

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DENEY TASARIMI YAKLAŞIMIYLA, 8X8
ZIRHLI ASKERİ TAŞITIN SEYİR DİNAMİĞİ
ÖZELLİKLERİNİN OPTİMİZASYONU

Ahmet Engin AVCIOĞLU

Mart, 2020

İZMİR

DENEY TASARIMI YAKLAŞIMIYLA, 8X8 ZIRHLI ASKERİ TAŞITIN SEYİR DİNAMİĞİ ÖZELLİKLERİNİN OPTİMİZASYONU

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon-İmalat Programı

Ahmet Engin AVCIOĞLU

Mart, 2020

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

AHMET ENGİN AVCIOĞLU, tarafından DR. ÖĞR. ÜYESİ MEHMET MURAT TOPAÇ yönetiminde hazırlanan “DENEY TASARIMI YAKLAŞIMIYLA, 8X8 ZIRHLI ASKERİ TAŞITIN SEYİR DİNAMİĞİ ÖZELLİKLERİNİN OPTİMİZASYONU” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat TOPAÇ

Yönetici

Prof.Dr. Yusuf ARMAN

Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Özgün BAŞER

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN
Müdür
Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, bu eğitim sırasında danışmanlığımı üstlenerek bana olan desteğini esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat TOPAÇ hocama, karşılaştığım problemlerde beraber tartışarak çıkış yolu bulmamı sağlayan çalışma arkadaşlarım Güven YAVUZ, Seçkin UYSAL ve Mert ATAĞ'a, yüksek lisans eğitimim boyunca bana verdiği manevi destek için sevgili eşim Seda AVCIOĞLU ve biricik kızım Nil AVCIOĞLU'na, benim bugünlere gelmemde emeği olan İlknur ve Metin AVCIOĞLU'na teşekkür ederim.

Bilgisayar ve program yazılımı desteğini sağlayan ve manevi desteğini esirgemeyen BMC Otomotiv A.Ş.'ine, yöneticilerime ve iş arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Ahmet Engin AVCIOĞLU

DENEY TASARIMI YAKLAŞIMIYLA, 8X8 ZIRHLI ASKERİ TAŞITIN SEYİR DİNAMIĞI ÖZELLİKLERİNİN OPTİMİZASYONU

ÖZ

Bu çalışmada, 8x8 zırhlı askeri taşıtın sürüş dinamiği modelleri oluşturulmuş ve gerçekleştirilen çeşitli simülasyonlar ile belirli parametrelerin araç dinamiği üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Aracın çoklu cisimler dinamiği modeli, MSC Adams/Car ticari yazılımı ile 6 adet alt sistemin modellenmesi ve birleştirilmesi ile oluşturulmuştur. Modelleme sırasında, araç geometrisi, ağırlığı, ağırlık merkezi, atalet bilgileri, dingil mesafeleri, iz genişliği ve kinematik noktaları belirli olan çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi, yapılan karşılaştırmalı değerlendirmeler sonucu tasarım kriteri olarak kabul edilmiştir. Aracın 3 akstan dümenlemeli direksiyon sistemine ait kinematik noktaları, deney tasarımı yaklaşımı ile belirlenerek tasarım süreci ortaya çıkarılmıştır. Yapılan çeşitli simülasyonlar sonucu mekanik yay ve amortisör parametrelerinin araç üzerindeki etkisi de irdelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çok akstan dümenleme, çoklu cisimler dinamiği, MSC Adams/Car, seyir dinamiği, taşıt dinamiği

**OPTIMIZATION OF HANDLING DYNAMICS CHARACTERISTICS OF
AN 8X8 ARMoured MILITARY VEHICLE
BY USING DESIGN OF EXPERIMENTS APPROACH**

ABSTRACT

In this study, driving dynamics models of 8x8 armored military vehicles were created and the effects of certain parameters on vehicle dynamics were investigated with various simulations. Multi-body dynamics model of the vehicle was created by modeling and combining 6 subsystems with MSC Adams/Car commercial software. During the modeling, double wishbone independent suspension system with specific vehicle geometry, weight, center of gravity, inertia information, wheelbase, track width and kinematic points has been accepted as design criterion. The kinematic points of the three axle steering system of the vehicle were determined by the experimental design approach and the design process was revealed. As a result of various simulations, the effect of mechanical spring and shock absorber parameters on the vehicle was also examined.

Keywords: Multi axle steering, multi body dynamics, MSC Adams/Car, handling dynamics, vehicle dynamics

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLolar LİSTESİ	xii
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
BÖLÜM İKİ - LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
BÖLÜM ÜÇ - SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	6
3.1 Sabit ve Yarı Sabit Akslı Süspansiyon Sistemleri.....	6
3.1.1 Sabit Akslı Süspansiyon Sistemleri	6
3.1.2 Yarı Sabit Akslı Süspansiyon Sistemleri	8
3.2 Bağımsız Süspansiyon Sistemleri.....	9
3.2.1 Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi	11
3.2.2 McPherson Süspansiyon Sistemi	13
3.3 Süspansiyon Sistemi Kinematik Parametreleri	14
3.3.1 İz (Toe) Açısı.....	14
3.3.2 Kamber Açısı	16
3.3.3 Kaster Açısı	17
3.3.4 King-Pin Eğim Açısı.....	18
3.3.5 Yalpa Merkezi ve Yalpa Ekseni	19
3.3.6 Ackermann Prensibi.....	22
BÖLÜM DÖRT - ARAÇ PARAMETRELERİ.....	24

4.1 Araç Geometrik Ölçüleri	24
4.2 Süspansiyon Sistemi	26
BÖLÜM BEŞ - DENEY TASARIMI YAKLAŞIMI İLE OPTİMİZASYON METODOLOJİSİ	29
5.1 Deney Tasarımı Yaklaşımı	29
5.2 Box-Wilson Merkezi Kompozit Tasarımı	30
5.2.1 Dairesel Merkezi Kompozit Tasarım.....	31
5.2.2 Yüzey Merkezli Merkezi Kompozit Tasarım	32
5.2.3 İç Teğir Çember Merkezi Kompozit Tasarım.....	32
5.3 Yanıt Yüzey Yöntemi.....	33
5.3.1 Doğrusal Regresyon Modeli	33
5.3.2 Doğrusal Regresyon Modellerinde Parametrelerin Tahmini	35
BÖLÜM ALTI - ÇOKLU CİSİM DİNAMİĞİ PROGRAMI İLE ARACIN MODELLENMESİ	37
6.1 MSC ADAMS/Car	37
6.2 Şablonların Oluşturulması	37
6.2.1 Lastik Tekerlek Modeli.....	38
6.2.2 Süspansiyon Sistemi Modeli.....	42
6.2.3 Yönlendirme Sistemi Modeli.....	44
6.2.4 Gövde Modeli	45
6.2.5 Güç Aktarma Sistemi Modeli	46
6.2.6 Fren Modeli	47
6.3 Yarım Araç Modeli.....	47
6.4 Tam Araç Modeli	48
BÖLÜM YEDİ - SİMÜLASYONLAR.....	49

7.1 Direksiyon Mekanizması Tasarımı ve Optimizasyonu	49
7.1.1 Düşey Teker Hareketi Sırasında Teker Yönlenmesi Optimizasyonu	51
7.1.2 Yönlendirme Sistemine Ait Kinematik Noktaların Optimizasyonu	54
7.2 Yay ve Amortisör Parametrelerinin Optimizasyonu	63
7.2.1 APG Parkuru Geçişİ	64
7.2.2 Tek Engel Geçişİ.....	67
7.2.3 Sabit Hızda Frenleme	69
7.2.4 Sabit Yarıçapta Dönüş	70
7.2.5 Şerit Değişİtirme	72
7.2.6 Artan Direksiyon Girdisi	73
7.2.7 Basamak Direksiyon Girdisi.....	74
BÖLÜM SEKİZ - SONUÇLAR.....	77
KAYNAKLAR	81

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 8x8 Zırhlı amfibik askeri taşıt genel görünüşü	2
Şekil 1.2 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sisteminin genel yapısı	3
Şekil 3.1 Sabit aksın: (a) genel görünümü, (b) yaprak yaylarla taşıta bağlanması	7
Şekil 3.2 Sabit aks süspansiyon konfigürasyonları	7
Şekil 3.3 Yarı sabit akslı süspansiyon sistemi genel görünüm	8
Şekil 3.4 Yarı sabit akslı süspansiyon sistemi çeşitleri.....	9
Şekil 3.5 Çok uzuvlu bağımsız süspansiyon sistemi çeşitleri	10
Şekil 3.6 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi parçaları.....	11
Şekil 3.7 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi: (a) genel görünüm (b) şematik gösterim	12
Şekil 3.8 McPherson süspansiyon sistemi	13
Şekil 3.9 McPherson süspansiyon sistemi parçaları	13
Şekil 3.10 İz (Toe) açısı değişimi	15
Şekil 3.11 İz açısı (Toe): (a) pozitif iz açısı (Toe-in), (b) negatif iz açısı (Toe-out) .	15
Şekil 3.12 Kamber açısı değişimi.....	16
Şekil 3.13 Kamber açısı: (a) pozitif kamber açısı, (b) negatif kamber açısı.....	17
Şekil 3.14 Kaster açısı: (a) pozitif kaster açısı (b) negatif kaster açısı	18
Şekil 3.15 King-pin eğim açısı.....	18
Şekil 3.16 Süpürme yarıçapı (Scrub Radius): (a) pozitif, (b) nötr, (c) negatif	19
Şekil 3.17 McPherson süspansiyonlu araç yalpa merkezi	20
Şekil 3.18 Çift salıncak süspansiyonlu araç yalpa merkezi	21
Şekil 3.19 Rijit süspansiyonlu araç yalpa merkezi.....	21
Şekil 3.20 Viraj dönüşü sırasında çift salıncak süspansiyonlu araç yalpa merkezi	22
Şekil 3.21 Ackermann geometrisi ve Ackermann hatası	23
Şekil 4.1 Araç gabari ölçüleri.....	24
Şekil 4.2 Araç önden ve arkadan görünüşü.....	25
Şekil 4.3 Araç yandan görünüşü	25
Şekil 4.4 İki kademeli helisel yay karakteristiği	26
Şekil 4.5 Amortisör karakteristiği	27
Şekil 4.6 Teker merkezi eşdeğer yay şeması	28

Şekil 5.1 Merkezi kompozit tasarım noktaları: (a) köşe noktası, (b) eksenel nokta, (c) merkez noktası.....	31
Şekil 5.2 Merkezi kompozit tasarım yöntemleri: (a) dairesel (CCC), (b) yüzey merkezli (CCF), (c) iç teğet çember (CCI) (Montgomery, 2017)	32
Şekil 6.1 14.00 R20 patlak gider tekerlek görseli	38
Şekil 6.2 14.00 R20 patlak gider lastiğe ait lineer ve lineer olmayan düşey sertlik değerlerinin karşılaştırılması	40
Şekil 6.3 Michelin 16.00 R20 tekerleğine ait farklı düşey yüklerde yanal kuvvette karşılık kayma açısı grafiği	40
Şekil 6.4 Michelin 11.00 R22.5 tekerleğine ait farklı düşey yüklerde frenleme kuvvetine karşılık kayma açısı grafiği.....	41
Şekil 6.5 Tek noktadan ve üç noktadan temaslı lastiklerin boyuna ve düşey kuvvetler doğrultusunda karşılaştırılması.....	42
Şekil 6.6 Üç boyutlu zarflama ile tekerlek temas modeli	42
Şekil 6.7 Çift salıncaklı süspansiyon sistemi bağlantı şablonu.....	43
Şekil 6.8 Düşey tekerlek hareketi.....	43
Şekil 6.9 Süspansiyon düşey hareket diyagramı	44
Şekil 6.10 Yönlendirme mekanizması ile teker dönüşü.....	44
Şekil 6.11 Araç içi personel yerleşimi	45
Şekil 6.12 Güç aktarma sistemi şablonu	46
Şekil 6.13 Yarım araç modeli.....	47
Şekil 6.14 Tam araç modeli	48
Şekil 7.1 8x8 zırhlı askeri taşıtta kullanılan direksiyon mekanizmaları: (a) 1. ve 2. aks, (b) 4. aks.....	49
Şekil 7.2 Adams/View süspansiyon ve direksiyon sistemi modeli.....	50
Şekil 7.3 Direksiyon mekanizması optimizasyonu için akış şeması.....	50
Şekil 7.4 Direksiyon geometrisi: (a) ideal teker dönüş açıları, (b)Ackermann hatası referans tekerleri	51
Şekil 7.5 Süspansiyon sistemi parçaları	52
Şekil 7.6 Optimizasyon noktaları: (a) üstten görünüş, (b) arkadan görünüş, (c) izometrik görünüş	52

