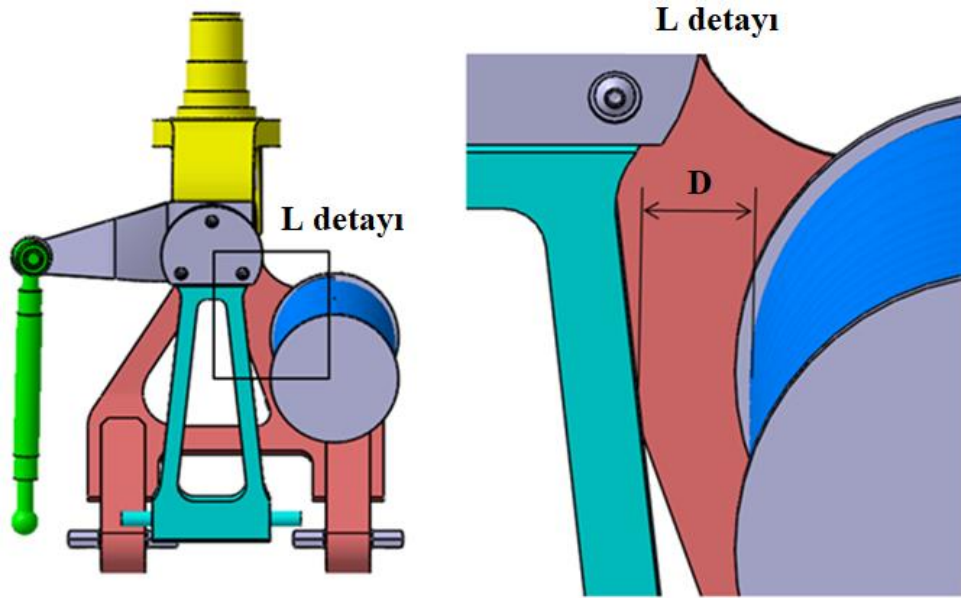
3.5 Üst Salıncak Tasarımı

Üst salıncak elemanının topoloji optimizasyonu alt salıncak, üst salıncak, aksion ve rot kolunu içeren montajlı komple içerisinde gerçekleştirilmiştir. Üst salıncağın tasarımında fiziksel tasarım hacmini etkileyen en önemli iki faktörden biri, salıncağın taşıt gövdesine bağlantı mafsalları noktalarının konumları, diğer ise helisel yayın taşıtın yaylanma ihtiyacına bağlı olarak belirlenen katsayısı ve de buna bağlı olarak helisin dış sarım çapıdır. Üst salıncak üzerine uygulanan topoloji optimizasyonu sonuçları incelenip üretilebilir tasarım üzerinde aynı sınır şartları ve yükleme koşullarında yapılan doğrulama analizleri sonucunda emniyetli bir tasarım elde edilmediği, üretilebilirlik limitleri de göz önüne alınarak değerlendirilmiştir. Yükleme tiplerine ve seçilen malzemeye göre en düşük emniyet katsayıları belirlenmiştir.

3.5.1 Üst Salıncak Tasarım Hacmi

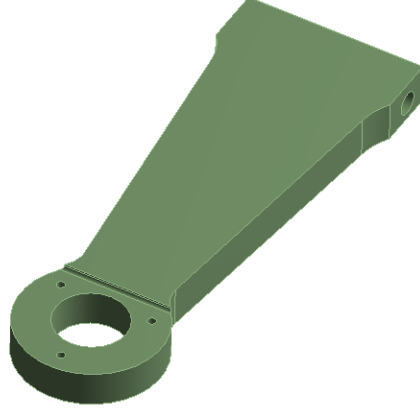
Üst salıncak tasarım hacmini belirleyen öncelikle birinci bölüm içerisinde belirlenen süspansiyon sisteminin kinematik bağlantı noktalarıdır. Şekil 3.9'da belirtilen E, F ve D noktaları salıncığın başlıca mekanik tasarımdaki geometrisi belirleyen parametrelerdir.

Topoloji optimizasyonundan önce üst salıncığın ön mekanik tasarımının belirlenmesi için kontrol edilen ikinci parametre helisel yayın sarım çapına bağlı olarak yay ile üst salıncak arasında, sistemin çalışması sırasında birbirine temas etmemesi için belirlenen ve Şekil 3.15'te gösterilen D mesafedir. Birbirlerine göre relatif hareketi olan iki parçadır. Benzer uygulamalar incelenerek üst salıncığın gövde bağlantısında bulunan elastik yatakların katılık değerlerine göre ve rijit hareketten dolayı birbirine temas etme riski bulunan iki parça arasında emniyetli bir tasarımın sağlanması açısından D mesafesi minimum 35 mm olarak seçilmiştir. Endüstriyel uygulamalarda birbirine göre relatif hareketi olan iki hareketli parça arasındaki minimum emniyetli mesafenin 25 mm olması bir tasarım kriteri olarak kabul edilebilir.



Şekil 3.15 Üst salıncak ve helisel yay emniyetli boşluk

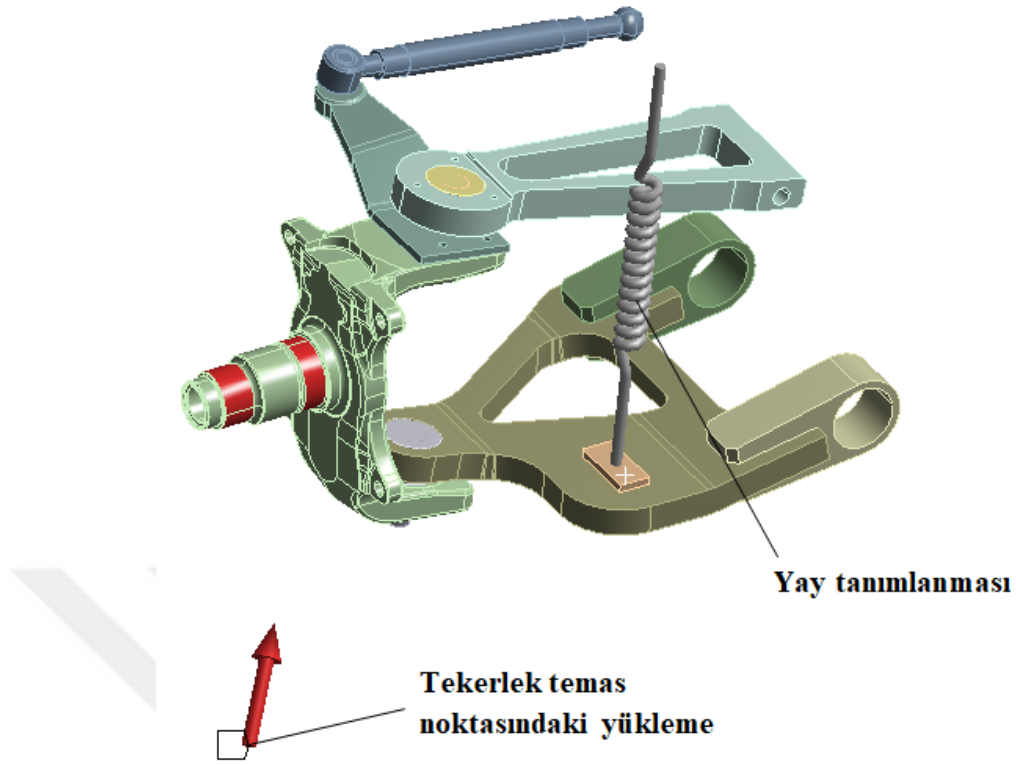
Üst salıncağın bağlantı mafsalları ve helisel yay ile temas etmeden emniyetli koşulda çalışma şartları göz önüne alınarak ön mekanik tasarımı yapılmıştır. Üst salıncağa ait ön mekanik tasarım Şekil 3.16’da verilmiştir.



Şekil 3.16 Üst salıncağın ön mekanik tasarımı

3.5.2 Tasarım Yüklerinin Belirlenmesi

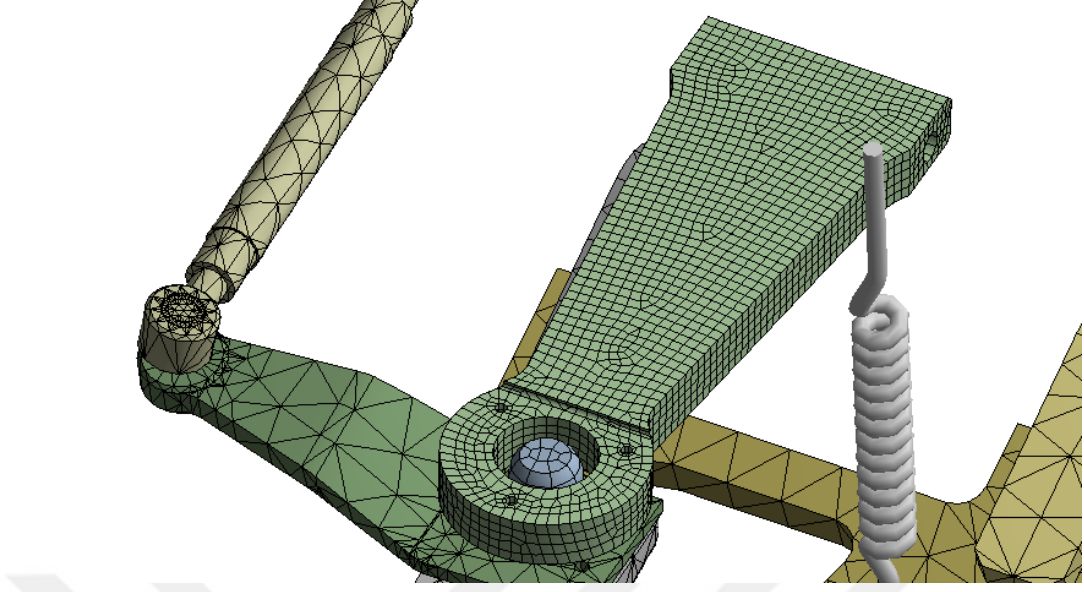
Bölüm 2.4.3’te alt salıncak tasarımı için seçilen zorlayıcı yükleme senaryoları üst salıncağa uygulanacak yüklemeler için de geçerlidir. Alt salıncak için uygulanan topoloji optimizasyonunda farklı olarak tekil parça üzerinden değil, süspansiyon sistemi komple modeli üzerinden optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Tablo 3.1’de aks yüküne göre yerçekimi ivmesi katları cinsinden verilen yükleme tipleri, tekerlek yere temas noktasında iz genişliği ekseninden uygulanmıştır. Tekerlek temas noktasındaki kuvvetlerin yarattığı moment etkilerini de göz önüne alıp analiz sonuçlarında görebilmek için uzaktan kuvvet (remote force) ile akson üzerindeki rulmanların yataklandığı yüzeylerden etki ettirilmiştir. Sistemin yükleme etkisi altında kuvvet dengesini sağlamak için tasarımdaki süspansiyon yayının gerçek bağlantı noktaları arasına eşdeğer yay tanımlaması yapılmıştır. Yükleme şartlarının ve uzaktan kuvvet ile yapısal analiz yükleme şartı Şekil 3.17’de verilmiştir.



Şekil 3.17 Süspansiyon sistemi yükleme şartı

3.5.3 Üst Salıncak Topoloji Optimizasyonunun Sonlu Elemanlar Analizleri

İlk tasarımı, kalınlık ve geometrik olarak belirlenen üst salıncığın mukavemet açısından yeterliliği ve optimum tasarımı incelenmiştir. CATIA® V5 ticari paket yazılımı ile hazırlanan 3 boyutlu modelinin ANSYS® Workbench 17.2 yazılımı ile sonlu elemanlar modeline dönüştürülmüş modeli Şekil 3.18’de verilmiştir.



Şekil 3.18 İlk tasarıma uygulanan sonlu elemanlar ağ yapısı

Üzerinde çalışma yapılacak parça üst salıncak olduğu için üst salıncak daha iyi bir sonlu elemanlar ağ yapısına sahipken, sistemin diğer parçalarına kaba yapıda ağ yapısı tanımlanmıştır. Bu tanımlamadaki amaç analizin çözüm süresini kısaltarak daha hızlı şekilde sonuca ulaşmaktır.