Şekil 7.7 İlk ve optimum durumlar için düşey teker hareketi sırasında teker yönlenmesi grafiği	53
Şekil 7.8 Optimizasyon girdi parametrelerinin çıktı üzerindeki etki yüzdesi.....	53
Şekil 7.9 Direksiyon kutusu ve H-mekanizma bağlantısı: (a)sektör kolu, (b)bumerang akuple	54
Şekil 7.10 (a)bumerang direksiyon bağlantı noktası yüzey tarama aralığı, (b)bumerang-teker dönüşü.....	55
Şekil 7.11 Bumerang parçasının simetrik tekerleklerin asimetrik çalıştığı noktanın tayin edilmesi.....	55
Şekil 7.12 Birinci aks direksiyon mekanizması optimizasyon noktaları	56
Şekil 7.13 İlk ve optimum durumlar için birinci aks Ackermann hatası grafiği.....	57
Şekil 7.14 İlk ve optimum durumlar için birinci aks tork kazancı grafiği	57
Şekil 7.15 İkinci aks optimizasyon noktaları	58
Şekil 7.16 İlk ve optimum durumlar için ikinci aks Ackermann hatası grafiği	59
Şekil 7.17 İlk ve optimum durumlar için ikinci aks tork kazancı grafiği	60
Şekil 7.18 Süpürme analizi: (a) A_{10x} taraması, (b) A_{10y} taraması	60
Şekil 7.19 Dördüncü aks optimizasyon noktası	61
Şekil 7.20 İlk ve optimum durumlar için dördüncü aks Ackermann hatası grafiği ...	61
Şekil 7.21 4. aks üzerindeki yönlendirme sisteminin aktif olmadığı durum için Ackermann hatası	62
Şekil 7.22 İlk durum - optimize edilmiş durum tam araç modeli dönüş yarıçapı karşılaştırılması.....	63
Şekil 7.23 APG parkuru A ve B tipi tümseklere ait geometrik ölçüler	64
Şekil 7.24 A ve B tipi tümseklerin Adams/Car ortamında modellenmesi	64
Şekil 7.25 APG parkuru Adams/Car ortamında modellenmesi üstten görünüşü.....	65
Şekil 7.26 Adams/Car ortamında APG parkuru geçişi	65
Şekil 7.27 APG parkurunun farklı hızlarda geçilmesine yay ve amortisör katsayılarının etkisi.....	66
Şekil 7.28 Askeri standart engelleri geometrik ölçüleri.....	67
Şekil 7.29 Adams/Car ortamında tümsek geçişi: (a) yarım silindir tümsek, (b) trapezoid tümsek.....	67

Şekil 7.30 Konfor koşulları dahilinde yarım silindir engellerden maksimum geçiş hızları.....	68
Şekil 7.31 Konfor koşulları dahilinde trapezoid engellerden maksimum geçiş hızları	68
Şekil 7.32 Adams/Car ortamında frenleme manevrası izometrik, üstten ve yandan görünüş	69
Şekil 7.33 Yay ve amortisör katsayılarının frenleme manevrasına etkisi.....	70
Şekil 7.34 Adams/Car ortamında sabit yarıçapta dönüş manevrası izometrik görünüş	70
Şekil 7.35 Adams/Car ortamında sabit yarıçapta dönüş manevrası üstten görünüş ..	71
Şekil 7.36 Yay ve amortisör katsayılarının sabit yarıçapta dönüş manevrasına etkisi	71
Şekil 7.37 8x8 zırhlı askeri aracın şerit değiştirme güzergahı	72
Şekil 7.38 Adams/Car ortamında şerit değiştirme manevrası üstten, izometrik ve önden görünüş	72
Şekil 7.39 Yay ve amortisör katsayılarının şerit değiştirme manevrasına etkisi	73
Şekil 7.40 Adams/Car ortamında artan direksiyon girdi manevrası üstten görünüş..	73
Şekil 7.41 Yay ve amortisör katsayılarının artan direksiyon girdi manevrasına etkisi	74
Şekil 7.42 Adams/Car ortamında basamak direksiyon girdi manevrası üstten görünüş	75
Şekil 7.43 Yay ve amortisör katsayılarının artan direksiyon girdi manevrasına etkisi (4. aks üzerindeki yönlendirme sistemi açık)	75
Şekil 7.44 Yay ve amortisör katsayılarının artan direksiyon girdi manevrasına etkisi (4. aks üzerindeki yönlendirme sistemi kapalı)	76

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 6.1 Tekerlek modelleri ve kullanım alanları.....	39
Tablo 6.2 Araç içi personel ve mühimmat konumları.....	46
Tablo 7.1 İlk durum ve optimize edilmiş durumların değişken nokta konumları.....	62



BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Taktik tekerlekli askeri kara araçlarında, en önemli performans kriterleri arasında manevra kabiliyeti ve araç mobilitesi de yer almaktadır. Bu amaçla aracın bu özelliklerini arttırabilmek adına araca en uygun süspansiyon sistemi ve süspansiyon parametreleri seçimi büyük önem arz etmektedir. Bu çalışmada 8x8 zırhlı amfibik askeri aracın (Şekil 1.1) farklı konfigürasyonlardaki süspansiyon parametreleri ile çeşitli performans simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

Taktik tekerlekli zırhlı taşıtlarda kullanılan süspansiyon sistemleri, montaj kolaylığı tasarımlarının ve üretimlerinin görece ucuz olması gibi nedenlerden dolayı, geleneksel sabit akslar, uzun süreden beri taktik tekerlekli askeri taşıtlarda geniş uygulama alanı bulmaktadır. Buna karşın yaylandırılmamış kütesinin sabit aksa göre daha düşük olması, özellikle engebeli yol yüzeylerinde yüksek manevra kabiliyeti sağlaması gibi olumlu özellikleri nedeniyle çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi, askeri taşıt uygulamalarında, giderek artan oranda, geleneksel sabit aksların yerini almaya başlamıştır (Reimpell, 2002). Günümüzde gelişen ihtiyaçlar nedeniyle askeri araçların hareket kabiliyetlerini yükseltmek ve arazi koşullarında karşılaşılan bozucu yol girdilerine rağmen gerekli noktalara yüksek hızlarda, konfor koşulları dahilinde ve en kısa sürede intikal edebilmek adına bağımsız süspansiyon sistemleri giderek artan oranda kullanılmaktadır.

Süspansiyon sistemlerinin başlıca görevleri, bozuk yol koşulları sonucunda meydana gelen titreşimleri izole ederek araç gövdesindeki titreşim frekansını ve sönüm değerini belirli seviyede tutmak, tekerleklerin düşey hareketlerine izin verecek yapıyı sağlamak ve aracın dinamik kullanımlarda manevra kabiliyetini arttırmaktır.

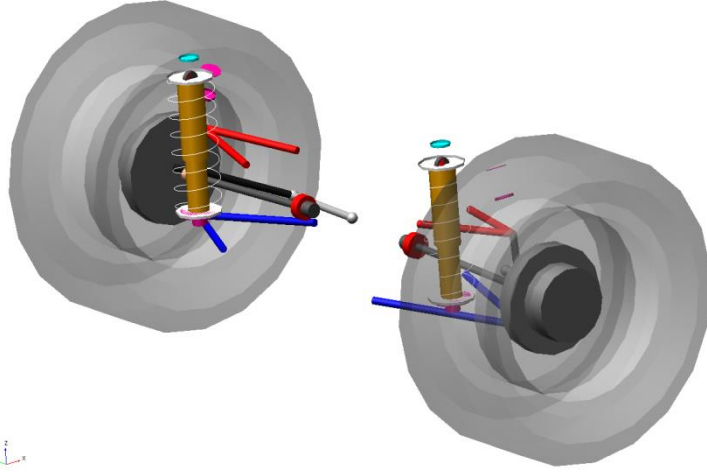
Tez kapsamında yer alan araçta 4 akstan çekiş sistemi mevcuttur. Aracın, tırmanma, yan eğim, yol dışı (off-road) gibi farklı operasyon koşullarında ihtiyaç duyabileceği transfer kutusu kilidi ve diferansiyel kilidi bulunmaktadır. Aracın

dümenlemesi 1, 2 ve 4. Akslardaki tekerleklerin dönmesiyle sağlanmaktadır. 1. ve 2. aksta yer alan direksiyon mekanizmaları birbirlerine mekanik olarak bağlıdır. Meskun mahalde düşük hızlar ile hareket ederken dönüş yarıçapını daha da azaltabilmek adına ön iki akstaki direksiyon mekanizmasına elektronik olarak bağlı olan 4. akstaki yönlendirme mekanizması aktif hale gelmektedir. Yüksek hızlarda aracın dinamik manevralardaki stabilitesine negatif yönde etki edeceğinden, kararlı bir sürüş sağlayabilmek adına 4. aksta yer alan yönlendirme mekanizması, araç hızı 30 km/sa'lık hız değerini aştığında devre dışı kalacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 1.1 8x8 Zırhlı amfibik askeri taşıt genel görünüşü

Aracın üzerinde Şekil 1.2'de yer alan çift salıncak kollu tam bağımsız süspansiyon sisteminden 4 adet bulunmaktadır. Bu tip araçlarda tam bağımsız süspansiyon sisteminin kullanılmasının asıl nedeni, yol dışı (off-road) bozuk yol koşullarında aynı süspansiyon sistemi üzerinde yer alan sol ve sağ tekerleklerin düşey hareketleri esnasında birbirlerini etkilememesi ve çalışma hacmi olarak sabit akslı süspansiyon sistemlerine göre daha az yer kaplamasıdır. Askeri araç gövdesini süspansiyon edebilmek adına, mekanik yay ve amortisör elemanları kullanılmıştır. Mekanik helisel yay, amortisörün üzerine geçirilerek süspansiyon sistemi alt salıncağı ile araç gövdesi arasına yerleştirilmiştir.



Şekil 1.2 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sisteminin genel yapısı

Tez kapsamında çalışmaları yapılan 8x8 zırhlı askeri taşıt tamamen özgün tasarım sonucu ortaya çıkarılmıştır. Herhangi bir firmaya ait parametre, model veya alt sistem tasarım ürünü kullanılmamıştır.

BÖLÜM İKİ

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde, bu tez konusu ile ilgili birçok çalışma mevcuttur.

Baysal (2012), yüksek lisans tezinde Nurol Makina Sanayi A.Ş.'de üretilen zırhlı askeri aracın dinamik davranışını ele almıştır. Araca ait yarım taşıt ve tam taşıt modelleri matematiksel model olarak MATLAB ve Simulink yazılımlarında oluşturulmuş ve çeşitli parkurlardan geçirilip testler ile karşılaştırılmıştır.

Yazar (2013), yüksek lisans tezinde 6x6 askeri aracın sürüş dinamiği modelleri oluşturmuş ve testler ile doğrulamaya çalışmıştır. Araç parametrelerini belirlemek amacıyla MATLAB yazılımı ile yarım taşıt modeli oluşturulmuş ve MSC Adams programında tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modeli oluşturulmuştur. Modellerin sonuçları ve test sonuçları karşılaştırılmıştır.

Çoban (2015), yüksek lisans tezinde Turkar isimli 4x4 araç için sabit süspansiyon sistemi yerine kullanılacak bağımsız süspansiyon sistemi tasarımı ve analizleri gerçekleştirmiştir. Direksiyon geometrisi ve süspansiyon kinematiğini ilgilendiren değişkenler belirlenmiştir. Sonlu elemanlar analizleri ile parçaların dayanım analizleri gerçekleştirilerek yapısal optimizasyonlar gerçekleştirilmiştir. Son olarak yorulma analizleri gerçekleştirilerek sonsuz ömürlü parçalar elde edilmiştir.

Topaç ve diğer. (2015), bağımsız süspansiyon sistemine sahip bir otobüsün ön aks yönlendirme mekanizmasının kinematik noktaları Adams/Insight yazılımı kullanılarak, deney tasarımı ve yanıt yüzey metodolojisi yardımı ile optimize edilmiştir. Direksiyon geometrisi ve süspansiyon kinematiğini ortak ve ayrı olarak ilgilendiren değişkenler belirlenmiştir. Tasarım problemi esas olarak iki ana konu üzerinde incelenmiştir. Bunlar, toe açısının dümenleme hareketi sırasında minimum sapması ve tekerleğin direksiyon açısı aralığında optimum direksiyon hatası elde etmesidir. İlk aşamada, MSC.Adams yazılımı kullanılarak direksiyon mekanizmasını içeren süspansiyon sisteminin eksiksiz çoklu cisim dinamiği modeli oluşturulmuştur.

Bağlantı çubuğu koordinatları arasında toe açısını değiştiren en etkili parametreleri tanımlamak için Adams/Insight çok amaçlı optimizasyon aracıyla tam faktöriyel tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çekme çubuğunun optimum konumunu bulmak için merkezi kompozit tasarımı (CCD) uygulanmıştır. Son aşamada, Ackermann hatasının minimum olması için, yönlendirme mekanizmasının optimum nokta konumları bir tarama çalışması (süpürme analizi) ve CCD kombinasyonu ile araştırılmıştır.

Aydın ve diğer (2012). Bu makale, karayolu taşıtlarının darbe sertliğini (IH) iyileştirmek için bir parametre optimizasyon metodolojisinin geliştirilmesini ve uygulanmasını göstermektedir. IH test aracı olarak küçük bir ticari aracın tam bir ADAMS modeli kullanılmıştır. Metodoloji, cevap yüzey metodolojisi ile birlikte deney metotlarının tasarımının kullanımını içermektedir. Taşıtın IH değerini etkileyen önemli tasarım parametreleri ilk olarak tarama deneyleri ile belirlenmiştir. Kritik parametreler belirlendikten sonra, tepki yüzeyi oluşturarak IH'de iyileşme sağlayacak şekilde optimizasyonlar yapılmıştır. Optimizasyon sonuçları, seçilen süspansiyon parametrelerinin, boyuna ve dikey ivme yanıtlarını en aza indirerek tam araç ADAMS modelinin IH performansını arttırmıştır. Sonuçlar ayrıca, önerilen parametre optimizasyonu metodolojisi kullanılarak kayda değer bir iyileşmenin elde edilebileceğini göstermektedir.

BÖLÜM ÜÇ

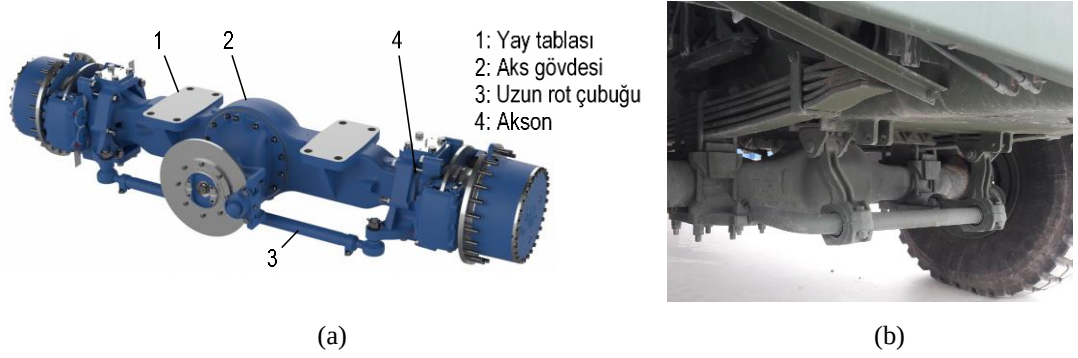
SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Süspansiyon sistemleri orijinallerinde iki tekerleğin (sol ve sağ) araç gövdesine bağlanmasını sağlayan bağlantı elemanları olarak tanımlanmaktadır. Taşıt süspansiyonları, sürüş sırasında taşıt gövdesi ile yol yüzeyi arasındaki irtibatı tekerleklerle birlikte sağlayan önemli yapısal alt sistemlerdir. Çalışma koşulu, gerçekleştirdiği göreve ve boyutuna bakılmaksızın her araçta en az iki adet bulunmaktadır. Modern araçlarda kullanılmakta olan süspansiyon sistemleri bir takım şartları yerine getirmelidir. Bunlar şu şekilde sıralanabilir; aracın yüklü ve yüksüz olma durumu, ivmelenme ve frenleme değerleri, düzgün ve bozuk yol performansı, düz ve virajlı yol kabiliyetleri v.b.'dir. Bu parametrelerin bazıları birbirleri ile ters bağlantılı olduğundan süspansiyon sistemleri belirtilen bu şartların hepsini aynı anda ve en iyi şekilde sağlayamaz. Araçların farklı çalışma koşullarından dolayı bu şartlar birbirleri ile çelişebilmektedir.

3.1 Sabit ve Yarı Sabit Akslı Süspansiyon Sistemleri

3.1.1 Sabit Akslı Süspansiyon Sistemleri

Sabit akslar; bir başka deyimle rijit akslar, sol ve sağ olmak üzere iki tekeri birbirine direkt olarak bağlayan yapılardır. Tekerlekleri birbirine bu şekilde bağlanmış olmanın sonucu olarak her iki tekerleğin hareketi birbiri ile bağımlı hale gelmekte ve tekerleklerin hareketi ile sabit aks yapısı da birbirini takip ederek hareket etmektedir. “Bu tip akslar yalpa dengesini korumakla birlikte tekerlek ve gövde arasında olan bağlantıları basitleştirerek montaj kolaylığı sağlamaktadır. Bu tanım tüm sabit ve yarı sabit süspansiyon sistemleri için geçerlidir.” (Heißing ve Ersoy, 2010) Günümüzde sabit süspansiyon sistemleri genel olarak tır, kamyon, otobüs gibi ağır yüklerin taşındığı araçlarda ve maksimum off-road performansı sergilemesi gereken araçlarda kullanılmaktadır. Binek araçlarda ise kullanımı genellikle pikap araçlarda görülmektedir. Şekil 3.1’de sabit süspansiyon sisteminin bir görüntüsü bulunmaktadır.

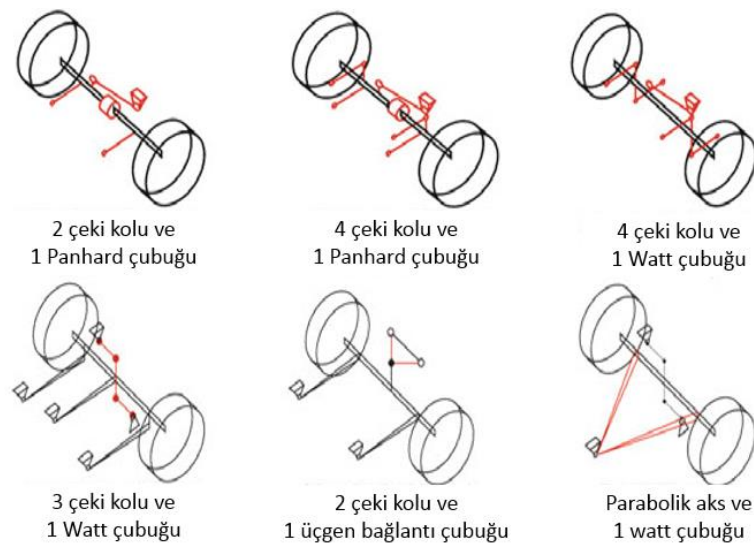


Şekil 3.1 Sabit aksın: (a) genel görünümü, (b) yaprak yaylarla taşıta bağlanması (Topaç, Avcioğlu, Atak ve Yavuz, 2018)

Sabit süspansiyon sistemlerinin genel özellikleri (Heißing ve Ersoy, 2010):

- Basitlik, maliyet ve kolay montaj imkanı bulunmaktadır.
- Sağlamlık ve yüksek yük taşıma kapasitesine sahiptir.
- Yüksek yalpa merkezi vardır.
- Büyük aks hareketlerine izin verir (yol dışı (off-road) kullanım).
- Yaylandırılmamış kütlesi yüksektir. (Tahrikli akslarda bu değer artmaktadır.)
- Tek tekerleğin hareket etmesi durumu aynı aks üzerindeki diğer tekerleği doğrudan etkiler.

Sabit akslara ait farklı konfigürasyonlar Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2 Sabit aks süspansiyon konfigürasyonları (Heißing ve Ersoy, 2010)

3.1.2 Yarı Sabit Akslı Süspansiyon Sistemleri

Yarı sabit akslar da sabit akslar gibi iki tekerleği birbirine bağlayan yapılardır. Ancak, elastik olarak deforme olabilen yarı sabit akslı süspansiyon sistemi (Şekil 3.3), bu özelliği sayesinde sabit akslardaki gibi bir tekerleğin hareket etmesi durumunda aynı aks üzerindeki diğer tekerleği doğrudan etkilemez.

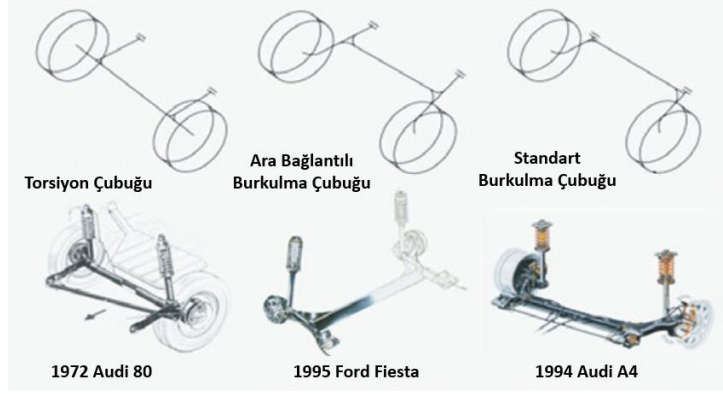


Şekil 3.3 Yarı sabit akslı süspansiyon sistemi genel görünüm (Heiβing ve Ersoy, 2010)

Yarı sabit süspansiyon sistemlerinin genel özellikleri (Heiβing ve Ersoy, 2010):

- Basit yapı: tek ana parça (kaynaklı U profil) ve iki lastik burçtan oluşmaktadır.
- Düşük paketleme hacmi ve kolay montaj.
- Düşük yaylandırılmamış kütle.
- Düşey teker hareketi sırasında yay-amortisör çevrim oranı kazancı.
- Bağlantı noktalarında sürekli gerilim yüklemelerine maruz kalma.
- Düşük yanal sertlik katsayısı.
- Tahrikli aks için uygun bir tasarıma sahip olmaması.
- Düşük yük kapasitesine sahip olması.
- Tek tekerleğin hareket etmesi durumu aynı aks üzerindeki diğer tekerleği dolaylı olarak etkiler.

Yarı sabit akslara ait farklı konfigürasyonlar Şekil 3.4'te gösterilmektedir.



Şekil 3.4 Yarı sabit akslı süspansiyon sistemi çeşitleri (Heişing ve Ersoy, 2010)

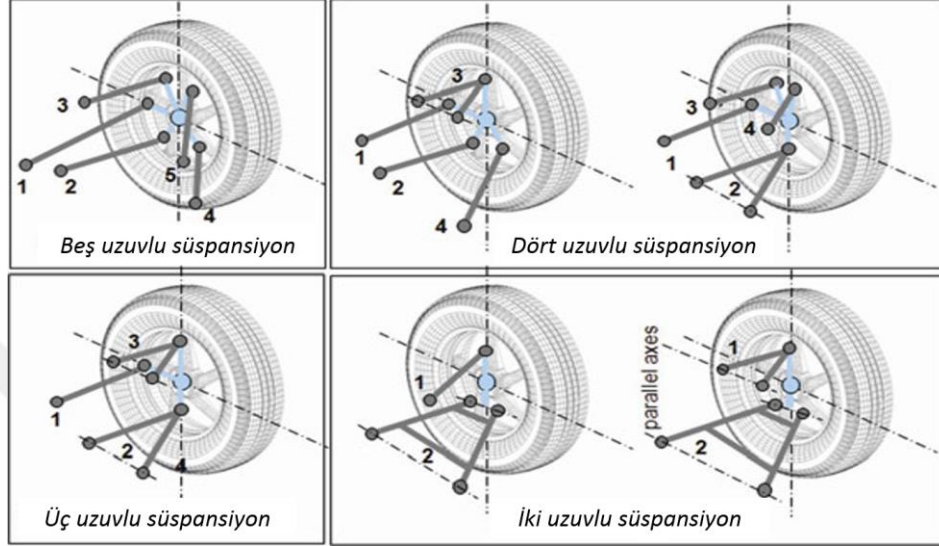
3.2 Bağımsız Süspansiyon Sistemleri

Bütün bağımsız süspansiyon sistemleri araç gövdesi ile tekerleği birbirine bağlayan ve kendine has bir çalışma mekanizması meydana getiren kinematik bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Bağlantı elemanlarının tipleri sistemin serbestlik derecesini belirlemektedir. Bağımsız süspansiyon sistemlerinin en önemli özelliği bir tekerleğin yukarı veya aşağı doğrultuda hareket etmesi durumunda diğer tekerleğe hiçbir şekilde etki etmemesidir. Bu özelliği sayesinde tekerlekler birbirinden farklı yüzey genliklerine sahip yollarda, yol profilini düşey ekseninde takip edebilmektedir. Bu hareket yay ve amortisör çifti ile sağlanmaktadır. Tekerleğin düşey hareketi ise açılma ve kapanma takozları ile sınırlandırılmaktadır. Tekerleğin düşey hareketinin yanı sıra dönel serbestlik derecesine de sahip olması gereklidir ki direksiyon mekanizması ile tekerleklere yön verilebilsin.

Bağımsız süspansiyon sistemlerinin tümü, araç gövdesi ile tekerlek taşıyıcısı birbirine bağlayan kinematik bağlantılar içermektedir. Bu kinematik bağlantılar birbirlerine genellikle uç noktalarında bulunan mafsallar yardımıyla bağlanırlar. Mafsal tipleri, bağlantıda olduğu parçaların hareket serbestliğini belirlemektedir.

Bağımsız süspansiyon sistemi, tekerlek taşıyıcının araç gövdesine göre düşey eksenindeki hareketine izin vermelidir. Bu hareket serbestliği, tekerleğin yol profilini “z” ekseninde takip etmesini ve böylelikle yol düzensizliklerini araç gövdesinden izole etmesini sağlamaktadır. Bu hareket yay ve amortisör çifti ile karşılanmaktadır.