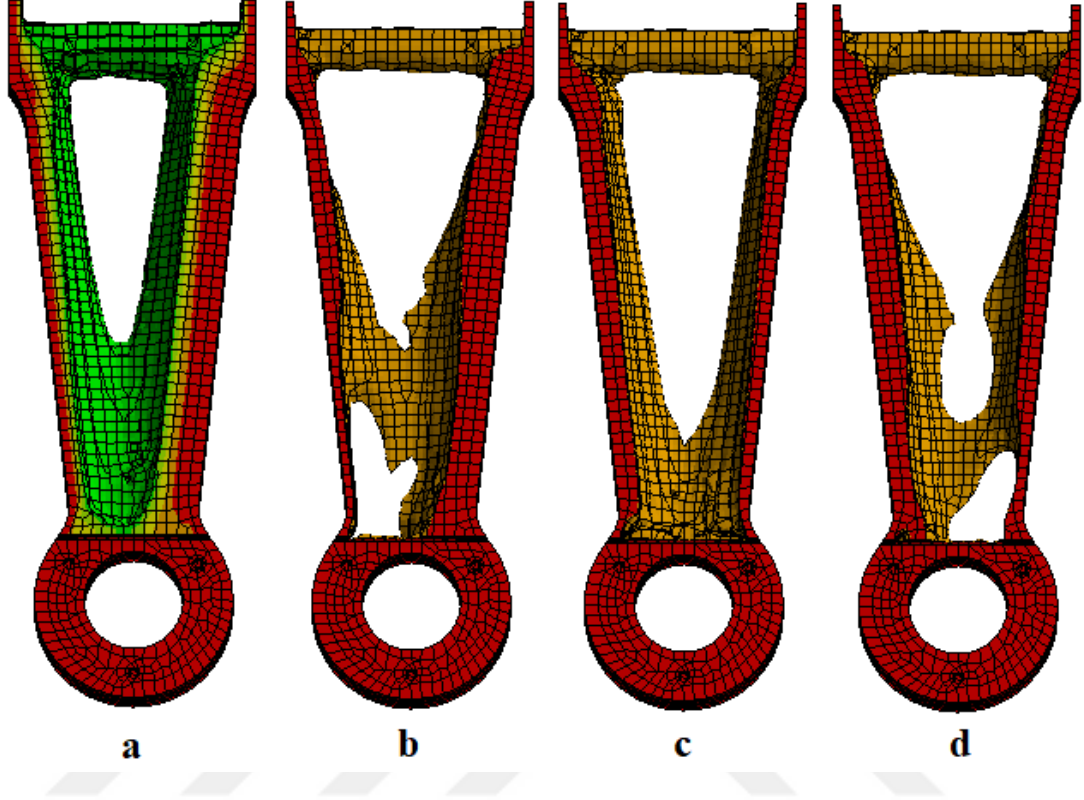
Verilen sonlu elemanlar modeli, verilen yükleme tiplerinin daha önce tarif edilen şekilde tekerlek temas noktasından uygulanması ile analiz edilmiştir. Komple sistem için kullanılan sonlu elemanlar modeli 94138 düğüm ve 43266 elemandan oluşmaktadır. Sonlu elemanlar ağ yapısı 0,623 ağ kalitesine sahiptir.

Sistem içerisinde optimizasyonu yapılacak üst salıncak parçasının sonlu elemanlar ağı ise 28492 düğüm ve 6826 elemandan oluşmaktadır. Ağ yapısının kalitesi 0,815'tir. ANSYS® Workbench yazılımı içerisinde ağ kalitesinin minimum 0,7 olması önerilmektedir (ANSYS Mechanical APDL Element Reference 17.2, 2016).

Malzeme olarak alt salıncakta kullanılan ile aynı, yani Tablo 3.2'de mekanik özellikleri verilen malzeme tanımlaması yapılmıştır. Mukavemet değerlendirmesi bu malzeme üzerinden yapılmıştır.

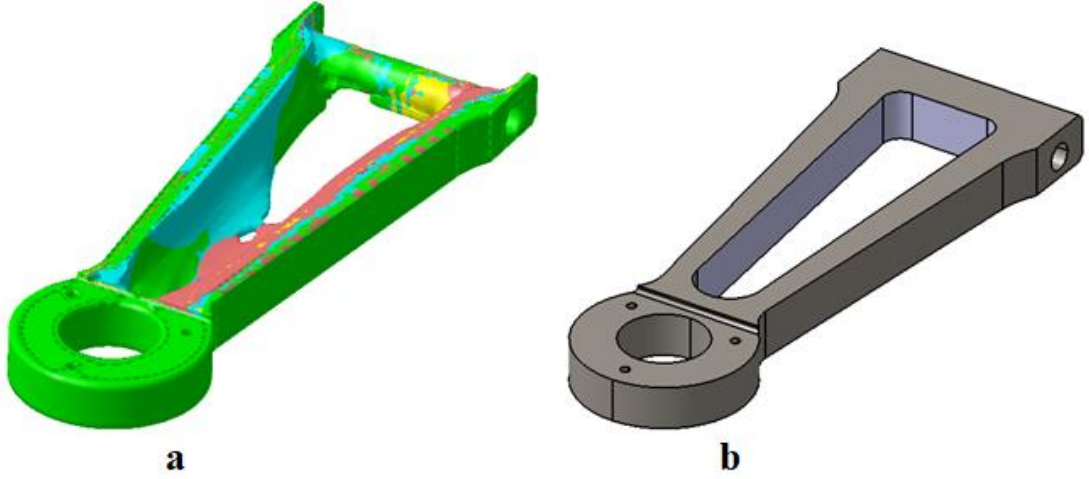
Seçilen dört yükleme tipi için ayrı ayrı topoloji optimizasyonu analizleri gerçekleştirilmiştir. Parçanın optimum tasarım geometrisini belirlemek için sac malzemeden üretilebilirlik ve tüm optimizasyon sonuçlarının birlikte değerlendirip

ortak olarak boşaltma önerilen geometri değerlendirilmiştir. Yükleme tiplerine göre topoloji optimizasyonun sonuçları Şekil 3.19’te gösterilmektedir.



Şekil 3.19 Farklı yük senaryolarında üst salıncak geometrileri: a. Yükleme 1 b. Yükleme 2 c. Yükleme 3 d. Yükleme 4

Dört yük tipi için belirlenen malzeme boşaltma geometrilerinin birlikte değerlendirilmesi için STL formatında 3 boyutlu modelleri analiz sonrasında çıktı olarak alınmıştır. Üst üste çakıştırılarak yapılan inceleme sonucunda dört yük tipi için de ortak olarak malzemenin orta bölgesinde benzer boşaltma geometrileri belirlenmiştir. Boşaltmanın, malzemenin yarı kalınlığına kadar olan bölgelerinde de nihai tasarımda boşaltma yapılmıştır. Eğer ki salıncağın, döküm veya dövme yöntemlerinden biri ile imal edilmesi düşünülse idi, yarı kalınlığa kadar boşaltma sonuçları dikkate alınabilirdi. Kütle azaltımını en üst seviyede tutabilmek adına orta bölgesinde imalat yöntemine de uygun olarak tamamen malzeme boşaltılması yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonrasında elde edilen nihai tasarım Şekil 3.20’de gösterilmektedir.



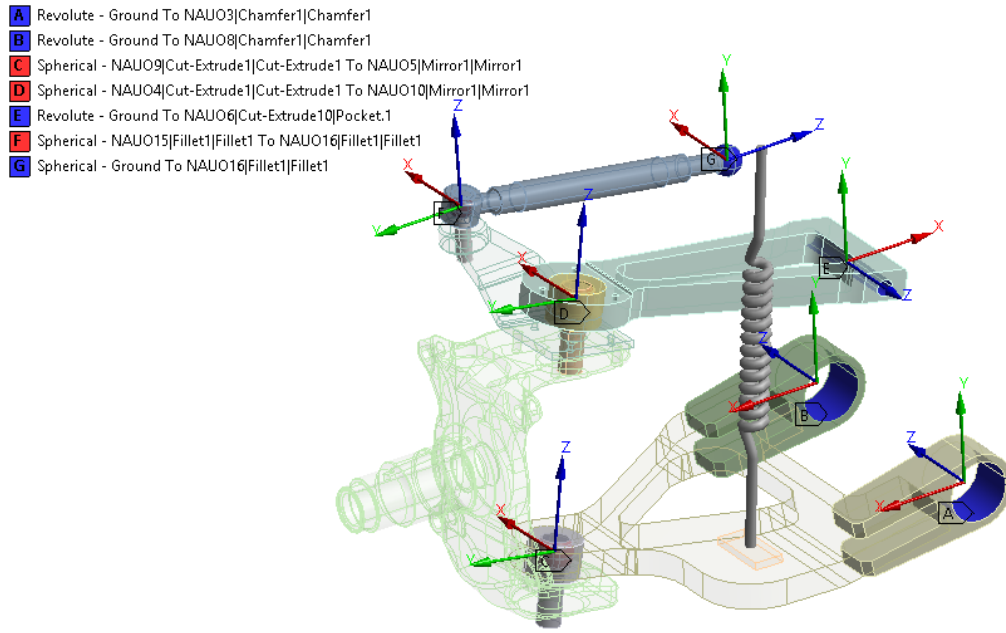
Şekil 3.20 Üst salıncak üretilebilir nihai tasarım: a.Boşaltılabilir ortak hacim b. Nihai salıncak tasarımı

3.6 Süspansiyon Sisteminin Montajlı Analizi

Alt salıncığın tasarımı mafsalları kuvvetlerinin elde edilmesi ile tekil parça üzerinden yapılmıştır. Üst salıncakta ise parçanın analizi süspansiyon sistemi kompleksi içerisinde yapılmıştır. Bunun sebebi, alt salıncakta olduğu gibi yay bağlantısı ile kuvvet dengesini sağlayacak bir yapının olmaması ve çoklu cisimler dinamiği modellenmesi ile sistemin mekanik detay tasarımı arasındaki farktan kaynaklanmaktadır. Kinematik olarak aynı yapılar olsa da kinetik olarak üst salıncığın gövde bağlantısındaki konstrüksiyondan kaynaklı yataklaması farklıdır. Aksonun tekil parça olarak statik analizi yapılacak olsa idi de üst salıncak ile aynı durum söz konusu olacaktı. Bu bölüm içerisinde alt salıncak için serbest cisim diyagramına göre MSC ADAMS kinematik analizlerinden elde edilen mafsalları kuvvetleriyle yapılan tekil parça analizi ile aynı bağ noktalarındaki 3 boyutlu modelin montajlı analizinden elde edilen gerilme sonuçları karşılaştırılmıştır. Üst salıncak için Bölüm 3.5 içerisinde topoloji optimizasyonu ile optimum geometrisi belirlenen parçanın doğrulama analizleri yapılmıştır. Hem süspansiyon hem de aktarma organlarının bir elemanı olan akson tasarımının ise dövme operasyonunda kullanılan malzeme mekanik özelliklerine göre yapısal dayanımı incelenmiştir ve en düşük emniyet katsayıları belirlenmiştir.

Sistemin sınır şartları Şekil 3.4 içerisinde belirtilen mafsalları yapısına göre tariflenmiştir. Buna göre alt ve üst salıncaklar döner mafsallar ile taşıt gövdesine bağlanmaktadır. Salıncakların akson ile bağlantısı rotiller vasıtasıyla yapılmaktadır.

Alt ve üst salıncığın akson bağlantılarında küresel mafsalları tanımlaması yapılmıştır. Sistem içerisindeki direksiyon sisteminin bir elemanı olan rot kolu, yüklemesi esnasında sistemin kararsız bir durumda kalıp rijit hareket etmesini önlemesi amacıyla 3 boyutlu tasarım içerisinde dahil edilmiştir. Rot kolunun iz kolu aracılığıyla aksone ve diğer tarafından direksiyon mekanizmasına bağlantısında yine küresel mafsallar tanımlanmıştır. Sistem içerisindeki mafsalları Şekil 3.21’de gösterilmektedir.

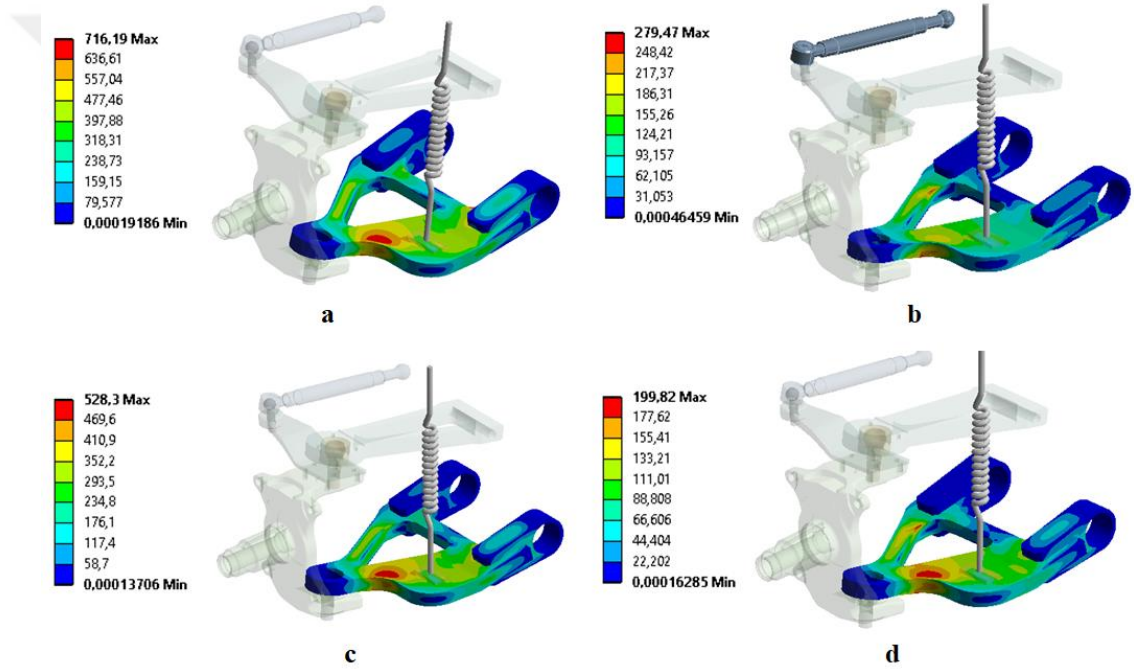


Şekil 3.21 Süspansiyon sistemi mafsalları tanımlamaları

Montajlı komple içerisinde dayanımları incelenecek olan parçaları olan alt salıncak, üst salıncak ve akson için yüksek kalitede sonlu elemanlar ağı kurulurken diğer bileşenler için daha kaba yapıda sonlu elemanlar ağı kurulmuştur. Sistemin ağ kalitesi 0,766 olarak belirlenmiştir. Sonlu elemanlar modeli 3227130 düğüm ve 183422 elemandan oluşmaktadır. Akson için en yüksek gerilme bölgeleri olan rulman oturma ve gerilme yığılmasını azaltmak için yapılmış rulman dayama bölgesinde ağ yapısı iyileştirilmiştir. Akson sonlu elemanlar ağı, 163076 düğüm noktasına ve 107631 eleman sayısına sahiptir. Alt ve üst salıncak için kendi tasarım detaylarını anlatıldığı bölümler içerisinde uygulanan aynı eleman yapısı uygulanmıştır. Alt salıncak 92831 düğüm ve 37515 elemandan, üst salıncak 28492 düğüm ve 6826 elemandan oluşmaktadır.

3.6.1 Alt Salıncak Analiz Sonuçları

Tariflenen dört adet yükleme koşulu, sınır şartları ve sonlu elemanlar ağ yapısına göre süspansiyon sistemi montajlı kompleksi içerisinde yapılan analiz sonuçları verilmiştir. Alt salıncak için tekil parça analizleri ile yapılmış analizler ile montajlı süspansiyon sistemi içerisinde yapılan analiz sonuçları da birbirini doğrulamıştır. Parçanın serbest cisim diyagramı çizildiğinde edilecek mafsalsal kuvvetleri ile yapılmış tekil parça analizi ile montajlı sistem içerisinde yapılmış analizlerde aynı sonuçlar elde edilmektedir. Süspansiyon kompleksi ile yapılan analizler sonucunda alt salıncağa ait eşdeğer gerilme sonuçları Şekil 3.22’de görülmektedir.

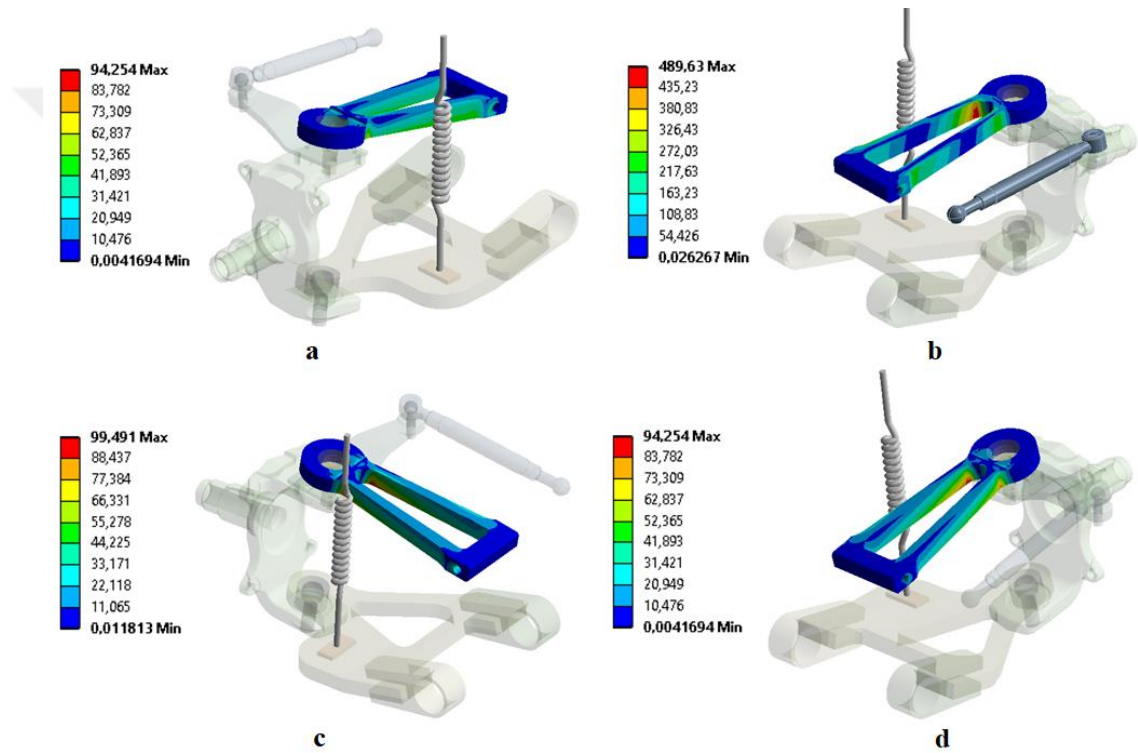


Şekil 3.22 Süspansiyon montajlı analizinde alt salıncak gerilme dağılımı: a. Yükleme 1 b. Yükleme 2 c. Yükleme 3 d. Yükleme 4

Parçalar arasında temas ve mafsalsal tanımları gereği küçük farklar olsa da alt salıncağın tekil parça analizleri ile aynı gerilme sonuçları ve minimum emniyet katsayıları elde edilmiştir. Yükleme tipi 2’de tek parça analizinde maksimum gerilme rotill mafsalsal yatağı içinde çıkarken, montajlı analizde salıncak üzerinde belirlenmiştir. Şekil 3.14 b’de verilen 280 MPa gerilme değeri ile montajlı analizdeki gerilme birbiri ile eşittir. Oluşan fark kontakt tanımlamaları nedeniyle olmaktadır. Montajlı analizler sonucunda da alt salıncak dayanımı doğrulanmıştır.

3.6.2 Üst Salıncak Topoloji Optimizasyonunun Doğrulama Analizleri

Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen nihai tasarım geometrisinin doğrulama analizleri süspansiyon sisteminin montajlı komple analizinde gerçekleştirilmiştir. Alt salıncak için tanımlanan ve mekanik özellikleri Tablo 3.2’de verilen sac malzeme üst salıncak için de tanımlanmıştır. Analiz sonuçlarına göre gerilme dağılımı ve en düşük emniyet katsayıları belirlenmiştir. Dört farklı yükleme tipi için üst salıncak üzerinde gözlemlenen gerilme dağılımları Şekil 3.23’te verilmiştir.



Şekil 3.23 Süspansiyon montajlı analizinde üst salıncak doğrulama analizi a. Yükleme 1 b. Yükleme 2 c. Yükleme 3 d. Yükleme 4

Dört yükleme tipi için verilen analiz sonuçlarına göre en yüksek eşdeğer gerilme değeri 2,5g boyuna darbe senaryosunda elde edilmiştir. Bu senaryoda elde edilen en yüksek eşdeğer gerilme değeri 489,6 MPa’dır. Üst salıncığın minimum emniyet katsayısı 1,81 olarak hesaplanmıştır. $n=1,2$ ’nin üzerinde belirlendiği için tasarım emniyetli bulunmuştur (Rende, 1996). Yapılan doğrulama analizleri sonucunda seçilen üst salıncak malzemesine ve üretim yöntemine göre tasarım doğrulanmıştır. Nihai tasarımda başlangıç tasarımına göre %41,1 hafifleştirme sağlanmıştır.

3.6.3 Akson Dayanım Analizleri

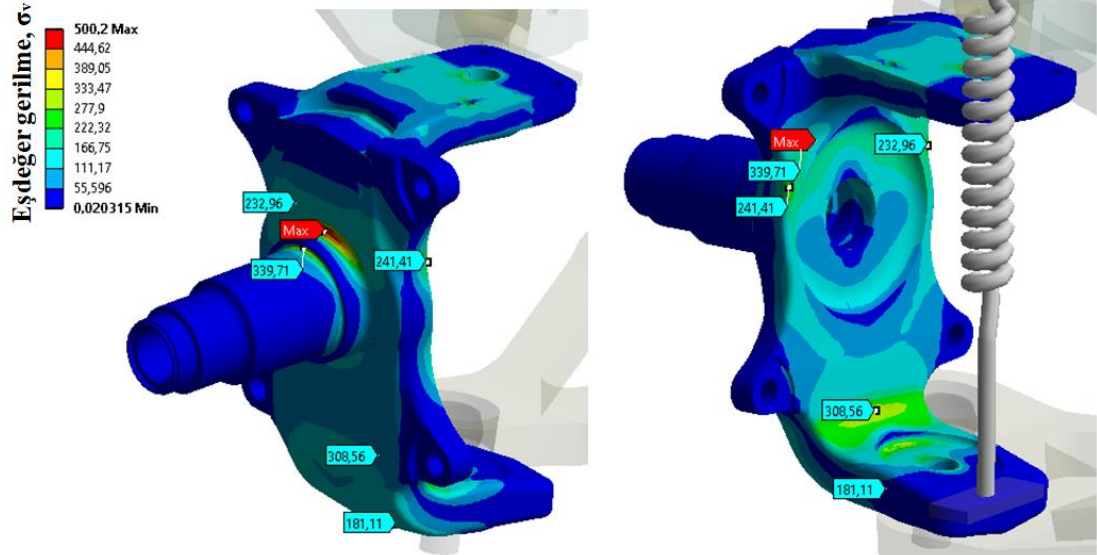
Belirtilen sınır şartları ve yükleme tiplerinde aksonun dayanım incelemesi yapılmıştır. Akson üzerinde eşdeğer gerilmenin yüksek çıkmasının beklendiği tekerlek rulmanı dayama bölgesinde ağ yapısı iyileştirilmiştir. Süspansiyon montajlı komple içerisinde sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Tekerlek temas noktasından yükleme gerçekleştirilmiştir.

Akson, SAE 4140 (1.7225) malzemedan sıcak dövülerek üretilmektedir. Üretim sonrasında ısıl işleme tabi tutulan aksonun mekanik özellikleri Tablo 3.3'te verilmiştir.

Tablo 3.3 Akson üretiminde kullanılacak malzemenin mekanik özellikleri

E (GPa)	ν (-)	S_{ut} (MPa)	S_y (MPa)	A (%)
210	0,3	900-1100	770	12

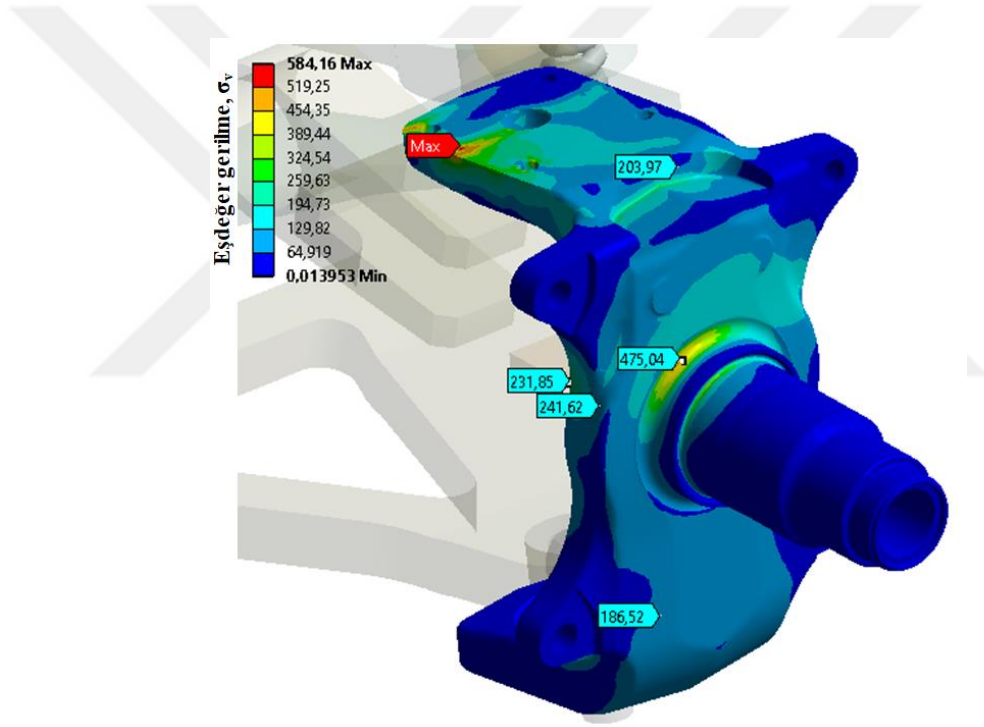
Dört yükleme tipi için analizler tekrarlanmıştır ve akson üzerindeki en düşük emniyet katsayıları belirlenmiştir. Yükleme tipi 1 (tümsek atlama) için analiz sonucu Şekil 3.24'te verilmektedir.



Şekil 3.24 3g tümsek yüklemesinde akson üzerindeki gerilme dağılımı

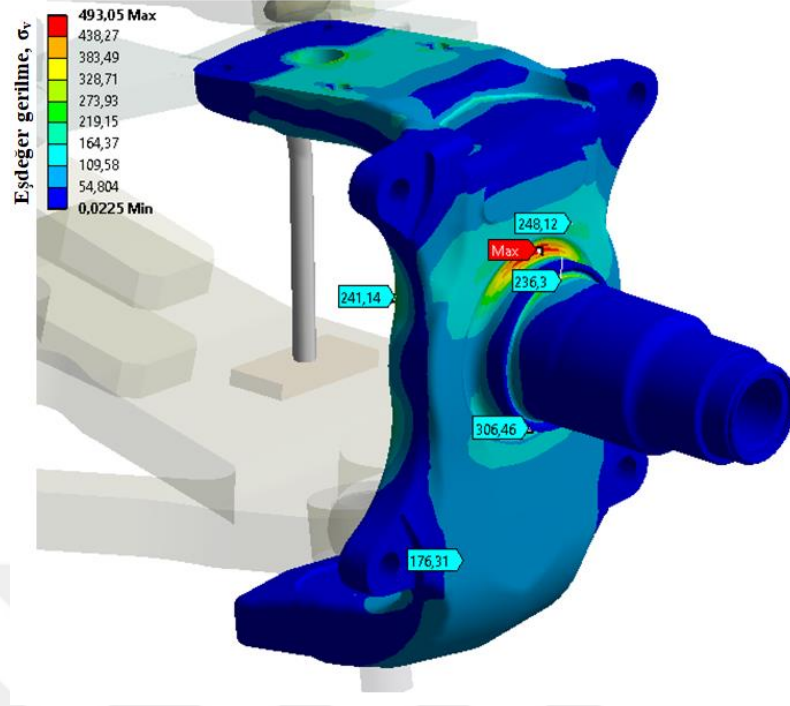
Akson üzerinde en yüksek 500,2 MPa eşdeğer gerilme belirlenmiştir. Akson malzemesine göre minimum 1,54 emniyet katsayısına sahiptir. 3g tümsek atlama yükleme tipine göre aksonun tasarımı uygundur.