İkinci hareket serbestliği ise, yönlendirme hareketi içindir. Bu serbestlik “y” ekseninde direksiyon dişli kutusu hareketi ve bir bağlantı parçasının kombinasyonu (tie rod) ve diğer bağlantı parçalarının uygun düzeni almasıyla sağlanır. Şekil 3.5’te bağımsız süspansiyon sisteminin çeşitli düzenlemeleri gösterilmektedir.



Şekil 3.5 Çok uzuvlu bağımsız süspansiyon sistemi çeşitleri (Heißing ve Ersoy, 2010)

Tekerleğin tüm bu hareket serbestliklerine sahip olması, süspansiyon kinematiğini ilgilendiren; yalpa merkezi, kamber açısı, iz açısı değişimi ve kamber değişimi gibi değişkenlerin optimize edilmesine olanak sağlamaktadır.

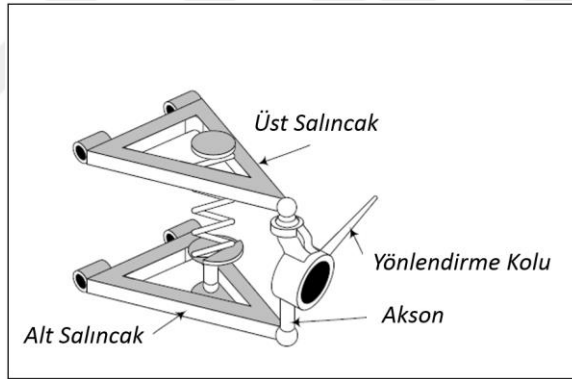
Bağımsız süspansiyon sistemlerinin genel özellikleri;

- Düşük yaylandırılmamış kütle değerine sahiptir.
- Tek tekerleğin hareket etmesi durumu aynı aks üzerindeki diğer tekerleği etkilemez.
- Büyük ölçüde kinematik ve elastokinematik ayarlamalara olanak sağlar.
- Yol titreşimlerini ve akustik etkileri basitçe izole eder.
- Fazla sayıda bağlantı parçasından oluşmaktadır ve taban serbestliği kısıtlıdır.
- Viraj sırasında tekerleklerdeki yük aktarımı viraj denge çubuğu (stabilizatör) yardımıyla sağlanmaktadır.
- Sabit akslar kadar güçlü ve yüksek taşıma kapasitelerine sahip değildirler.

Bağımsız süspansiyonlar bir çok şekle ve tasarıma sahiptir. Ancak, çift enine yön vericili (Çift Salıncaklı / Double Wishbone) (Şekil 3.7) ve enine yön vericili (McPherson) (Şekil 3.8) süspansiyon sistemleri taktik tekerlekli yol dışı (off-road) askeri araçlarda en basit ve en yaygın olarak kullanılan tasarımlardır.

3.2.1 Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi

Çift kollu süspansiyon sistemi kinematik olarak, araç gövdesi ve tekerlek arasında tanımlanmış olan bir dört kol mekanizması olarak çalışmaktadır. Yay ve amortisör çifti, akson veya salıncaklar ile gövdeye bağlanabilir. Yay ve amortisör çiftinin salıcaklardan birine bağlı olması durumunda bağlı olduğu salıncak taşıyıcı, diğer salıncak ise bağlantı çubuğu olarak çalışır. Sisteme ait parça isimleri Şekil 3.6’da görülmektedir. Yay amortisör çiftinin salıncak üzerinde bağlı olduğu konum tekerlek ve yay amortisör arasında bir çevrim oranı meydana getirmektedir.



Şekil 3.6 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi parçaları (Jazar, 2008)

Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemlerinin genel yapısı ve basit kinematik şeması örnek olarak Şekil 3.7’de görülmektedir. Bu uygulamada, tekerleği taşıyan akson (4) taşıt gövdesine iki adet salıncak (2, 3) yardımıyla asılmaktadır. Akson ve salıncaklar arasındaki bağlantı ise küresel mafsallar (C ve D) aracılığıyla gerçekleştirilmektedir. Bir diğer uzuv ise tekerleğin yönlendirilmesini ve ön iz açısını etkileyen yönlendirme koludur. Bu düzen genellikle çift enine yön vericili süspansiyon sistemi veya çift salıncaklı süspansiyon sistemi olarak adlandırılmaktadır. (HeiBing ve Ersoy, 2010)



Şekil 3.7 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi: (a) genel görünüm (b) şematik gösterim (Topaç, Avcioğlu, Atak ve Yavuz, 2018)

Her bir salıncak üç bağlantı noktasına sahiptir. Bunlardan ikisi aracın gövdesine diğeri ise tekerleğin bağlı olduğu ve taşındığı akson parçasına bağlıdır. Salıncakların araç gövdesine bağlı olduğu konumlar tekerleğin üzerine gelen boyuna ve yanıl kuvvetlerin araç gövdesine iletiildiği noktalarlardır. Dolayısı ile bu yükleri karşılarken hareket serbestliğine izin vermek adına salıncak-gövde mafsalları birbirlerine menteşe bağlantısı ile ya da kauçuk takozlar yardımıyla bağlanmaktadır. Konfor özelliklerini artırmak için bu bağlantı noktalarına ve şasiye gelen yüklerin optimize edilmesi gerekmektedir. (HeiBing ve Ersoy, 2010)

Çift salıncaklı süspansiyon sisteminin avantajları;

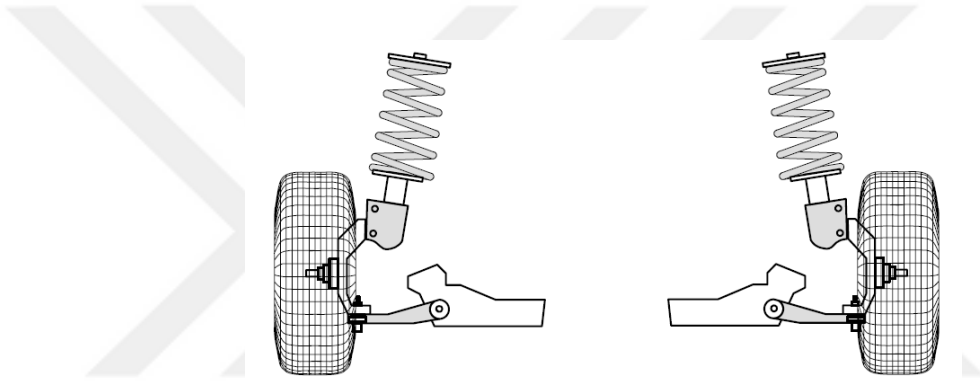
- Yalpa merkezi ve yunuslama eksenı serbestçe ayarlanabilmektedir.
- Kamber, Toe ve iz genişliği değişimleri sınırlandırılabilir.
- Yüksek yanıl katılık özelliği bulunmaktadır.
- Sürüş ve manevra kabiliyetleri iyidir.

Çift salıncaklı süspansiyon sisteminin dezavantajları;

- Yüksek üretim maliyetine sahiptirler.
- Büyük paketleme hacmine sahiptirler.
- Araç gövdesine bağlandığı mesnet noktalarına yüksek kuvvetler geldiğinden yardımcı şasi ihtiyacı olabilir. (HeiBing ve Ersoy, 2010)

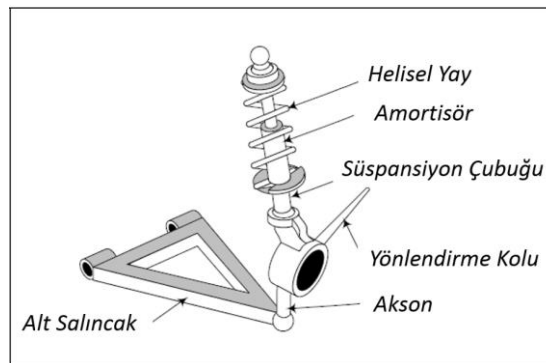
3.2.2 McPherson Süspansiyon Sistemi

Bu tip süspansiyon sistemleri, düşey yükün araç gövdesine süspansiyon desteği olarak çalışmakta olan yay-amortisör çifti tarafından aktarıldığı sistemlerdir. Tekerleği taşıyan akson, araç gövdesine alt salıncak ve yay-amortisör çifti ile bağlanmaktadır. Akson ile alt salıncak arasında küresel mafsallarla bulunurken yay-amortisör çifti ile rijit bağlıdır. Tekerleğin düşey hareketi sırasında mekanizmanın sağlıklı bir şekilde çalışabilmesi için yay-amortisör çiftinin gövde ile bağlantısı dönme ve öteleme serbestliğine sahip olmalıdır (Heiβing ve Ersoy, 2010). Aşağıdaki şekilde temsili resmi Şekil 3.8’de gösterilmektedir.



Şekil 3.8 McPherson süspansiyon sistemi (Jazar, 2008)

Bu süspansiyon sistemleri genel olarak düşük çalışma hacmine sahip kompakt tasarıma sahiptirler. Önden motorlu araçların motor yerleşimine uygun olmasından dolayı genellikle hafif kamyonetlerde ve binek araçlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Sisteme ait parça isimleri Şekil 3.9’da görülmektedir.



Şekil 3.9 McPherson süspansiyon sistemi parçaları (Jazar, 2008)

Mc-Pherson tipi süspansiyon sistemlerinin avantajları;

- Yaylanma ve kontrol ekipmanları tek birim üzerinde toplanabilmektedir.
- Paketleme hacmi daha düşük olmaktadır. Böylece motor kompartımanı daha fazla hacme sahip olabilmektedir. Enine motor yerleşimini mümkün kılmaktadır.
- Yay çevrim oranı neredeyse 1 olmaktadır. Teker deplasmanı ile yay deplasmanı yaklaşık aynıdır.
- Maliyeti düşük ve hafif tasarımlar elde edilebilmektedir. Yaylandırılmamış kütle düşüktür.
- Gövde tarafındaki bağlantı noktalarında düşük kuvvetler meydana gelmektedir.
- Yay deplasmanı için uzun mesafe (uzun yay boyu).

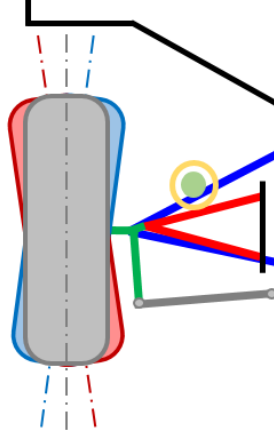
Mc-Pherson tipi süspansiyon sistemlerinin dezavantajları;

- Ön aks kinematiği çift salıncaklı süspansiyon sistemine göre daha zorludur.
- Yay bağlantısının gövde ile olan birleşimine yüksek kuvvetler gelmektedir.
- Düşey yükler akson üzerinde birleştiğinden tasarımının mukavemetli olması gerekmektedir.
- Yol seslerini izole etmek zordur.
- Amortisör üzerinde eğilme momentinden dolayı oluşan yüksek sürtünme, aşınmalara yol açmakta ve titreşim sönümünü zorlaştırmaktadır.
- Tekerlek balansına ve aşınmasına daha fazla etkilenmektedir.

3.3 Süspansiyon Sistemi Kinematik Parametreleri

3.3.1 İz (Toe) Açısı

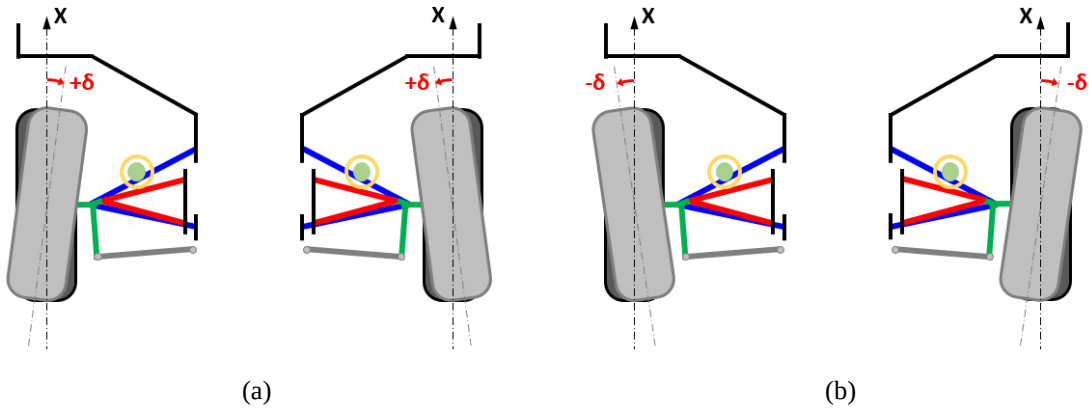
İz açısı (toe), araca üstten bakıldığında görülebilmektedir. Aynı aks üzerindeki iki tekerleğin boyuna doğrultularının aracın önünde veya arkasında kesişmesine, iz açısı (toe) denilmektedir (Jazar, 2008) (Şekil 3.10). Bir başka tabirle iz açısı, sağ ve sol tekerleklerin ön ve arka iç yüzeylerinin birbirlerine göre farklı mesafede olması durumudur (Heißing ve Ersoy, 2010).