Yükleme tipi 2 (boyuna darbe) analiz sonuçları Şekil 2.25'te görülmektedir. Akson üzerinde görülen en yüksek eşdeğer gerilme 475 MPa'dır. En düşük emniyet katsayısı da 1,62 olarak hesaplanmıştır. $n=1,2$ 'nin üzerinde belirlendiği için tasarım emniyetli bulunmuştur (Rende, 1996). Maksimum olarak işaretlenen 584,16 MPa değerindeki gerilme ağ üzerindeki tek bir düğüm noktasındaki tekil gerilmedir, gerçekçi bir sonucu yansıtmamaktadır. O nedenle en düşük emniyet katsayısının hesaplanmasında dikkate alınmamıştır.



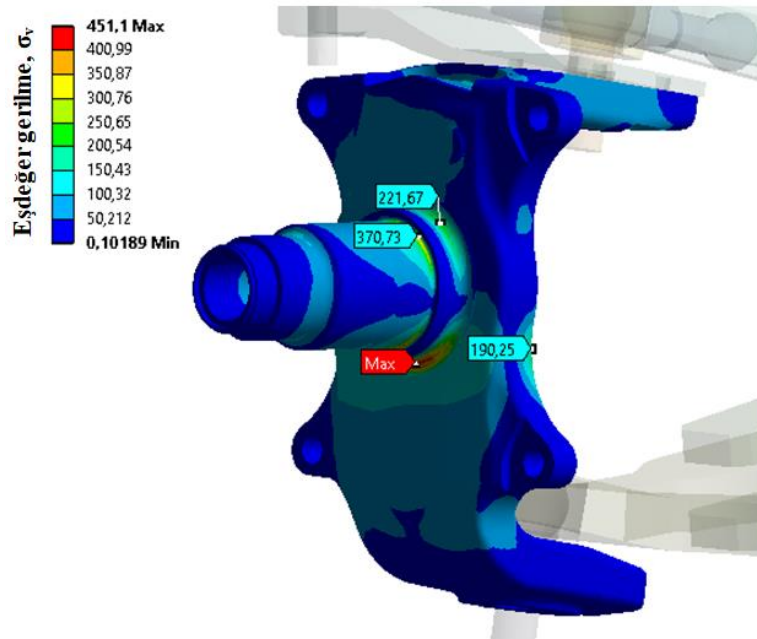
Şekil 3.25 Boyuna darbe yüklemesinde akson üzerindeki gerilme dağılımı

Yükleme tipi 3 (yanal darbe) analiz sonuçları Şekil 3.26'da gösterilmektedir. Bu yükleme senaryosunda akson üzerinde görülen en yüksek eşdeğer gerilme 493 MPa'dır. En düşük emniyet katsayısı 1,56 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.26 Yanal darbe yüklemesinde akson üzerindeki gerilme dağılımı

Yükleme tipi 4 (virajda frenleme) analiz sonuçları Şekil 3.27’de gösterilmektedir. Bu yükleme senaryosunda akson üzerinde görülen en yüksek eşdeğer gerilme 451,1 MPa’dır. En düşük emniyet katsayısı 1,70 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.27 Virajda frenleme yüklemesinde akson üzerindeki gerilme dağılımı

3.7 Helisel Yay Tasarımı

Bölüm 2.3.2 içerisinde düşey titreşim frekansına bağlı olarak hesaplanan mekanik yayın katsayıları ve sönümleme katsayıları farklı yol koşullarında değerlendirilmiş ve taşıt ön aksında tek kütleli çeyrek taşıt modeline göre hesaplanmış 1,1 Hz düşey titreşim frekansını mümkün kılan yay katsayısının uygunluğu belirlenmiştir. 1,1 Hz'lik düşey titreşim frekansına denk düşey yayın katsayısı 343 N/mm'dir. Bu bölüm içerisinde yol dışı araçlarda uygulaması bulunan progresif (artan) karakteristiğe sahip yayın mekanik tasarımı yapılacaktır. Belirlenen yay katsayısı progresif karakteristikli yayın daha sert bölgeye geçmeden önce 1. bölgedeki katsayı değeridir.

3.7.1 Yay Boyunun Belirlenmesi

Çoklu cisim dinamiği modelleri hazırlanan ve 6500 kg ön aks yükünde analizleri gerçekleştirilen sistemin, taşıtın tasarım yükündeki ağırlığında süspansiyon sisteminin bağlantı noktalarına göre yayın $L_D=540$ mm tasarım boyuna sahip olması gerekmektedir. Yay üzerine gelen yükün belirlenmesi için ise tek bir tekerleğe gelen düşey yükün yay çevrim oranı doğrultusunda yay eksenine indirgenmesi hesaplanmaktadır. Tekerlek ve yaya etkiyen kuvvetler Şekil 3.28'de gösterilmektedir. Tasarım yükündeki boyu, tasarım yükü ve katsayısı bilinen yayın, serbest boyu L_F elde edilebilir.

F_T : Tekerlek düşey yükü (N)

F_Y : Yay yükü (N)

L_D : Yayın tasarım yükündeki boyu (mm)

L_F : Yayın serbest boyu (mm)

i_F : Yay çevrim oranı

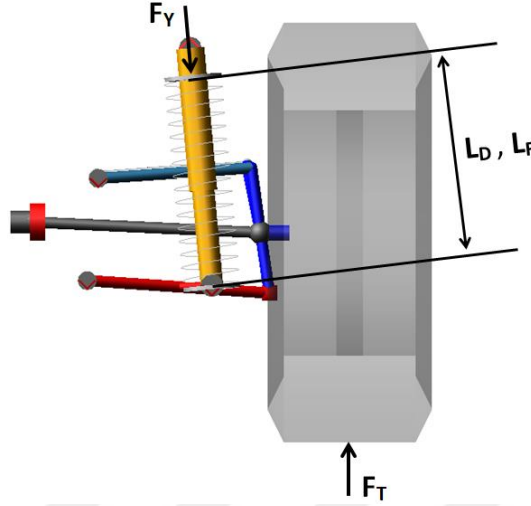
g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2)

c_F : Yay katsayısı (N/mm)

$$F_Y = i_F \cdot F_T \quad (3.26)$$

$$F_Y=1,6 (3250 \times 9,81) \quad (3.27)$$

$$F_Y= 51012 \text{ N} \quad (3.28)$$



Şekil 3.28 Yay kuvvetinin hesaplanması

Yayın mekanik tasarımı için belirlenmesi gereken son parametre ise L_F yayın serbest (yüksüz) boyudur. Katsayısı, yükü ve yüklü boyu bilinen yayın serbest boyunun hesaplanması için denklem 3.30 kullanılmaktadır.

$$C_F = \frac{F_Y}{L_F - L_D} \quad (3.29)$$

Yayın serbest boyu için formül düzenlendiğinde;

$$L_F = \frac{F_Y}{C_F} + L_D \quad (3.30)$$

Formülasyonu ile hesaplanır. Hesaplama sonucunda yayın serbest boyu $L_F=690$ mm olarak belirlenmektedir. Mekanik tasarımı yapılacak yayın özellikleri Tablo 3.4'te verilmiştir.

Tablo 3.4 Helisel yay mekanik tasarım girdileri

Serbest boy (mm)	690
Tasarım yükündeki boy (mm)	540
Progresif 1. Bölgenin Yay katsayısı (N/mm)	343

3.7.2 Helisel Yayın Doğrusal Olmayan (Non-linear) Sonlu Elemanlar Analizi

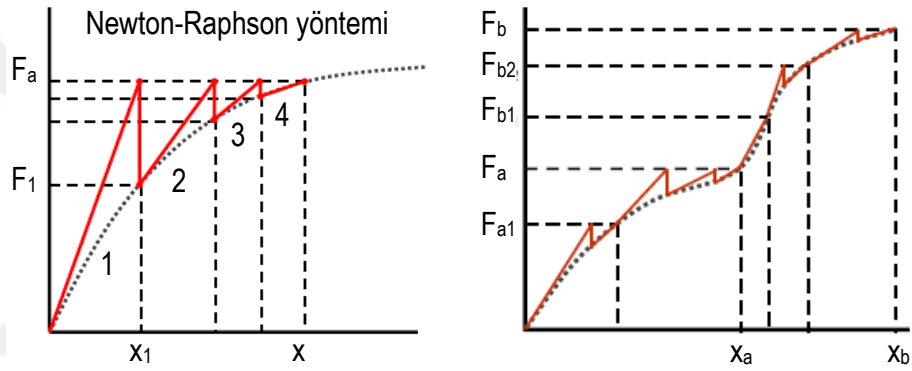
Yaylar, çalıştıkları sistemler içerisinde yük altında yüksek deplasman değişiklikleri altında çalışabilen makine elemanlarıdır. Deplasman ve geometriden kaynaklı doğrusal olmayan durumların etkisini görebilmek için doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi tercih edilmektedir.

Helisel yayın katsayısı doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi kullanılarak elde edilebilir. Elastik özelliklere sahip bir yapı için Hooke Kanununa göre kuvvet [F] ile şekil veya yer değiştirme [u] arasındaki doğrusal ilişki formülasyonda belirtildiği gibi yazılabilir (Topaç ve Bahar, 2019).

$$[F]=[K][u] \quad (3.31)$$

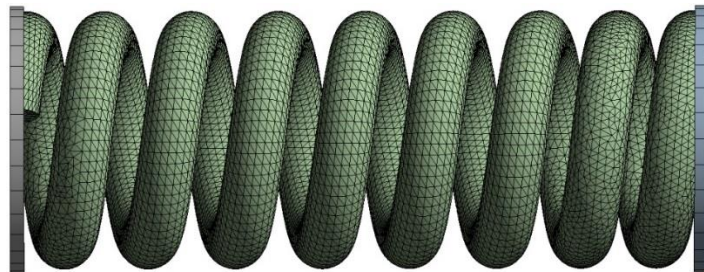
Burada [K] yapının esnekliğini gösteren global direngenlik matrisidir. Farklı sistemler, kullanılan malzeme veya geometrik nedenlerden dolayı doğrusal olmayan özelliklere sahip olabilirler. Ayrıca yüksek deformasyon nedeniyle yapı içerisinde birbirine yeni temas yüzeylerinin oluşması yapının [K] direngenlik matrisini değişmesine neden olarak yapıda veya sistemde doğrusal olmayan durumu oluşturur. Servis yüklemesi altında sistemde oldukça büyük deformasyonlar meydana gelirse geometrik olarak doğrusal olmayan (non-linear) olarak adlandırılır. Helisel bir yay belirtilen özellikleri taşıdığı için doğrusal olmayan bir yapıdır. Bu nedenle yapılan çalışmada yay, doğrusal olmayan yapısal sonlu elemanlar analizlerine tabi tutulmuştur. Doğrusal olmayan deformasyonun etkisi, doğrusal olmayan denklem takımlarının birleştirilmesiyle simüle edilebilir (Yıldız ve Karlı, 2004). ANSYS Workbench sonlu elemanlar yazılım, çözücü olarak Newton-Raphson algoritmasını kullanarak bu yinelemeleri gerçekleştirir. Çözüm esnasında yapılan yinelemelerin her birine denge yinelemeleri denir. Newton-Raphson yönteminde, öncelikle sisteme bir F_a kuvveti etki ettirilmektedir. Daha sonra etki ettirilen F_a kuvvetinin oluşturduğu x_1 deplasman ve F_1 kuvveti hesaplanabilir. $F_a=F_1$ eşitliği sağlamaz ise sistem kararlı değildir. Bu koşulda etki ettirilen kuvvet altında yapının yeni geometrisi ve deplasman davranışına göre yeni [K] direngenlik matrisi belirlenir. Sistemin stabilize olması için F_1 ve F_a arasındaki fark çözüm için tercih edilen bir toleransa kadar indirgenmesi gereklidir. Bu durum gerçekleşene kadar yineleme işlemi devam eder.

Şekil 3.29'da sol figürde gösterilen örnekte sistem dört yineleme ile kararlı hale ulaşır. Çözüm sırasında yakınsamayı kolaylaştırmak için kuvvetler veya deplasmanlar kendi içlerinde parçalanabilirler. Bu parçalar zaman veya alt yineleme adımları ile tanımlanabilir. Yine Şekil 3.29'daki sağ figürde problemi çözmek için iki kuvvet aşaması F_a ve F_b olarak etki ettirilmektedir. F_a kuvveti, F_{a1} alt basamağıyla uygulandığında, F_b kuvveti, F_{b1} ve F_{b2} alt basamaklarıyla uygulanır. Burada düz (kırmızı) ve noktalı (siyah) çizgilerin kesişme noktaları, problem çözümünde yineleme işlemlerinin başarılı olarak çözüme yakınsamanın sağlandığını belirtmektedir. Ayrıca, zaman bağılı olarak kuvvetin alt basamaklarını etki ettirmek de imkan dahilindedir (Topaç ve Bahar, 2019).