Şekil 3.10 İz (Toe) açısı değişimi

İki tekerleğin boyuna doğrultularının araç önünde kesişmesine veya tekerleklerin ön iç yüzey mesafesinin arkaya göre daha az olması durumuna toe-in adı verilmektedir. Bir önceki durumun simetriği olan iki tekerleğin boyuna doğrultularının araç arkasında kesişmesine veya tekerleklerin ön iç yüzey mesafesinin arkaya göre daha fazla olması durumuna ise toe-out adı verilmektedir. Toe-in için pozitif ve iç ifadeleri kullanılırken, toe-out için negatif ve dış ifadeleri kullanılmaktadır (Jazar, 2008). Bu iki farklı düzen Şekil 3.11’de gösterilmektedir.

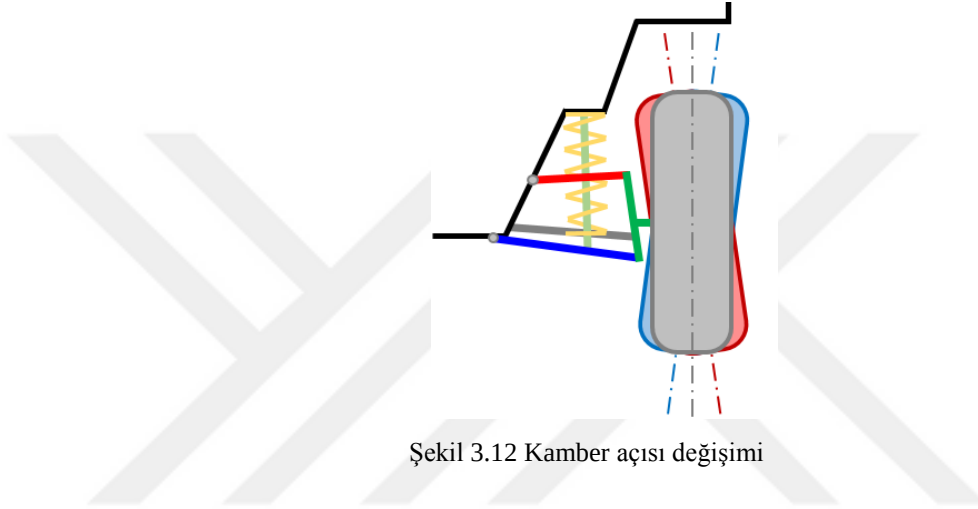
İz açısının miktarı iki tekerin paralelliğine olan açı farkı ile belirtilmektedir. İz açısı; tekerlek aşıntısı, düz yol stabilitesi ve viraj performansı gibi üç ana etkiye sahiptir. Minimum güç kaybı ve tekerlek aşıntısı için düz giden bir araçta, tekerlekler toe-in açısına sahip olmalıdır. Toe-in düzeni aracı stabil yönlendirme karakteristiğine ulaştırırken toe-out düzeni agresif yönlendirme karakteristiğine ulaştırmaktadır.



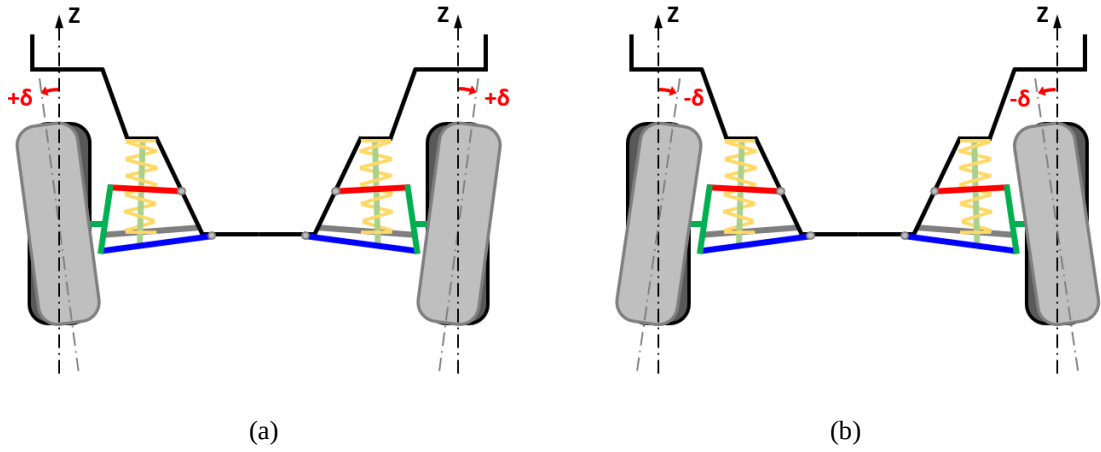
Şekil 3.11 İz açısı (Toe): (a) pozitif iz açısı (Toe-in), (b) negatif iz açısı (Toe-out)

3.3.2 Kamber Açısı

Kamber açısı, araca önden ya da arkadan bakıldığında görülebilmektedir. Tekerleğin üst kısmının araç içerisine doğru eğilmesine negatif kamber açısı, araç dışına doğru eğilmesine ise pozitif kamber açısı denilmektedir (Jazar, 2008). Kamber açısı, tekerleğin düşey eksen ile yaptığı açı olarak Şekil 3.12’de gösterilmektedir (Jazar, 2008).



Tekerleğin viraj esnasında sağlayabileceği dönüş kuvveti, tekerleğin kamber açısı ile büyük şekilde etkilenmektedir. Viraja giren araç üzerinde meydana gelen merkezkaç kuvvetinden dolayı aracın gövdesi viraj dışına savrulma eğilimindedir. Viraj içerisinde kalan tekerlekler düşey doğrultuda sıkışmaya, viraj dışında kalan tekerlekler ise düşey doğrultuda açılmaya çalışmaktadır. Tekerleğin düşey hareketi sırasında meydana gelen kamber açısı değişimi aracın viraj performansını büyük oranda etkilemektedir. Kamber açısının değişmesi ile tekerleklerin yol ile temas yüzeyleri ve süspansiyonun dolayısı ile aracın yalpa merkezi değişmektedir. Tekerlekler statik halinden ne kadar çok yer değiştirirse, tekerleği uygun kamber açısında tutmak o kadar zorlaşmaktadır. Negatif kamber açısı aracın viraj performansını olumlu, pozitif kamber açısı ise olumsuz yönde etkilemektedir. Pozitif ve negatif kamber açıları tekerleklerin düzensiz olarak aşınmasına neden olmaktadır. Bu iki farklı düzen aşağıdaki Şekil 3.13’de gösterilmektedir.

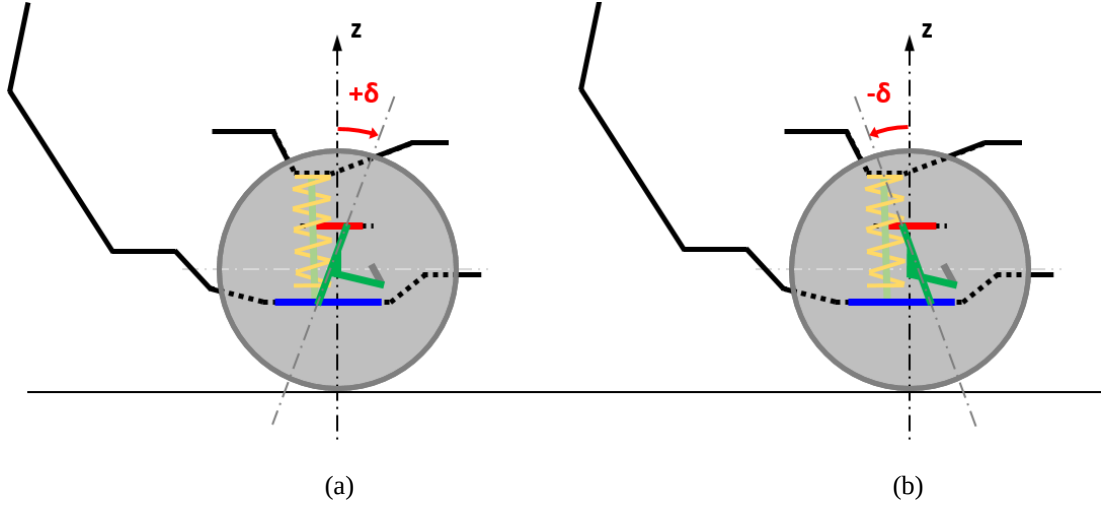


Şekil 3.13 Kamber açısı: (a) pozitif kamber açısı, (b) negatif kamber açısı

3.3.3 Kaster Açısı

Kaster açısı araca sol veya sağ yandan bakıldığında görülebilmektedir. Tekerlek direksiyon milinin (yönlendirme ekseni - kingpin ekseni), araç önüne veya arkasına doğru açı alacak bir doğrultuda olmasının ölçüsüdür. Kaster açısı, direksiyon mili doğrultusunun tekerlek düşey ekseni ile yaptığı açı olarak Şekil 3.14'te gösterilmektedir (Jazar, 2008).

Kaster açısı ile aracın hareketi sırasında tekerleğin takip edeceği doğrultu belirlenmiş olur. Pozitif kaster açısı ile yönlendirme ekseni izdüşümü teker temas noktasının önünde olduğundan, hareket halindeki tekerlek viraj dönüşü sonrası kendini toparlamaktadır. Bunun en büyük örneği alışveriş arabalarıdır. Alışveriş arabalarının hareket doğrultusunda kendi kendine yönlenmesi de pozitif kaster ile sağlanmaktadır. Çoğu araç düz yol stabilitesini sağlayan pozitif kaster ile tasarlanmaktadır.

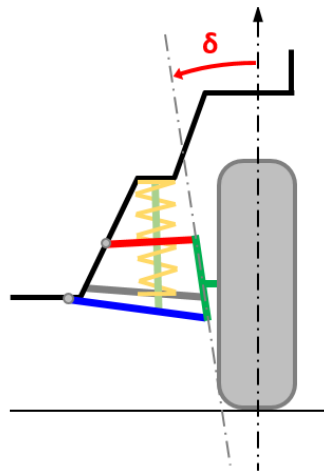


Şekil 3.14 Kaster açısı: (a) pozitif kaster açısı (b) negatif kaster açısı

3.3.4 King-Pin Eğim Açısı

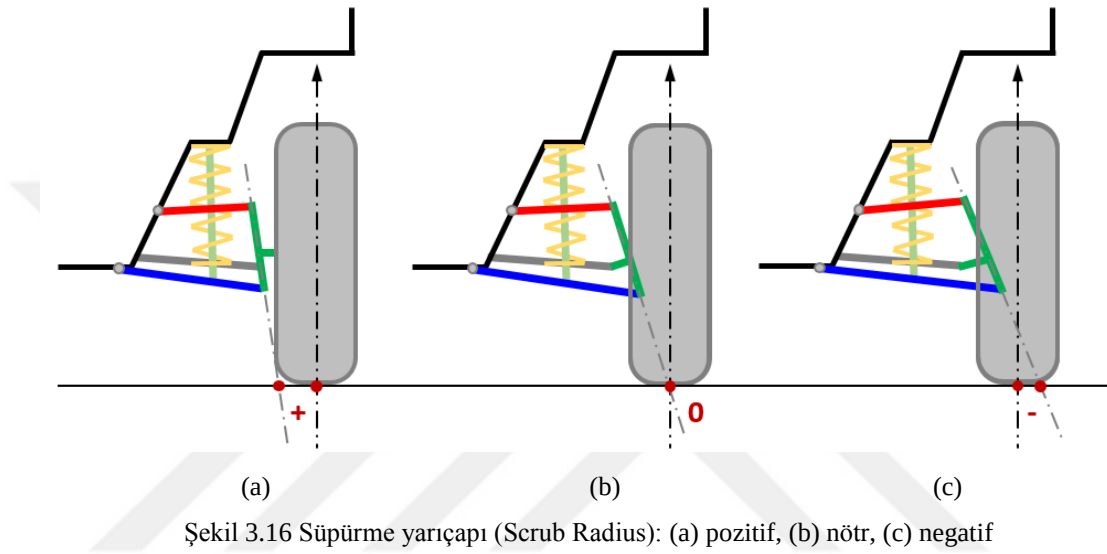
King-pin eğim açısı, araca önden ya da arkadan bakıldığında görülebilmektedir. Tekerlek direksiyon milinin (yönlendirme eksenini - kingpin eksenini), tekerlek düşey eksenini ile yaptığı açı değerinin ölçüsüdür (Jazar, 2008) (Şekil 3.15).

King-pin eğim açısı süpürme yarıçapını (scrub radius), kısa rot uzunluğunu, kaster açısını ve dolayısıyla tekerleğin kendini yönlendirmesini doğrudan etkilemektedir.



Şekil 3.15 King-pin eğim açısı

Tekerlek-yol temas noktası ile yönlendirme ekseninin yol üzerindeki iz düşümü arasındaki mesafe süpürme yarıçapını (scrub radius) belirtmektedir (Şekil 3.16). Yönlendirme eksenini izdüşümü tekerlek-yol temas noktasının içinde kalıyor ise pozitif, tam üzerinde ise nötr, dışında ise negatif değerini almaktadır (Jazar, 2008). Süpürme yarıçapı, tekerleklerin dümenlenmesi sırasında kingpin eksenindeki momenti doğrudan ya da dolaylı olarak tekerleğe iletilmesini sağlamaktadır.



Şekil 3.16 Süpürme yarıçapı (Scrub Radius): (a) pozitif, (b) nötr, (c) negatif

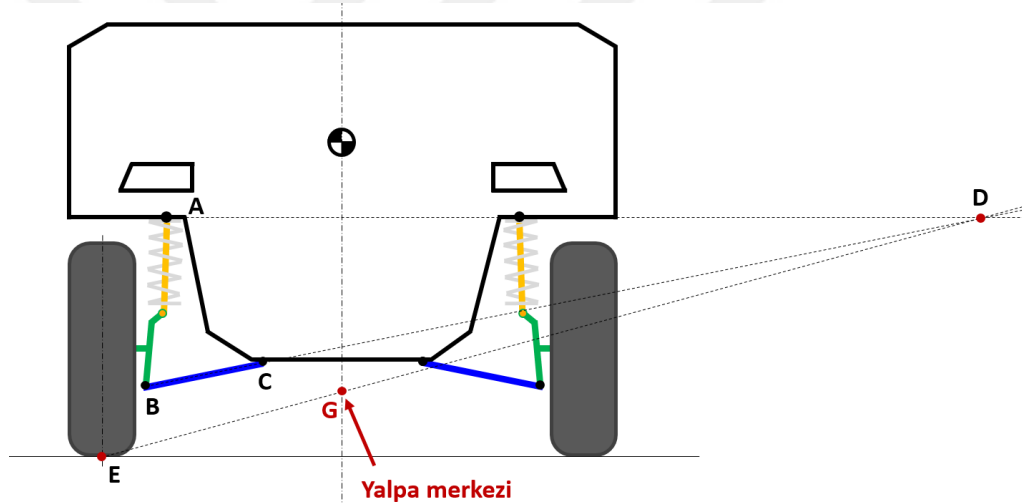
3.3.5 Yalpa Merkezi ve Yalpa Eksenini

Yalpa hareketi, araca önden ya da arkadan bakıldığı düzlemde araç gövdesinin süspansiyon geometrisinden kaynaklı bir nokta etrafında dönmesi sonucu oluşmaktadır. Araç gövdesinin yalpa merkezi etrafındaki hareketi ile gerçekleştirdiği dönme açısına yalpa açısı denilmektedir. Araç üzerinde kullanılan süspansiyon sistemlerinin farklılığından ya da ağırlık dağılımı farkından dolayı yalpa merkezi konumları araç önünde ve arkasında farklılık gösterebilir. Bu gibi durumlarda yalpa merkezi her bir süspansiyon sistemi için ayrı olarak belirlenir ve bulunan noktalar bir doğru ile birleştirilir. Birleştirilen doğru aracın yalpa eksenini adını almaktadır. Bu doğru üzerindeki araç ağırlık merkezine en yakın mesafe, yalpa açısını en çok etkileyen kuvvet koludur. Aracın önünde ve arkasında farklı kuvvet kollarının olması yalpa direngenliklerinin de farklı olması anlamına gelmektedir. Yalpa direngenliği ise yük transferi ile sol ve sağ tekerleklerin dinamik düşey teker yüklerinin

değişmesinin engellenmesi anlamına gelmektedir. Yüksek yalpa merkezi yüksek yalpa direngenliği sağlamaktadır. Yalpa merkezi farklı süspansiyon sistemleri için farklı yöntemler ile bulunmaktadır.

McPherson bağımsız süspansiyonlu araçlarda yalpa merkezi belirlenmesi:

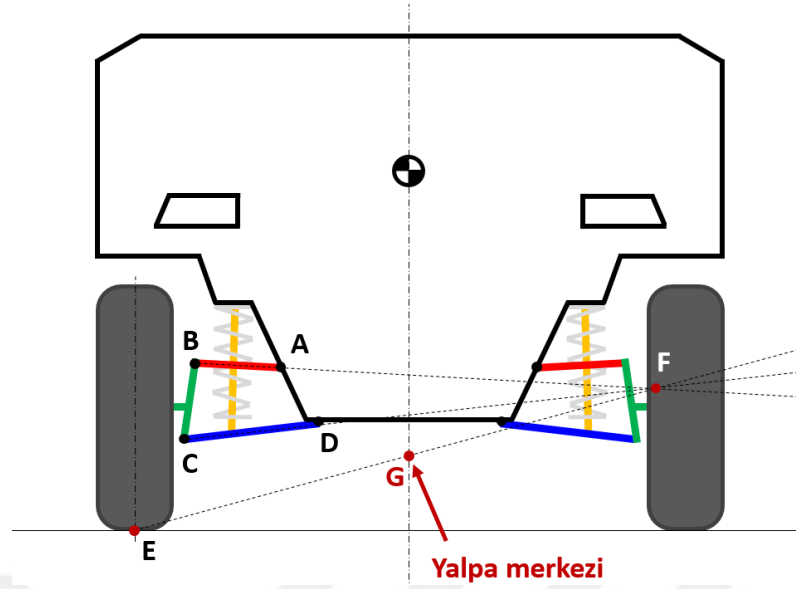
Yay-amortisör çiftinin araç gövdesine bağlı olduğu nokta A'dan yay-amortisör eksenine dik olacak şekilde bir doğru çizilir. Alt salıncağın gövde bağlantı noktası C ile akson bağlantı noktası B arasında da bir doğru çizilir. İki doğrunun kesiştiği nokta D ile tekerlek temas noktası E arasında bir doğru daha çizilir. Bu doğrunun ise araç orta eksenini kesiştiği nokta G yalpa merkezi adını alır (Jazar, 2008) (Şekil 3.17).



Şekil 3.17 McPherson süspansiyonlu araç yalpa merkezi

Çift salıncaklı bağımsız süspansiyonlu araçlarda yalpa merkezi belirlenmesi:

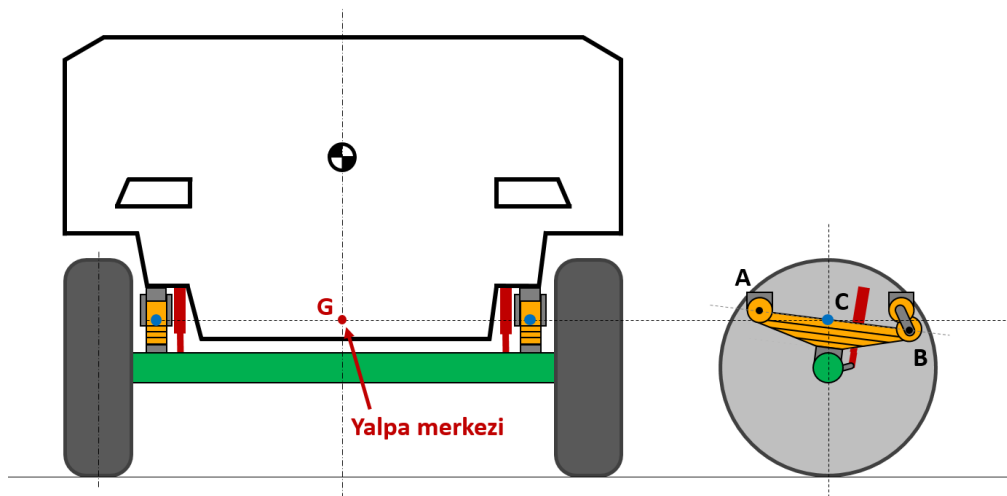
Üst salıncağın gövde bağlantı noktası A ile akson bağlantı noktası B arasında doğru çizilir. Alt salıncağın gövde bağlantı noktası D ile akson bağlantı noktası C arasında da bir doğru çizilir. İki doğrunun kesiştiği nokta F ile tekerlek temas noktası E arasında bir doğru daha çizilir. Bu doğrunun ise araç orta eksenini kesiştiği nokta G yalpa merkezi adını alır (Jazar, 2008) (Şekil 3.18).



Şekil 3.18 Çift salıncak süspansiyonlu araç yalpa merkezi

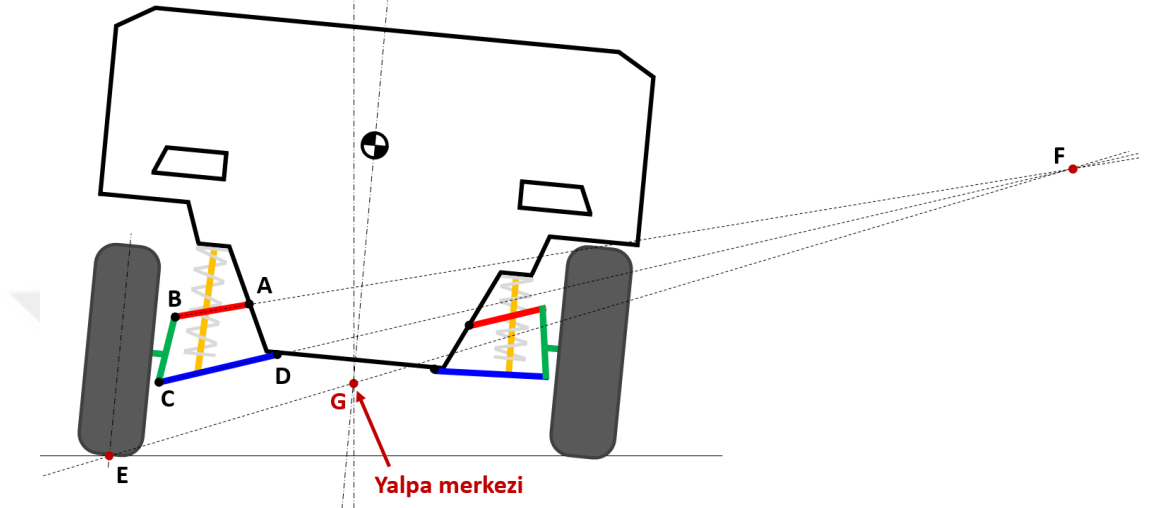
Yaprak yaylı rijit süspansiyonlu araçlarda yalpa merkezi belirlenmesi:

Araca yandan bakıldığında yaprak yaya ait ön gövde bağlantı noktası A ile arka küpe bağlantı noktası B arasında bir doğru çizilir. Bu doğrunun teker orta eksenini ile kesiştiği nokta ise C noktasıdır. Araca önden bakıldığında sağ ve sol teker için bulunan ve simetrik olan C noktaları birleştirilir ve aracın orta eksenini ile kesiştiği nokta G yalpa merkezi adını alır (Jazar, 2008) (Şekil 3.19).



Şekil 3.19 Rijit süspansiyonlu araç yalpa merkezi

Bağımsız süspansiyon sistemlerinde tekerleklerin yukarı ve/veya aşağıya doğru hareket etmesi ile yalpa merkezi düşey doğrultunun yanı sıra yanal doğrultuda da yer değiştirebilmektedir. Yanal yer değişimi araç gövdesi üzerinde istenmeyen yanal yüklerin meydana gelmesine sebep olmaktadır (Jazar, 2008) (Şekil 3.20).



Şekil 3.20 Viraj dönüşü sırasında çift salıncak süspansiyonlu araç yalpa merkezi

3.3.6 Ackermann Prensibi

Önden dümenlemeli 2 akslı bir aracın sola dönüşünün anlatıldığı durum Şekil 3.21’de gösterilmiştir. Aracın düşük hızlarda viraj dönüşü sırasında tekerleklerin kaymadan yönlenebileceği, iç ($\beta_{i,1}$) ve dış ($\beta_{o,1}$) teker açıları arasında oluşan Ackermann adında kinematik bir bağıntı söz konusudur. Ackermann prensibi teoride, iç teker ve dış teker boyuna eksenlerine dik olan eksenlerin viraj dönme merkezinde kesişmektedir.

$$\cot(\beta_{o,1}) - \cot(\beta_{i,1}) = \frac{srw}{wb} \quad (3.1)$$

$$\tan(\beta_{i,1}) = \frac{wb}{R - \frac{srw}{2}} \quad (3.2)$$

$$\tan(\beta_{o,1}) = \frac{wb}{R + \frac{srw}{2}} \quad (3.3)$$

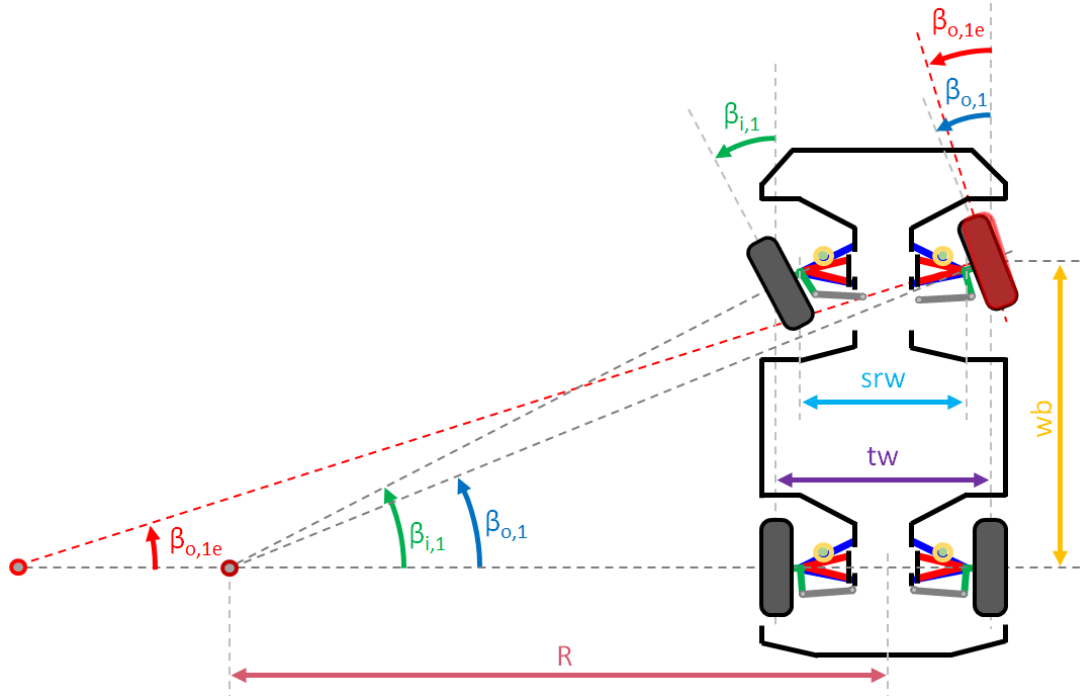
Aşağıdaki Şekil 3.21’de Ackermann geometrisini sağlayan bir araç görseli temsil edilmektedir (Jazar, 2008).