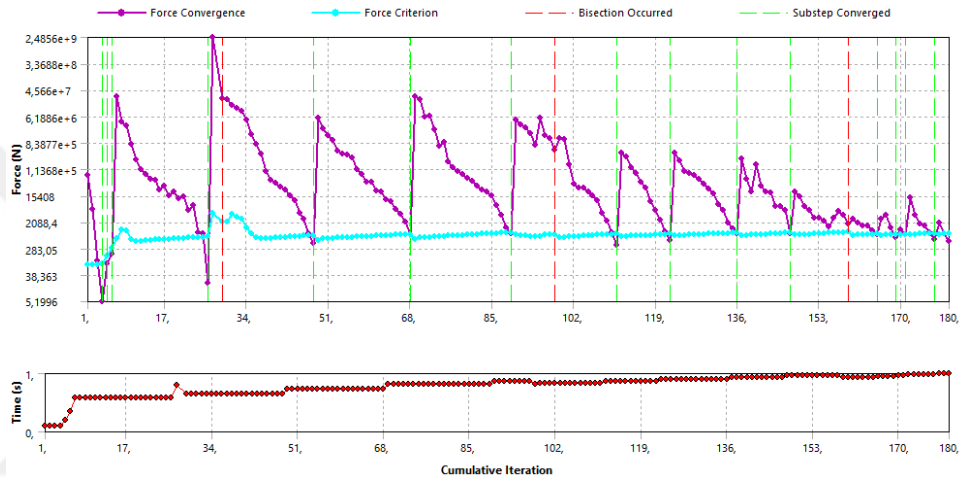
Şekil 3.29 Newton-Raphson Yöntemi (Topaç ve Bahar, 2019)

Çalışma kapsamında yapılacak helisel yayın mekanik tasarımına geçmeden önce endüstride uygulaması olan ve yay katsayısı bilinen bir helisel yayın doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi ile gerçek yay katsayısına ne mertebede yaklaşıldığı incelenmiştir. Yayın sonlu elemanlar ağ yapısı Şekil 3.30'da gösterilmektedir.



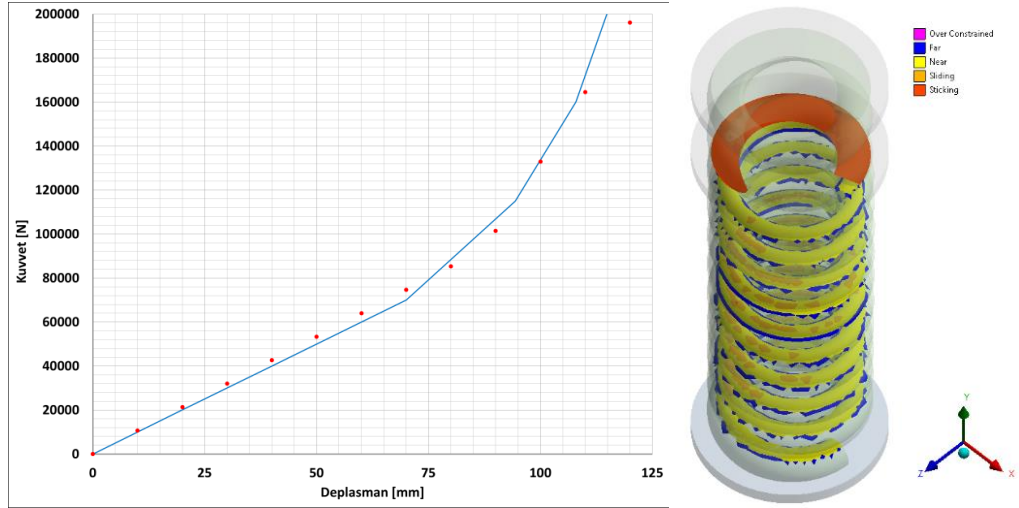
Şekil 3.30 Endüstrideki uygulaması incelenen yayın sonlu elemanlar modeli

Yukarıda belirtilen doğrusal olmayan durumları yaratan koşullardan dolayı, helisel yay sarımları arasında, yük altında yay kapanmaya başladığından ve yeni temas yüzeyleri oluştuğundan, sürtünmeli kontakt tanımlaması yapılmıştır. Yayın alt ve üst bölümünde bulunan analize destek parçalarından biri sabit tutulurken diğeri sadece yayın ekseninde hareket edebilir şekilde serbest bırakılmıştır. Sınır koşulları tamamlandıktan sonra yükleme uygulanmış ve doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Newton-Raphson yöntemine uygun olarak analizin yineleme adımlarını gösteren grafik Şekil 3.31’de verilmiştir.



Şekil 3.31 Newton-Raphson yineleme adımları

Analiz sonucunda endüstriyel uygulaması olan ve gerçek yay katsayısı bilinen yayın sonlu elemanlar analizi ile elde edilen yay karakteristiği gerçek ile yüksek yakınlık oranında eşleştiği görülmektedir. Deneysel olarak edilen ve sonlu elemanlar analizi ile hesaplanan yay karakteristiklerinin karşılaştırması Şekil 3.32’de gösterilmektedir. Grafik içerisindeki kırmızı noktalar deneysel verileri gösterirken mavi renkli düz çizgi grafiği doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi ile hesaplanan değerdir.



Şekil 3.32 Deneysel ve sonlu elemanlar analiz ile elde edilen yay karakteristikleri

3.7.3 Doğrusal ve Progresif Karakteristikli Yayları Yay Katsayısı Karşılaştırması

Helisel bir yayın, yay katsayısı literatürden bilindiği üzere eksenel yüke karşılık toplam şekil değiştirme enerji ve Castigliano teoremi kullanılarak elde edilir (SAE Spring Committee, 1990). Yay katsayısının hesabı denklem 3.31'deki gibi ifade edilir:

$$c = \frac{F}{\delta} = \frac{G d^4}{8 N D^3} \quad (3.32)$$

c: Yay katsayısı (N/mm)

F: Eksenel kuvvet (N)

δ : Deformasyon (mm)

G: Kayma modülü (GPa)

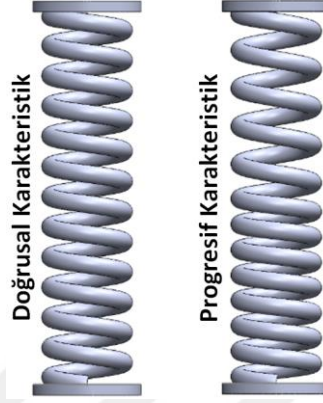
d: Tel çapı

D: Sarım çapı

N: Sarım sayısı

Yay katsayısını doğrudan etkileyen parametreler incelendiğinde, tel çapı (d), sarım çapı (D) ve sarım sayısını (N) sabit tuttuğumuzda, serbest boyları aynı fakat biri doğrusal biri ise progresif karakteristikli iki farklı yay, sonlu elemanlar analizi

uyguladığımızda yayların 1. bölgedeki karakteristiklerinin birbirlerine çok yakın olması beklenmektedir. Aralarında oluşacak fark ise progresif karakteristikli yayın sarımında hatvenin değişken olmasından dolayı helis açısının değişimine bağlı olarak yayın toplam [K] dirençlilik matrislerindeki farktan kaynaklı olacaktır.



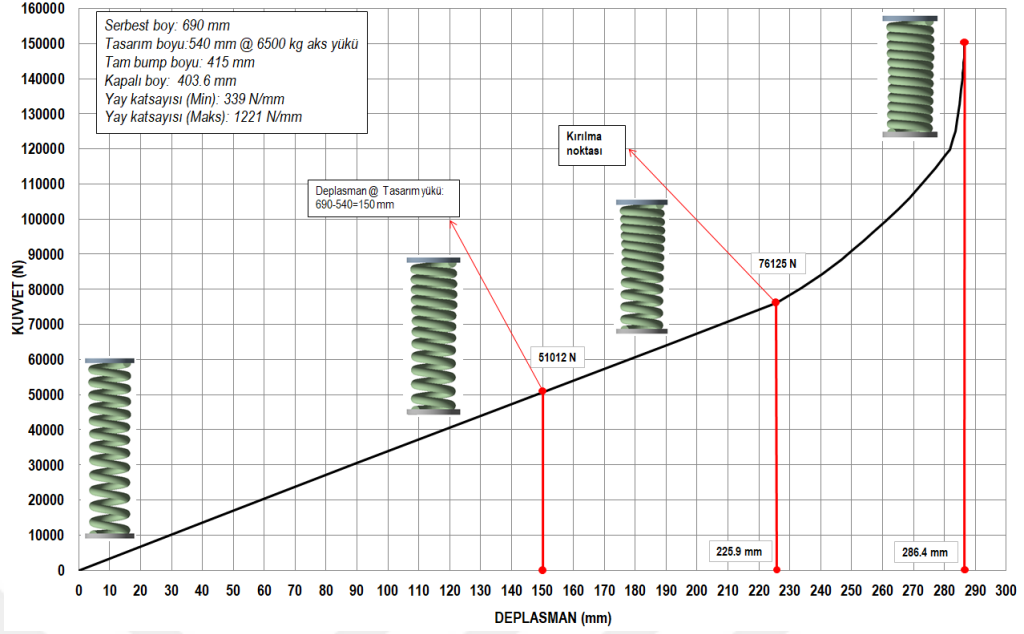
Şekil 3.33 Doğrusal ve progresif karakteristikli yaylar

Yay katsayısı formülasyonunda verilen tel çapı (d), sarım çapı (D) ve sarım sayısı (N) değerleri aynı olan ve Şekil 2.33'te gösterilen yayların katsayıları Tablo 3.5'te verilmiştir. İki yayın katsayıları arasında %0,66 (‰66) fark bulunmaktadır.

Tablo 3.5 Doğrusal ve progresif yayların 1. bölge yay katsayısı karşılaştırması

Karakteristik	Yay katsayısı (N/mm)
Doğrusal	298
Progresif	300
Fark: ‰ 66	

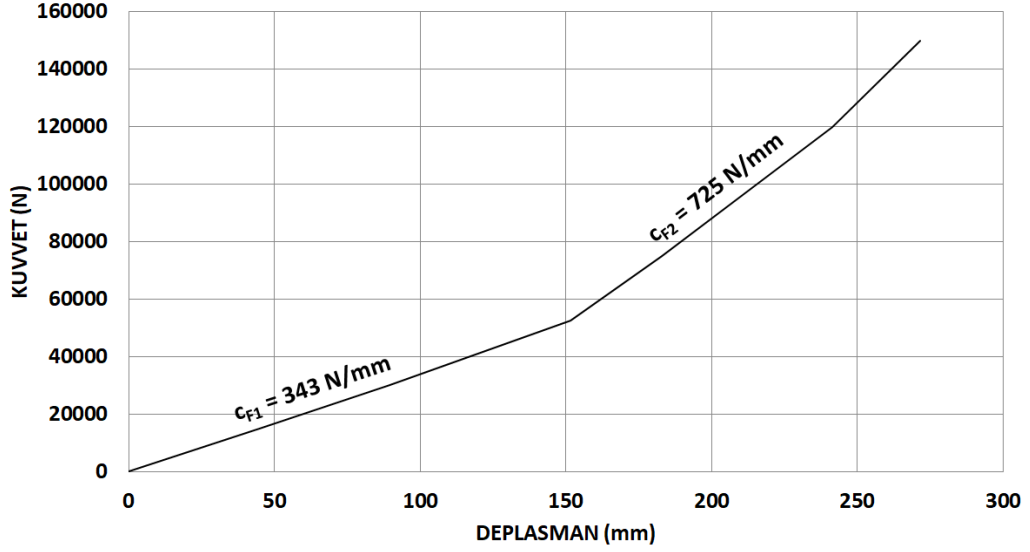
Helisel yayın imalat koşulları ve toleransları göz önüne alındığında bir taşıt yayının katsayı değeri %5 tolerans aralığına sahiptir. Her iki karakteristik arasında belirlenen fark üretim toleransı ile karşılaştırıldığında oldukça düşük bir aralıkta kalmıştır. Şekil 3.33'te gösterilen progresif karakteristikli süspansiyon yayının tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan progresif karaktere sahip yayın karakteristik eğrisi doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi ile hesaplanmıştır. Analiz sırasında analize destek olan parçalardan alt tabla sabitlenirken üst tabla ise yay ekseninde kayabilecek şekilde kılavuzlanmıştır. Yay sarımları arasına sürtünmeli kontakt tanımlaması yapılmıştır. Tasarlanan yayın yay karakteristik grafiği Şekil 3.34'te görülmektedir.



Şekil 3.34 Progresif helisel yay karakteristiği

3.7.4 Progresif Helisel Yay Karakteristiğinin Taşıtın Yalpa Davranışına Etkisi

Nihai olarak elde edilen yay tasarımında helisler arası hatve değerlerini değiştirerek ve yayın birinci kademesindeki yay katsayısını koruyarak Şekil 3.34'te görülen kırılma noktasının yeri değiştirilebilir. Taşıtın tasarım yüküne bağlı olarak düşey salınım veya yalpa karakteristiğine müdahale etmek mümkündür. Belirlenen kırılma noktası geriye çekilmek suretiyle aynı yükleme altında daha sert özellik gösteren yay, aynı viraj hareketi sırasında taşıt gövdesinin daha az yalpa açısı yapmasını sağlayabilirken, düşey ivme değerlerinin de artmasına neden olarak konfor hissiyatını azaltabilmektedir. Birinci kademe yay katsayısı c_{F1} aynı kalarak kırılma noktası öne çekilmiş alternatif bir yay tasarımının karakteristik eğrisi Şekil 3.35'te gösterilmektedir. Solidworks paket yazılımı içerisinde tel çapı, sarım çapı ve sarım sayısı sabit tutulmak kaydıyla hatve ölçüleri değiştirilerek oluşturulmuş alternatif tasarımın karakteristiği de yine doğrusal olmayan sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanmıştır.



Şekil 3.35 Kırılma noktası öne alınmış alternatif yay karakteristiği

Taşıtın yalpa hareketi sırasında yay, ikinci kademe bölgeye daha çabuk geçip daha yüksek katsayısıya sahip bölgede daha az deplasman yaparak taşıt gövdesini desteklemektedir ve daha az yalpa yapmasını sağlamaktadır. Eğer ki bu uygulama tasarım çalışması yapılan taşıta herhangi bir sebeple uygulanamıyorsa, bu durumda süspansiyon sistemi içerisine stabilizatör uygulaması tasarım tavsiyesi olarak verilir.

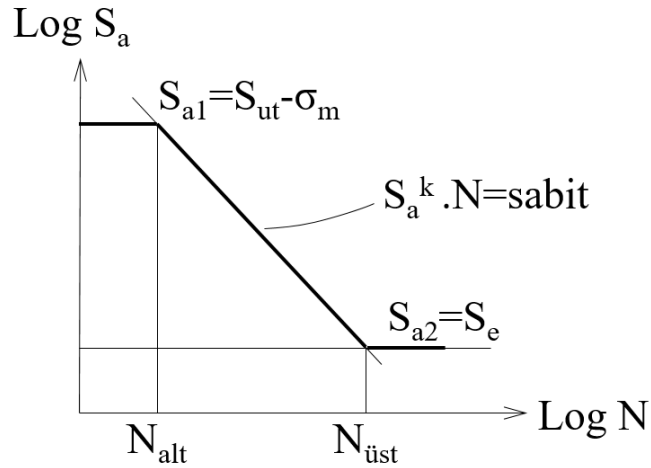
Nihai ve kırılma noktası öne alınmış alternatif tasarım yaylar tam taşıt modeli üzerine ayrı ayrı uygulanmıştır. Bölüm 2.3.4.2’de belirtilen şartlar aynı simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve taşıtın yalpa davranışı incelenmiştir. Nihai yayın yalpa hareketi sırasında kırılma noktasına ulaşmayıp deplasman değerinin birinci kademe bölgede kaldığının tespitine istinaden lineer olarak tanımlanmıştır. Yalpa hareketi sırasında ikinci kademe bölgeye geçen yay ise progresif olarak tariflenmiştir.

Doğrusal yay uygulamasında birim yanal ivmede (1g) taşıt gövdesi 17° yalpa açısı yaparken, progresif karakteristlikli yay uygulamasında $13,5^\circ$ yalpa yapmaktadır. Diğer bir deyişle lineer yay ile donatılmış taşıtın yalpa gradyanı $17^\circ/g$ iken progresif yay ile donatılmış taşıtta yalpa gradyanı $13,5^\circ/g$ ’dir. Progresif karakteristlikli yay uygulaması ile taşıtın viraj davranışı ve yalpa gradyanında %20,6 iyileşme sağlanmıştır.

3.8 Süspansiyon Sisteminin Yorulma Dayanımı İncelemesi

Yorulma, servis koşulları altında akma mukavemeti limitlerinin altındaki tekrarlı yüklemeye maruz parçaların hasara uğramasıdır. Statik yüklemeye altındaki mukavemet şartlarını yerine getirebilen tasarımlar, değişken ve tekrarlı yük altında hasara uğrayabilir. Bu nedenle değişken yüklemeye koşullarına maruz kalan bileşenler statik zorlamanın yanında yorulma dayanımı olarak da incelenmelidir. Statik yüklemeye maruz olmayan bir bileşenin tekrarlı yüklemeye altındaki hasara uğramasının sebebi çentik faktörleri ve dış etkenlerdir. Bunlar malzemenin üretim yöntemi ile birlikte elde edilen yüzey kalitesi, malzeme iç yapısı, kumlama gibi operasyonlardır. Parçaların boyutsal özellikleri ve geometriler çentik etkisi nedeniyle parça ömrüne etki etmektedir. Ayrıca sıcaklık ve korozyona maruz bırakan dış ortamlar da yorulma ömrüne etki etmektedir. Süspansiyon sistemi içerisinde alt salıncak, üst salıncak ve aksunun yorulma dayanımı incelenmiştir.

Yorulma incelemesi için salıncakların üretildiği yüksek mukavemetli çelik sacın ve dövme malzeme aksunun mekanik özelliklerinden faydalanılarak iki malzeme için ayrı ayrı basitleştirilmiş pratik Wöhler diyagramı yaklaşık olarak oluşturulmuştur. Oluşturulan basitleştirilmiş Wöhler diyagramı Şekil 3.36'da görülmektedir.



Şekil 3.36 Basitleştirilmiş Wöhler diyagramı (Topaç, Günal ve Kuralay, 2008)

İlk olarak diyagramı düşey olarak limitleyen iki gerilme olan $S_{a1} = S_{ut} - \sigma_m$ ve $S_{a2} = S_e$ değerleri hesaplanır. S_{a1} 'in tekrarlanan yüklemeye sayısı $N_{alt} = 10^2$ ve sürekli mukavemet limiti bilinen çelik malzemeler için $N_{üst} = 10^6$ tekrar sayısından sonra sabit

kaldığı kabulü yapılmıştır. Elde edilen iki nokta doğrusal olarak birleştirilmiştir (Schijve, 2008).

S_{a1} : Gerilme üst limiti

S_{a2} : Gerilme alt limiti

S_{ut} : Çekme mukavemeti

N : Yükleme tekrar sayısı

σ_m : Ortalama gerilme

S_{a1} 'in belirlenmesi için tekrarlı yüklemeye maruz elemanda meydana gelen en yüksek ve en düşük gerilmenin ortalaması olan σ_m bulunmalıdır.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.33)$$

S_e , sistem parçalarının düzeltilmiş mukavemet değeri olup, ideal şartlar altında sahip olacağı S_e' ile hesaplanmıştır. Yüzey işleme çok hassas yapılmış pürüzlülük değeri düşük ve çekme mukavemeti 1400 MPa'ın altında dayanıma sahip çelik malzemeler için S_e' çekme dayanımının 0,504 katı olarak alınır. Tasarımda öngörülüp imalatta kullanılan yöntemler, aynı hassas pürüzlülük değerlerine sahip olmadığı için S_e 'nin belirlenmesinde ilave düzeltme faktörlerine ihtiyaç vardır.

$$S_e = k \cdot S_e' \quad (3.34)$$

Düzeltilme faktörleri ise üretim yöntemleri, gerilme yığılması ve çalışma şartlarına göre belirlenip alt gerilme limiti hesaplanır.

$$k = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \quad (3.35)$$

k_a : Yüzey faktörü

k_b : Büyüklük faktörü

k_c : Yükleme faktörü

k_d : Sıcaklık faktörü

k_e : Çentik faktörü

K_f : Yorulma gerilme yığılma faktörü

K_t : Statik gerilme yığılma faktörü

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (3.36)$$

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad (3.37)$$

Dayanımın ön planda olduğu tasarımlarda ise $K_f=K_t$ alınabilir. Deneysel olarak ve literatürden elde edilebilecek düzeltme faktörleri yardımıyla S_{a2} belirlenip elde edilen Wöhler diyagramları ile yorulma analizleri gerçekleştirilir. K_t , statik gerilme yığılma faktörüdür ancak literatürden elde etmek zordur. Çentik etkisi altındaki en yüksek gerilmenin, çentiğin olmadığı durumda beklenen gerilmeye oranı olarak ifade edilmektedir.

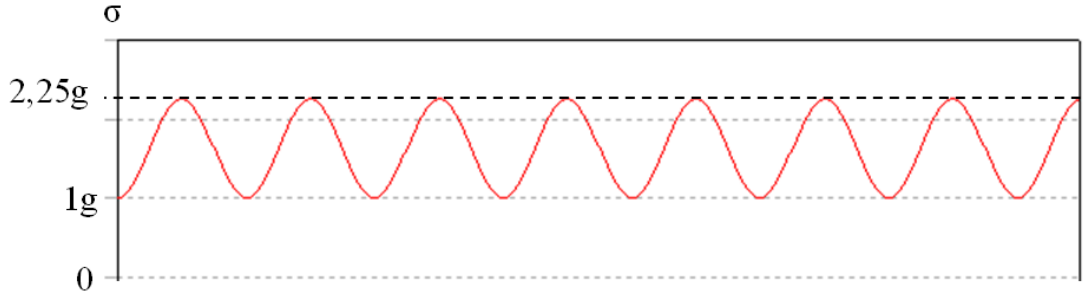
3.8.1 Yorulma Analizinde Uygulanan Yükleme Sınır Şartı

Statik yapısal analizlerde uygulanan yükleme şartları ile yapının akma mukavemeti limitine göre kıyaslama yapıp en düşük emniyet katsayıları belirlenmektedir. Akma mukavemetinin altındaki tekrarlı yüklemeler için ise sistemin çalışma şartlarına göre ve literatürde önerilen yükleme tipine göre sınır şartları belirlenmiştir. Statik analizlerde sistem elemanlarını en çok zorlayan yükleme tipi 3g tümsek atlama senaryosudur. Yorulma analizlerinde de bu dikkate alındığında yapının yorulmasına neden olacak en kötü yükleme şekli aynıdır. Yorulma analizlerinde kullanılan yüklemenin yerçekimi ivmesi cinsinde bileşenleri Tablo 3.6'da verilmektedir (Ersoy ve Heissing, 2011).

Tablo 3.6 Yorulma analizi yükleme şartı

Analiz	Yükleme tipi	İvme Cinsinden Bileşen		
		X	Y	Z
Yorulma	Tümsek atlama	0,00	0,00	2,25

Yüklemenin şekli ve genliği yorulma ömrüne etki etmektedir. Gerilme genliği, taşıtın statik durağan halindeki 1g düşey tekerlek yüküne denk düşen gerilme değeri ile 2,25g düşey tekerlek yüküne denk düşen gerilmenin arasında sinüs fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Uygulanan yüklemdeki gerilme genliğine ait sinüs grafiği Şekil 3.37’de görülmektedir.



Şekil 3.37 Gerilme genliği grafiği

ANSYS Workbench 17.2 ticari paket yazılımının arayüzüne Wöhler diyagramları tanımlanmaktadır. Analiz gerilme-ömür (stress-life) yaklaşımına göre çözülmüştür. Ortalama gerilmenin sıfırdan büyük olması durumunda Goodman yaklaşımının kullanılması önerilmektedir (Schijve, 2008). Emniyet katsayısı n'nin hesaplanması için denklem 3.39 kullanılır.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.38)$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (3.39)$$

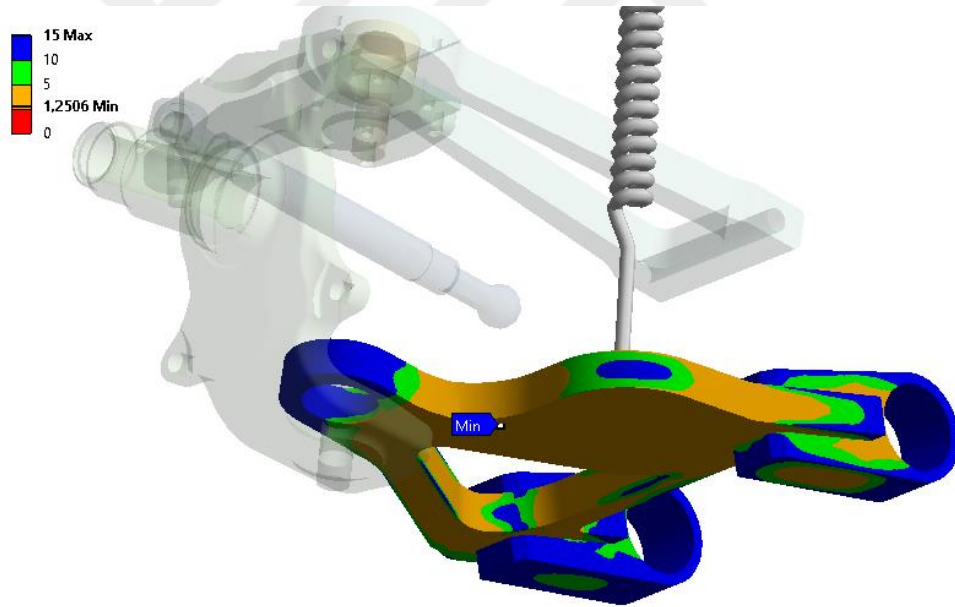
3.8.2 Alt Salıncak Yorulma Analizi

Sac malzemedan üretimi yapılan alt salıncak için bölüm 3.8.1 içerisinde belirtilen hesaplama yöntemi ile basitleştirilmiş Wöhler diyagramı çizilmiştir. Yükleme sınır şartına göre alt salıncak üzerinde 2,25g tümsek atlama sırasında en yüksek eşdeğer gerilme $\sigma_{maks}=535$ MPa ve en düşük gerilme ise $\sigma_{min}=237$ MPa'dır. Ortalama gerilme $\sigma_m=386$ MPa olarak hesaplanmaktadır.

Alt salıncağa ait Marin faktörlerinin hesaplaması ile “k” belirlenebilecektir. Sıcak haddelenmiş sacın yüzey pürüzlülüğüne sahiptir. Bu durumda $a=57,7$ ve $b=-0,718$

olarak tespit edilir ve sonrasında $k_a=0,423$ olarak hesaplanır. Taşıyıcı parça olması ve bundan dolayı yüksek dayanım gerektiren alt salıncağın yüzeydeki yorulma dayanımını artırmak için kumlama operasyonu uygulanmaktadır. Literatürden elde edilen bilgiye göre kumlama operasyonu çelik parçaların yüzey dayanımını yaklaşık %70 artırdığından dolayı $k_a=0,72$ olarak düzeltilmiştir. Büyüklük faktörü $k_b=0,75$, $k_c=1$ ve $k_d=1$ olarak seçilmiştir. Malzeme geometrisi dikkate alındığında $K_f=1,1$ ve dolayısı ile $k_e=0,9$ olarak seçilmiştir. Marin faktörleri birlikte değerlendirildiğinde $k=0,5$ olarak elde edilmektedir (Shigley ve Mischke, 2015; Pilkey W.D ve Pilkey D.F, 2008).

Belirtilen şartlarda oluşturulan Wöhler diyagramı, yükleme tipi ve gerilme genliği ile yorulma analizi yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre alt salıncak en düşük $n=1,25$ yorulma emniyet katsayısına sahiptir. Yapılan sonlu elemanlar yorulma analizi sonuçlarına ait emniyet katsayısı dağılımı Şekil 3.38’de gösterilmektedir.