$$\beta_{o,1} = \tan^{-1} \left(\frac{wb}{\frac{wb}{\tan(\beta_{i,1})} + srw} \right) \quad (3.4)$$

$$\beta_{o,1} = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\cot(\beta_{i,1}) + \frac{srw}{wb}} \right) \quad (3.5)$$

Ackermann hatası (β_e) ise, gerçek dış teker açısının, ideal dış teker açısından (iç teker açısına göre) farklı olması durumudur (Şekil 3.21). Ackermann hatası aracın minimum dönüş yarıçapını ve tekerlek aşınmasını doğrudan etkilemektedir.

$$\beta_e = \beta_{o,1e} - \beta_{o,1} \quad (3.6)$$



Şekil 3.21 Ackermann geometrisi ve Ackermann hatası

BÖLÜM DÖRT

ARAÇ PARAMETRELERİ

Bilgisayar destekli özgün araç tasarım (BDT) modeli Catia programı üzerinde yapılan aracın, gövde tasarımı sırasında süspansiyon sistemi yerleşimi, güç aktarma sistemi yerleşimi ve personellerin yerleşimi en çok dikkate alınan hususlardır. Yapılan karşılaştırmalı değerlendirme (benchmark) çalışmaları sonucunda, araç geometrik ölçüleri belirlenmiş, süspansiyon ve direksiyon sistemi seçilerek araç tasarımı tamamlanmıştır. Araç üzerindeki silah sistemi temsili olarak seçilmiştir karşılaştırmalı değerlendirme kapsamında değildir.

4.1 Araç Geometrik Ölçüleri

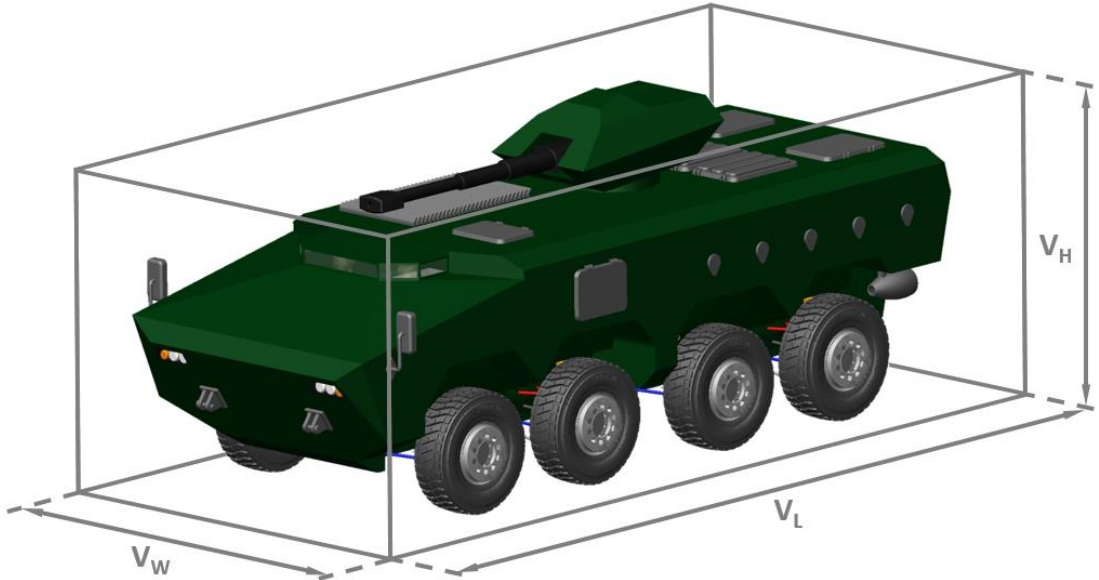
Araca ait geometrik ölçüler aşağıdaki gibidir:

Araç gabari ölçüleri (Şekil 4.1):

$$V_H = 2800 \text{ mm}$$

$$V_L = 8000 \text{ mm}$$

$$V_W = 3000 \text{ mm}$$

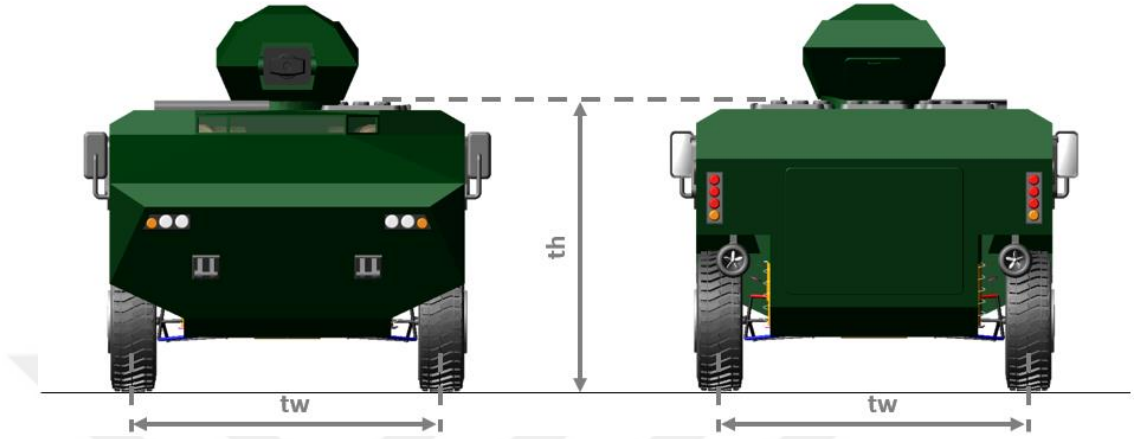


Şekil 4.1 Araç gabari ölçüleri

Araç tavan yüksekliği ve iz genişliği ölçüleri (Şekil 4.2):

$$th = 2340 \text{ mm}$$

$$tw = 2600 \text{ mm}$$



Şekil 4.2 Araç önden ve arkadan görünüşü

Araç aks açıklık mesafeleri ve yaklaşma-uzaklaşma açıları (Şekil 4.3):

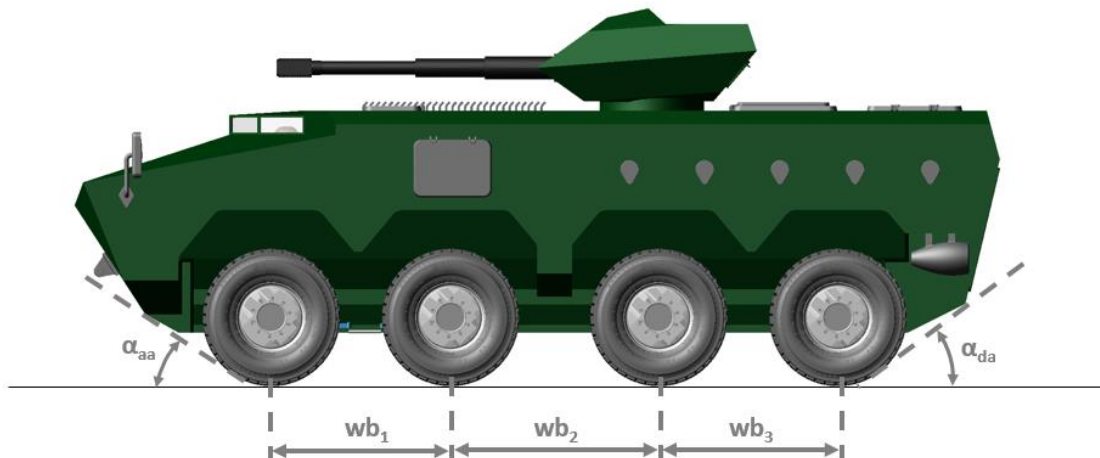
$$wb_1 = 1550 \text{ mm}$$

$$wb_2 = 1800 \text{ mm}$$

$$wb_3 = 1550 \text{ mm}$$

$$\alpha_{aa} = 40^\circ$$

$$\alpha_{da} = 40^\circ$$

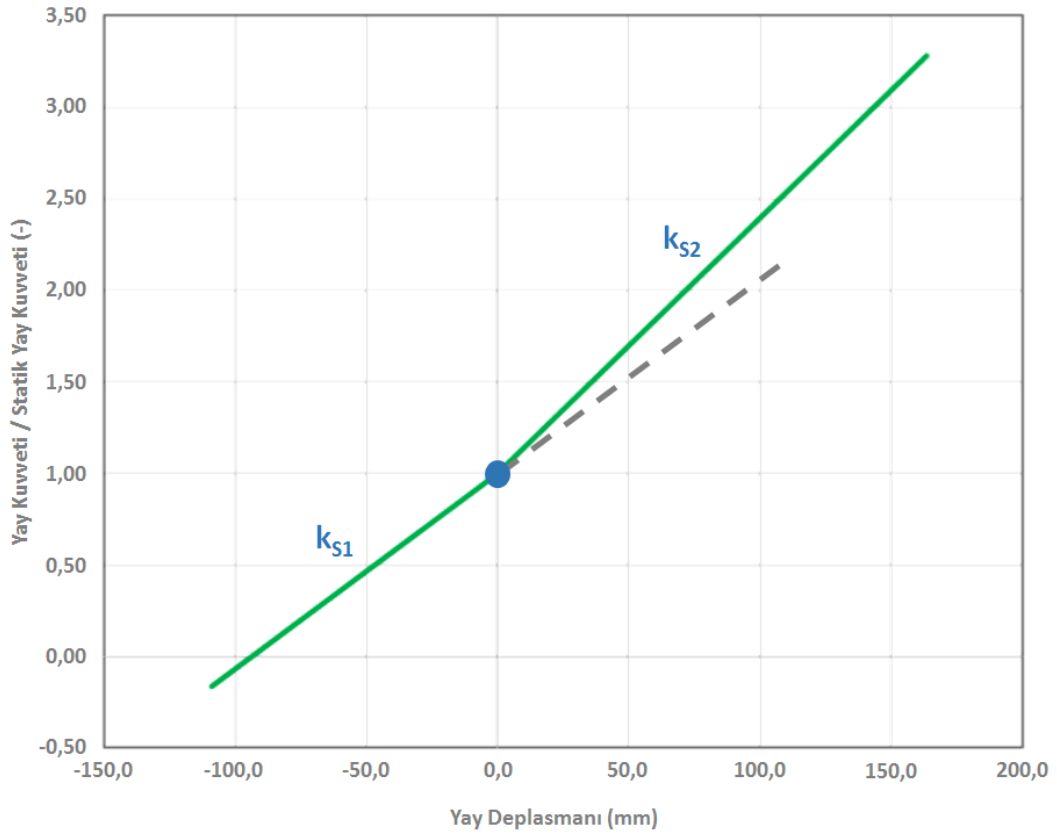


Şekil 4.3 Araç yandan görünüşü

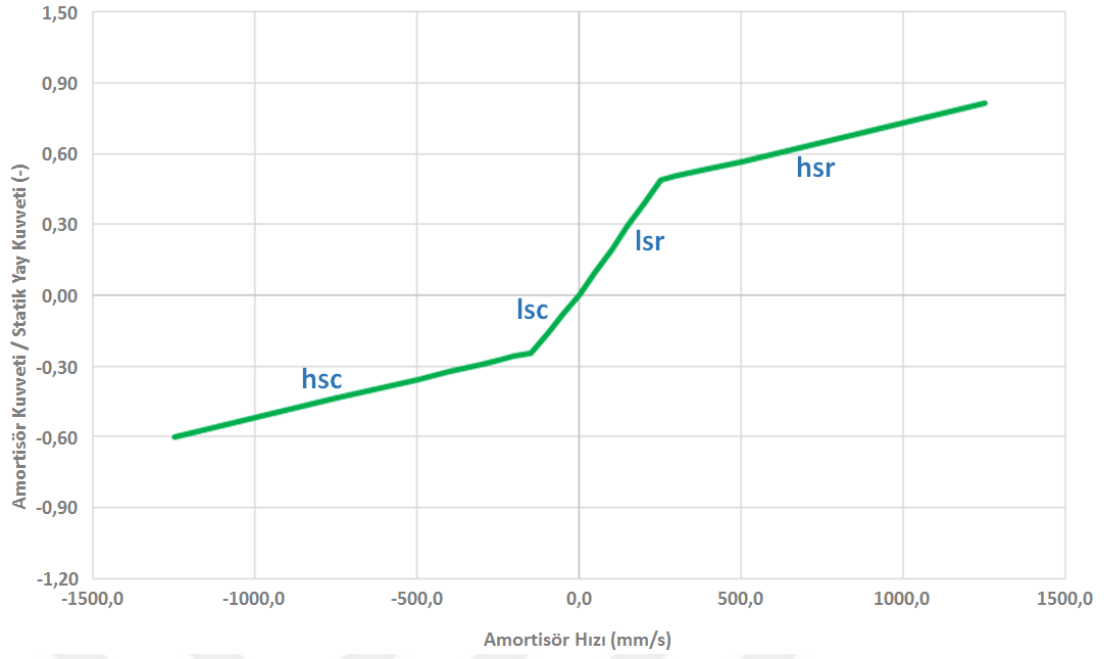
4.2 Süspansiyon Sistemi

Araçta çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi kullanılmıştır. Süspansiyon sisteminin kinematik noktaları, daha önceden tasarlanmış bir süspansiyon sistemi üzerinden alınmıştır. Süspansiyon sisteminde yer alan üst salıncak, alt salıncak, akson ve tekerlek göbeği parçalarına ait ağırlık merkezi, kütle ve atalet değerleri BDT programından çıkarılmış ve kullanılmıştır.