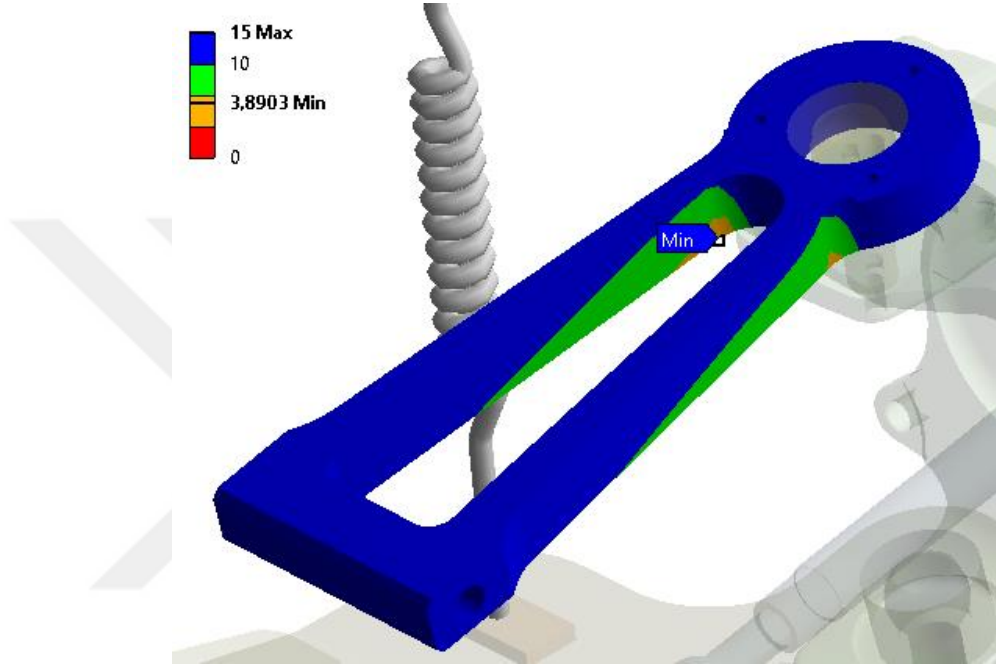


Şekil 3.38 Alt salıncağa ait yorulma emniyet katsayısı dağılımı

3.8.3 Üst Salıncak Yorulma Analizi

Üst salıncak için alt salıncakta uygulanan sınır şartları birebir olarak uygulanmıştır ancak aralarındaki fark üst salıncakta kumlama operasyonu uygulanmamaktadır. Bu nedenle $k_a=0,423$ alınmaktadır ve $k=0,3$ olarak hesaplanmaktadır (Shigley ve Mischke, 2015; Pilkey W.D ve Pilkey D.F, 2008).

Yükleme sınır şartına göre alt salıncak üzerinde 2,25g tümsek atlama sırasında en yüksek eşdeğer gerilme $\sigma_{maks}=70,7$ MPa ve en düşük gerilme ise $\sigma_{min}=31,4$ MPa'dır. Ortalama gerilme $\sigma_m=51$ MPa olarak hesaplanmaktadır. Analiz sonuçlarına göre üst salıncak en düşük $n=3,89$ yorulma emniyet katsayısına sahiptir. Yapılan sonlu elemanlar yorulma analizi sonuçlarına ait emniyet katsayısı dağılımı Şekil 3.39'da gösterilmektedir.



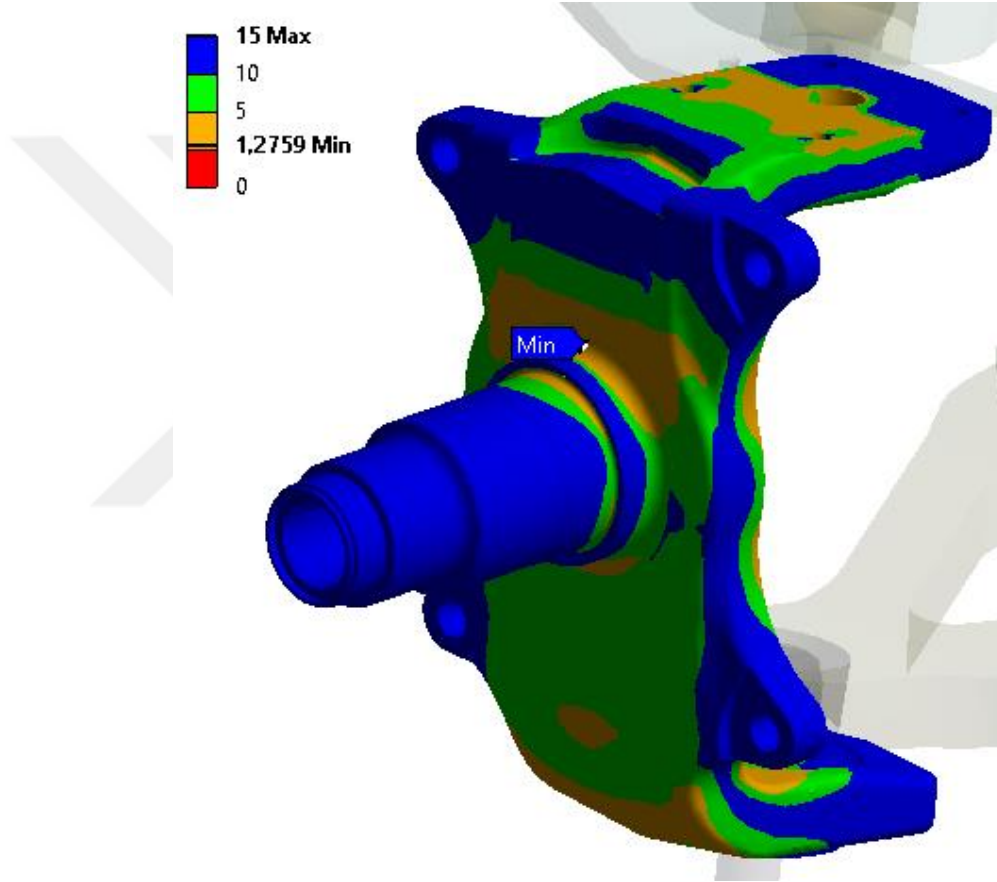
Şekil 3.39 Üst salıncığa ait yorulma emniyet katsayısı dağılımı

3.8.4 Akson Yorulma Analizi

Dövme malzemeden üretimi yapılan akson için aynı yöntem ile basitleştirilmiş Wöhler diyagramı hazırlanmıştır. Yüklemeye sınır şartına göre akson üzerinde 2,25g tümsek atlama sırasında en yüksek eşdeğer gerilme $\sigma_{maks}=375$ MPa ve en düşük gerilme ise $\sigma_{min}=166,7$ MPa'dır. Ortalama gerilme $\sigma_m=270,85$ MPa olarak hesaplanmaktadır. Akson üzerindeki en yüksek gerilmenin belirlendiği bölgeler, rulman ve sızdırmazlık keçelerin montajları için taşlanmaktadır bu nedenle $k_a=0,89$ olarak belirlenmektedir. Aksonun en yüksek gerilme bölgesindeki geometri ve kenar radyüs ölçüsü dikkate alındığında $k_b=0,7$ olarak alınmıştır. Eğilme yüklemesine maruz kaldığı için $k_c=1$ ve 250°C sıcaklığının altında çalıştığı için $k_d=1$ olarak alınmıştır. Çentik faktörünün hesaplanmasında $K_t=1,78$ ve $k_e=0,561$ olarak

belirlenmiştir. Akson için toplam düzeltme faktörü $k=0,35$ hesaplanmıştır ve Wöhler diyagramına aktarılmıştır (Shigley ve Mischke, 2015; Pilkey W.D ve Pilkey D.F, 2008).

Belirtilen şartlarda oluşturulan Wöhler diyagramı, yükleme tipi ve gerilme genliği ile yorulma analizi yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre alt salıncak en düşük $n=1,27$ yorulma emniyet katsayısına sahiptir. Yapılan sonlu elemanlar yorulma analizi sonuçlarına ait emniyet katsayısı dağılımı Şekil 3.40'ta gösterilmektedir.



Şekil 3.40 Aksona ait yorulma emniyet katsayısı dağılımı

BÖLÜM DÖRT

SONUÇ VE ÖNERİLER

Çok amaçlı kullanımı olan iki akslı ve tahrikli 4x4 bir askeri taşıtın bağımsız süspansiyonunun geliştirilme süreci tez içerisinde verilmiştir. Yüksek hareket kabiliyetine sahip bu tip taşıtlar, mühimmatın ve personelin doğru noktaya hızlı ve zarar görmeden ulaştırılmasında büyük önem arz etmektedir. Çalışma kapsamında tasarımı yapılan bağımsız süspansiyon sistemi, taşıt tekerleğine toplam 350 mm düşey deplasman imkanı tanımaktadır. Bağımsız süspansiyon sistemi altyapısı ise tekerleklerin birbirinden ayrı hareket edebilme kabiliyetinden ötürü taşıta yüksek hareket ve manevra kabiliyeti kazandırmaktadır. Bozuk arazi şartlarında hareket eden bu taşıtlarda yolcuların ve sürücünün, güvenliği ve konforu da üst düzeyde sağlanmalıdır. Günümüz koşullarında artan rekabet ortamı ile birlikte ilgili mühendislik çalışmalarında gerek prototip sayılarının azaltılması gerekse test sürelerinin ve proje maliyetlerinin düşürülmesi için taşıt dinamiği çalışmalarına verilen önem artmıştır.

Bu tez kapsamında da MSC ADAMS çoklu cisimler dinamiği yazılımı yardımı ile sanal süspansiyon ve araç prototipleri oluşturulmuştur. Süspansiyonun çoklu cisimler dinamiği modellemesi ile ön aks parametreleri belirlenmiş ve tekerlek düşey deplasmanına bağlı olarak bu parametrelerin değişimleri incelenmiştir. Özellikle lastik açısının azaltılabilmesi için iz genişliği değişiminin minimize edilmesi gerekmektedir. Bu durum salıncakların kinematik olarak birbirine paralel şekilde konumlandırılmasıyla mümkündür. Fakat gerek mekanik tasarımda karşılaşılan yerleşim sorunları, gerekse şasi veya gövde konumunun salıncak kolları bağlantı noktalarını sınırlaması gibi tasarım kısıtları nedeniyle paralel kol tasarımını pratikte uygulamak zordur. Literatürde tavsiye edilen ± 40 mm tekerlek deplasmanında iz genişliği değişiminin 25 mm'yi geçmemesi önerilir. Yapılan analizlerde 32,9 mm tespit edilmiştir. Yüksek mobilite ve taktik tekerleklerin kullanılması nedeniyle tekerlekli askeri bir taşıt için belirlenen değer uygundur.

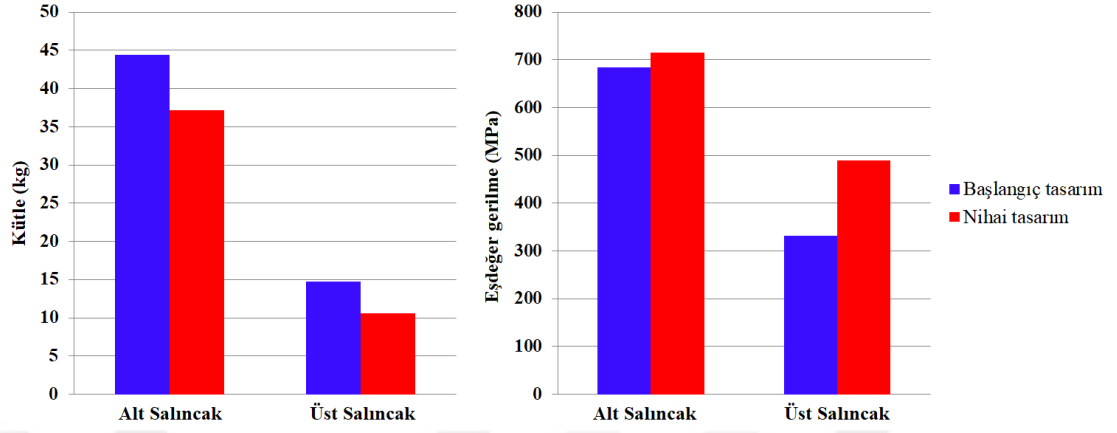
Taşıt süspansiyonunda uygulanacak yay ve amortisör çiftinin, katsayılarının belirlenmesi için literatürde belirtilen $f=0,92 - 1,33$ Hz aralığında düşey titreşim

frekansı aralığı taranmıştır. Bu tarama için 0,9 Hz'den başlayarak 1,4 Hz'e kadar ön aksta uygulanacak yay katsayıları belirlenmiştir. Bozuk arazi koşullarında hareket edecek taşıtın amortisör katsayılarının hesaplanması için şasi sönüm faktörü $D=0,4$ olarak kabul edilmiştir. Seçilen yay ve amortisör çiftleri, tam taşıt modeline ayrı ayrı uygulanarak sürücü koltuğu bölgesindeki düşey ivme değerleri çalışma kapsamında araştırılmıştır. Taşıtın trapez engel ve AVTP parkuru geçişinde sürücü koltuğundaki ivmenin 25 m/s^2 'nin (2,5 g) üzerine çıkmaması gerekmektedir. Toplam 6 adet aday yay katsayısı arasında, taşıt yüksekliği, tekerlek kamberi ve sürücü koltuğu düşey ivmesi değerleri incelenerek ön aksta 1,1 Hz düşey titreşim frekansını mümkün kılan, 343 N/mm sertlik değerine sahip yay, taşıta uygulanacak yay olarak seçilmiştir.

Kinematik bağlantı noktaları ve süspansiyon karakteristikleri belirlenen süspansiyon sisteminin performansını değerlendirmek için tam taşıt simülasyonları yapılmıştır. Çalışma kapsamında AVTP 03-40'a göre frenleme, AVTP 03-160 W'ya göre daire çizme ve şerit değiştirme, AVTP 03-170'e göre arnavut kaldırımı, trapez engel geçiş, daire engel geçiş ve son olarak ITOP2-2-714'e göre AVTP parkuru simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Yapılan sanal prototip simülasyonlarına göre süspansiyon sisteminin performansı uygun bulunmuştur ve çalışmanın ikinci bölümü olan mekanik tasarım bölümüne geçilmiştir.

Süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesinde yaygın olarak kullanılan ve literatürde yeri bulunan standart tekerlek yüklerinden faydalanılmıştır. Bu yükler, taşıt tekerleklerine gelen dinamik yüklerin, sanki statik (quasistatic) olarak uygulanan yerçekimi ivmesi (g) cinsinden tanımlanmış yüklerdir. Belirlenen standart yük tipleri, süspansiyon sisteminin mekanik tasarım süreci sonrasında yapılan sonlu elemanlar analizine girdi oluşturulabilmesi için yarım taşıt modelinde uygulanmıştır ve mafsal noktalarındaki kuvvet değerleri belirlenmiştir. Sistemin mekanik tasarımı için ise sistem içerisindeki parçaların hareket zarfları, bağlantı noktaları, taşıtın taban serbestliği ve parçalar arasında sağlanması gereken minimum mesafeler göz önüne alınarak 3 boyutlu başlangıç tasarımları sonlandırılmıştır. Alt ve üst salıncığın tasarımında topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Optimizasyon çalışmaları sonucunda parçalar mukavemet olarak emniyetli tarafta kalarak, alt salıncakta %19,5 ve üst salıncakta %41,1 hafifleştirme sağlanmıştır. Salıncakların başlangıç ve nihai

tasarımlarındaki kütle ve en yüksek eşdeğer gerilme karşılaştırması Şekil 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1 Salıncaklara ait kütle ve gerilme sonuçlarının karşılaştırılması

Akson hem süspansiyon sisteminin hen de tahrik milinin ve planet dişli ile birlikte poyra grubunun üzerine yatakladığı elemandır bu nedenle yol düzgünlüklerinden kaynaklı sönümlenmeyen dinamik yükleri karşılayan bir bileşendir. Yüksek dayanım gereksiniminden dolayı malzemenin mikro yapısında inceli taneli ve yönlendirilmiş lif yapısına ihtiyaç duymaktadır. Akson, sıcak dövülerek üretilen ve ısı işlem gören bir parçadır. Gerekli görüldüğü taktirde özellikle tekerlek rulmanlarının yatakladığı düz ve radyüslü bölgelerde indüksiyon ile sertleştirme de uygulanabilir. Dövme malzemesi olarak SAE 4140 (1.7225) seçilmiştir. Seçilen malzemeye göre dört tip yükleme senaryosunda yapılan sonlu elemanlar analizleri ile en düşük emniyet katsayısı 3g tümsek atlama durumunda 1,54 olarak belirlenmiştir.

Süspansiyon yayı, çalışma içerisinde mekanik tasarımı yapılan diğer bir yapısal parçadır. Helisel yayın parametrik mekanik tasarımı Solidworks 2016 ticari paket yazılımında yapılmıştır. Solidworks 2016 helis tasarımı için sahip olduğu modülü ve bu modül içerisinde sağladığı kullanıcı dostu arayüzü ile bir helisel yayın tasarımında tarafımcı tavsiye edilmektedir. Başlangıç tasarımı tamamlanan helisel yayın 343 N/mm (1,1 Hz) yay katsayısını sağlayan tek çapı ve nominal sarım çapı belirlenmiştir. Helisel yayın karakteristik eğrisinin doğrusal olmayan sonlu elemanlar yöntemi ile belirlenmesi için 3 boyutlu bilgisayar destekli modeli hazırlanmıştır. Progresif karakteristikli olarak tasarlanan yayın kuvvete bağlı deplasman grafiğinin

elde edilmesi için doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizinden faydalanılmıştır. Sonlu elemanlar analizleri ANSYS Workbench 17.2 ticari paket yazılımında yapılmıştır. Eğer ki taşıt üzerine uygulanan yay, hedeflenen düşey sürüş frekansını sağlamasına rağmen viraj hareketi sırasında taşıt gövdesinin fazla yalpa yapmasına neden oluyorsa, bu tip durumlarda viraj denge çubuğu (stabilizatör) uygulaması tavsiye edilmektedir. Ancak tasarım hacmine parçanın paketlenmesinin zorluğu ve yüksek tekerlek deplasmanı gerekliliğinden dolayı uygulama şansı az bir sistemdir. Bu durumda progresif karaktere sahip yayın 1. bölgesi ile 2. bölgesi arasındaki sertliğin yükseldiği kırılma noktasının geriye çekilmesi, mekanik tasarım tavsiyesi olarak verilmektedir. Belirtilen mekanik tasarım tavsiyesi ile doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi kullanılarak yay karakteristiği çıkarılıp tam taşıt modeline uygulanmıştır. Progresif karakteristikli yay uygulaması ile taşıtın viraj davranışı ve yalpa gradyanında %20,6 iyileşme sağlanabilir.

Süspansiyon sistemin tasarım metodolojisinin ortaya konulması ve sistemi geliştirme sürecinde taşıtın kullanım amacı ve hedeflerinin belirlenmesinin ardından taşıt hedeflerinin, süspansiyon sistemi hedeflerine indirgenmesi sağlanır. Teknik özellikleri belirlenen süspansiyon sisteminin çoklu cisimler dinamiği yöntemi ile kinematik ve kinetik analizleri için modellemeleri yapılır. Hazırlanan süspansiyon alt sistemi de taşıt modeli ile birleştirilerek tam taşıt sanal prototip modellemeleri yapılır ve süspansiyonun performans incelemeleri gerçekleştirilir. Bu aşamada yapılan analizler doğrultusunda sistemin bağlantı noktaları, süspansiyon karakteristikleri ve sistemin, taşıtın dinamik davranışına etkisi incelenir. Yapılan çalışmanın endüstriyel hale getirilmesi aşamasında belirlenen bağlantı noktaları, ölçüler, taşıt davranışı ve yapısal dayanım göz önünde bulundurularak sistem parçalarının üç boyutlu bilgisayar destekli tasarımları yapılır ve optimum tasarımlarının belirlenmesi için optimizasyon çalışmaları yürütülür. Tasarımı yapılan sistemin son aşamasında ise tekrarlı yüklemelere maruz kalan yapıların yorulma ömrü değerlendirilir. Sistemin temel yapıtaşları olan alt salıncak, üst salıncak ve akson için yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. En düşük yorulma emniyet katsayısı alt salıncak için 1,25, üst salıncak için 3,89 ve akson için 1,27 olarak belirlenmiştir. Kinematik ve kinetik analizleri tamamlanan süspansiyon sisteminin

son olarak da statik ve yorulma dayanımının yapısal olarak doğruluğu sağlanarak nihai sistem tasarımı elde edilmiştir.



KAYNAKLAR

Allied Vehicle Testing Publications, AVTP 03-160. (1991). Dynamic Stability. *NATO Unclassified Publication.*

Allied Vehicle Testing Publications, AVTP 03-40. (1991). Braking. *NATO Unclassified Publication.*

Allied Vehicle Testing Publications, AVTP 03-170. (1993). Suspension Performance. *NATO Unclassified Publication.*

ANSYS Mechanical APDL Element Reference 17.2 (2016). ANSYS Inc., USA. 17 Temmuz 2019, <https://support.ansys.com/portal/site/AnsysCustomerPortal/>

ANSYS topology optimization ACT extension 17.2 release. (2016). ANSYS Inc., USA. 17 Temmuz 2017, <https://support.ansys.com/portal/site/AnsysCustomerPortal/>

Bayram, H., Çokal, İ., Usta, E. (2014). Askeri araçlarda süspansiyon sistemi test sürecinin incelenmesi. *OTEKON'14: 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi Bildiri Kitabı*, 7, 1-6

Bendsøe, M. P. ve Sigmund, O. (2003). *Topology optimization theory, methods and application*. Lyngby: Springer.

Blundell, M. ve Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle Dynamics*. New York: Elsevier.

Demir, C. (2004). Altı tekerlekli taşıtın deneysel ve teorik olarak frekans analizi, Dinamik absorber uygulaması. *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, 1 (4) 27-40.

Dillinger Ürün Kataloğu. (2016). 14 Ağustos 2019,
<https://www.dillinger.de/d/downloads/download/6703>

EN 10025-6 (2009). Hot rolled products of structural steels, Part 6: Technical delivery conditions for flat products of high yield strength structural steels in the quenched and tempered condition.

Ersoy, M. ve Heissing, B. (2011). *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. Berlin: Vieweg+Teubner.

Gillespie, T.D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrandale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc.

Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics: theory and applications* (9.Baskı). New York: Springer.

Jazar, R.N. (2017). *Vehicle dynamics: Theory and applications* (3. Baskı). New York: Springer International Publishing AG 2017.

Johnsen, S. (2013). *Structural topology optimization*. Yüksek lisans tezi, Norwegian University of Science and Technology, Norveç.

Kyung, K.C., Tang, J., Hardee, E. ve Youn, B.D. (2005). Application of reliability based design optimization to durability of military vehicles. *SAE 2005 World Congress and Exhibition, technical paper 2005-01-0530*.

MSC Software Help Document for Adams Car Ride. (2017). MSC Software, USA.
10 Temmuz 2019,
<https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=home>

Pilkey, W. D. ve Pilkey D. F. (2008). *Peterson's stress concentration factors* (3.Baskı). New Jersey: Wiley.

Reimpell, J. (1974). *Fahrwerttechnik* (3.Baskı). Würzburg: Vogel-Verlag.

- Reimpell, J. (1988). *Fahrwerttechnik:Radaufhangungen* (2.Baskı). Würzburg: Vogel-Verlag.
- Reimpell, J.ve Stoll, H. ve Betzler, J. (2001). *The automotive chassis: engineering principles* (2.Baskı). Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Rende, H. (1996). *Makine elemanları, Cilt 1* . İstanbul: Seç Yayın Dağıtım
- SAE Spring Committe. (1990). *Spring design manuel*. Society of Automotive Engineers, Warrendale.
- Schijve, J. (2008). *Fatigue of structures and materials* (2.Baskı). Delft: Springer.
- Sergent, N., Tirovic, M., Voveris, J. (2014). Design optimization of an opposed piston brake caliper. *Engineering Optimization*, 46 (11), 1520-1537.
- Shigley, J.E., Mischke, C. (2015). *Mechanical engineering design* (10. Baskı). New York: McGraw-Hill Education.
- Simionescu, P. (2008). A unified approach to the kinematic synthesis of five-link and double wishbone suspension mechanisms with rack-and-pinion steering control. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 231 (10), 1374-1387.
- Stodola, J. (2009). Virtual approach to ground armoured vehicles design. *Advances in Military Technology*, 4 (2), 13-25.
- Timoney, E., Timoney, S. (2013). A review of the development of independent suspension for heavy vehicles. *2003 SAE International Truck and Bus Meeting and Exhibition. SAE Technical Paper 2003-01-343*.
- Topaç, M. M., Günal, H. ve Kuralay, N. S. (2008). Arka aks gövdesinde oluşan yorulma hasarının sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi. *Mühendis ve Makine*, 583, 3-10.

- Topaç, M.M., Bahar, E., Kaplan, A., Sarıkaya, E.Z. (2017). Topoloji optimizasyonu yardımıyla, askeri taşıt bağımsız ön süspansiyonu için alt salıncak tasarımı. *IDEFIS 2017: 2. Uluslararası Savunma Sanayi Sempozyumu Bildiriler Kitabı*, 333-342.
- Topaç, M.M., Bahar, E., Olguner, C., Kuralay, N.S., (2015). Kinematic Optimisation of an Articulated Truck Independent Front Suspension by Using Response Surface Methodology. *AVTECH'15: III. Automotive and Vehicle Technologies Conference Proceedings (e-book)*, 59-72.
- Topaç, M.M., Bahar, İ. (2019). Bir askeri hizmet taşıtında kullanılan parabolik yaprak yayın yay karakteristiğinin doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi yardımıyla belirlenmesi. *Politeknik Dergisi*, 22 (1), 115-120.
- Topaç, M.M., Olguner, C., Bahar, E., Deryal, U., Yenice, A., Kuralay, N.S. (2016). Ekli ağır ticari taşıt bağımsız ön süspansiyon sisteminin tasarım süreci ve deneysel yorulma dayanımı incelemesi. *OTEKON'16: 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi Bildiri Kitabı*, 8, 912-919.
- Topaç, M.M., Olguner, C., Yenice, A., Kuralay, N.S., (2015). Kamyon Bağımsız Ön Süspansiyon Sisteminin Kavramsal Tasarımı. *MTS8: 8. Mühendislik ve Teknoloji Sempozyumu Bildiriler Kitabı*, 39-44.
- Topçu, M. ve Taşgetiren, S. (2004). *Mühendisler için sonlu elemanlar metodu* (2. Baskı). İstanbul: Birsen Yayınevi.
- Trzesniowski, M. (2008). *Rennwagenteknik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden.
- US Army Development Test Command, ITOP 2-2-714. (1981). Tracked vehicle suspension system.

Yıldız H., Karlı, O. (2004). Derin çekme işleminin doğrusal olmayan sonlu elemanlar metodu yardımıyla modellenmesi. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 22, 115-120.

Zheng, B. (2007). *Topology optimizasyon considering design dependent loadings*. Doktora tezi, The State University of New Jersey, New Jersey.