Süspansiyon sisteminin izin verdiği düşey deplasman aralığında çalışabilecek helisel yay ve amortisör değerleri sırasıyla, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te yer alan değerler olarak kabul edilmiştir.



Şekil 4.4 İki kademeli helisel yay karakteristiği

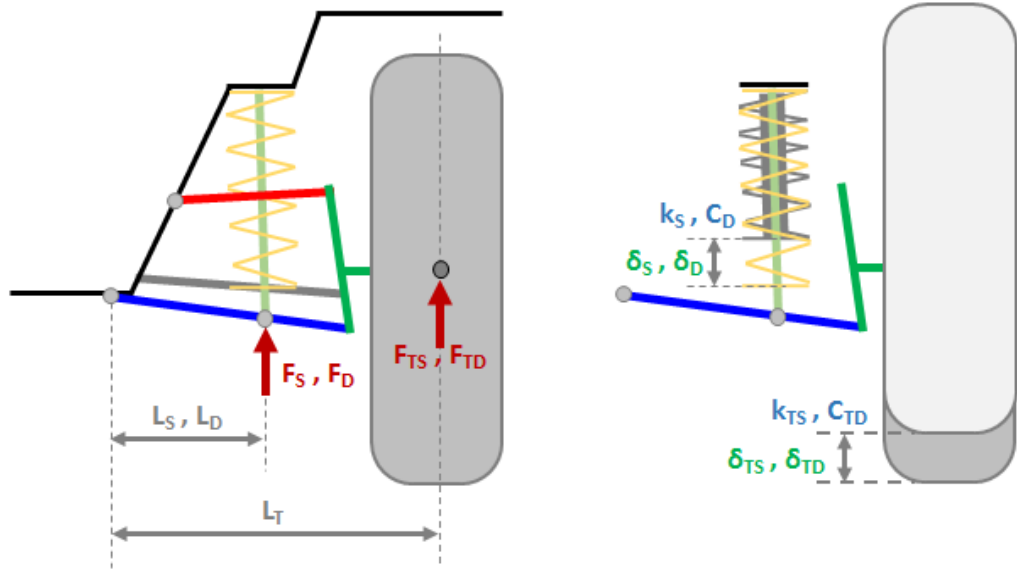


Şekil 4.5 Amortisör karakteristiği

Çift salıncaklı süspansiyon sisteminin kinematik çevrim oranından dolayı, yay ve amortisör katsayıları tekerlek temas noktasına indirgenmiştir. Formülasyonda hesap, yay üzerinden gösterilmiştir. Aynı hesaplama şekli ile amortisör için de geçerlidir.

$$K_{TS} = \frac{F_{TS}}{\delta_{TS}} = \frac{F_S * (L_S / L_T)}{\delta_S * (L_T / L_S)} = K_S * \left(\frac{L_S}{L_T} \right)^2 \quad (4.1)$$

$$i_s = \left(\frac{L_S}{L_T} \right) \quad (4.2)$$



Şekil 4.6 Teker merkezi eşdeğer yay şeması

Tekerlek temas noktasındaki yay ve amortisör katsayıları aşağıdaki denklemler ile hesaplanarak $f_A=1,30$ Hz ve $D_A=0,53$ olarak belirlenmiştir. Burada, f_A sönümsüz düşey şasi titreşim değeri, D_A ise şasi sönüm faktörüdür. Bu değerler kullanılarak hesaplanan yay ve amortisör katsayıları, seyir dinamiği optimizasyonlarının gerçekleştirildiği bölümde 1,0 katsayıları ile gösterilen değerlerdir.

$$f_A = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{k_{TS}}{m_{spr}}} \quad (4.3)$$

$$D_A = \frac{C_{TD}}{2\sqrt{k_{TS}*m_{spr}}} \quad (4.4)$$

$$k_S = (i_S)^2 * k_{TS} \quad (4.5)$$

$$C_D = (i_D)^2 * C_{TD} \quad (4.6)$$

BÖLÜM BEŞ

DENEY TASARIMI YAKLAŞIMI İLE OPTİMİZASYON METODOLOJİSİ

Bir diğer anlamı eniyileme olan optimizasyon, bir sistemden belirli kısıtlar dahilinde en iyi sonucu alabilmek adına yapılan çalışmalar bütününe verilen isimdir.

Bu çalışmada, optimize edilmek istenen parametrelere ait kısıtları belirlemek için deney tasarımı ve yanıt yüzey yöntemleri kullanılmıştır. Optimizasyonlar, bu yöntemleri içeren Adams / Insight™ programını kullanılarak yapılmıştır.

5.1 Deney Tasarımı Yaklaşımı

Deney tasarımı (Design of Experiments (DOE)), bir parametrenin veya parametre grubunun değerini kontrol eden faktörleri değerlendirmek için kontrollü testlerin planlanması, yürütülmesi, analiz edilmesi ve yorumlanması ile ilgili uygulamalı istatistiklerin bir dalı olarak tanımlanır. Deney tasarımı (DT), çeşitli deneysel durumlarda kullanılabilen güçlü bir veri toplama ve analiz aracıdır. DT, şüpheli giriş / çıkış ilişkilerini doğrulamak ve eğer (if) analizi yapmak için uygun bir tahminsel denklem geliştirmek için de kullanılabilir (Montgomery, 2017).

İstenen bir çıktı (yanıt) üzerindeki etkilerini belirleyerek çoklu giriş faktörlerinin değiştirilmesine izin verir. Aynı anda birden çok girişi manipüle ederek, DT her seferinde bir faktörle deneme yaparken gözden kaçırılacak önemli etkileşimleri belirleyebilir. Tüm olası kombinasyonlar araştırılabilir (tam faktöryel) veya olası kombinasyonların sadece bir kısmı (kesirli faktöryel).

Tasarlanan deneylere yönelik mevcut istatistiksel yaklaşımların çoğu, 20. yüzyılın başlarında R. A. Fisher'ın çalışmalarından kaynaklanmaktadır. Fisher, denemeden önce bir deneyin tasarımını ve yürütülmesini ciddi bir şekilde değerlendirmek için zaman ayırmanın, analizde sık karşılaşılan sorunların önlenmesine nasıl yardımcı

olduğunu gösterdi. Tasarlanmış bir deney oluşturmanın temel kavramları arasında engelleme, rasgeleleştirme ve çoğaltma yer alır (Montgomery, 2017).

Engelleme; bir faktörün rasgele seçilmesi imkansız veya çok maliyetli olduğunda, engelleme, tüm denemeleri faktörün bir ayarı ve ardından diğer denemeleri içeren tüm denemeleri gerçekleştirerek durumu kısıtlamayı sağlar.

Rasgeleleştirme; bir deneyin denemelerinin gerçekleştirilme sırasını ifade eder. Rastgele bir dizi, bilinmeyen veya kontrolsüz değişkenlerin etkilerini ortadan kaldırmaya yardımcı olur.

Replikasyon; kurulum dahil olmak üzere tam bir deneysel tedavinin tekrarı.

Bir deney grubunun planlama aşamasında, faktörler olarak da adlandırılan giriş parametrelerinin değiştiği aralıkların tanımlanması gerekir. Tasarımın düzeni, giriş parametrelerinin seçilen alt alanındaki örnek noktaların nasıl seçileceğini belirler. Gözlenen modele ve sonuçların analizine bağlı olarak, deneysel tasarımlar olarak da adlandırılan farklı algoritmalar kullanılabilir (Montgomery, 2017). Bu tez kapsamında, DT yaklaşımı yöntemlerinden biri olan, merkezci kompozit tasarım (Central Composite Design (CCD)) yaklaşımı kullanılmıştır.

5.2 Box-Wilson Merkezi Kompozit Tasarımı

Yaygın olarak “merkezi kompozit tasarım (Central Composite Design (CCD))” olarak adlandırılan Box-Wilson merkezi kompozit tasarımı, eğrilik tahminine izin veren bir grup “eksenel (yıldız) nokta” ile zenginleştirilmiş merkezi noktalara sahip gömülü bir faktöriyel veya kesirli faktöriyel tasarımı içerir (Montgomery, 2017). Bu tip deneysel tasarımlar sıklıkla ikinci dereceden yanıt modelleri ile birlikte kullanılır. Merkezi kompozit tasarımı üç tür nokta ve nokta kümelerinden oluşmaktadır:

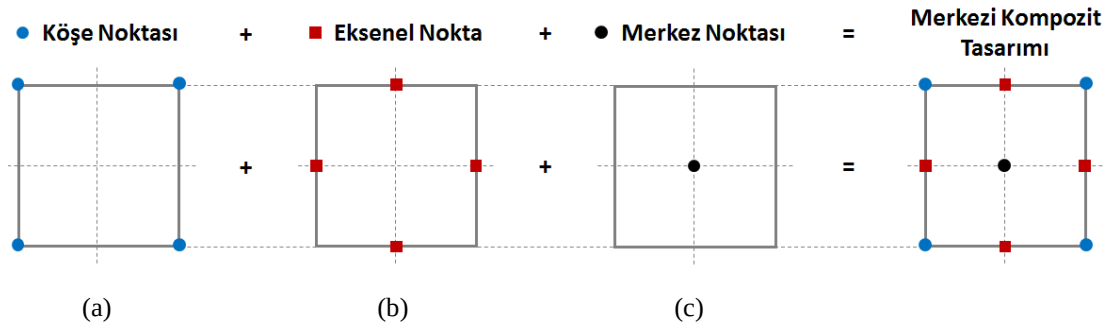
Köşe noktaları, tam faktöriyel tasarımdan gelir. Tam Faktöriyel, kontrol parametrelerinin minimum ve maksimum değerlerinin tüm olası kombinasyonu ile 2^n

örnek noktalarını oluşturur. Bu tasarım n boyutlu parametre alanında bir hiper küpü kapsar, bu nedenle bu noktalara küp noktaları da denir.

Eksenel noktaların tarama analizi $2n$ örnek noktadan oluşur. Örnekler kural tarafından parametrelerden birinin minimum veya maksimum değere ve diğer tüm parametrelerin nominal değerine sahip olmasıyla tanımlanır. Bu tasarım n boyutlu parametre uzayında bir yıldızı kapsar, bu nedenle bu noktalara yıldız noktaları da denir.

Merkez noktası, merkezdeki tek bir noktanın nominal tasarım tarafından oluşturulur. Nominal tasarım, tüm kontrol parametrelerinin nominal değerlerine ayarlandığı bir deneyden oluşur. Bu tek parametre değerlerine merkez noktası denir.

Örnek olarak 3 değişkenin ($k=3$) olduğu bir durumda toplam test sayısı = $2^n + 2n + M_n = 14 + M_n$ (merkez noktası) olur. Merkez noktası genelde $3 \leq M_n \leq 5$ aralığında değişmektedir.



Şekil 5.1 Merkezi kompozit tasarım noktaları: (a) köşe noktası, (b) eksenel nokta, (c) merkez noktası

Eksenel (yıldız) noktaların yerleştirildiği yere göre 3 farklı merkezi kompozit tasarım yöntemi bulunmaktadır. Bunlar:

5.2.1 Dairesel Merkezi Kompozit Tasarım

Dairesel merkezi kompozit (Central Composite Cylinder (CCC)) tasarımı, merkezi kompozit tasarımın orijinal biçimidir. Eksenel (yıldız) noktalar, tasarım için

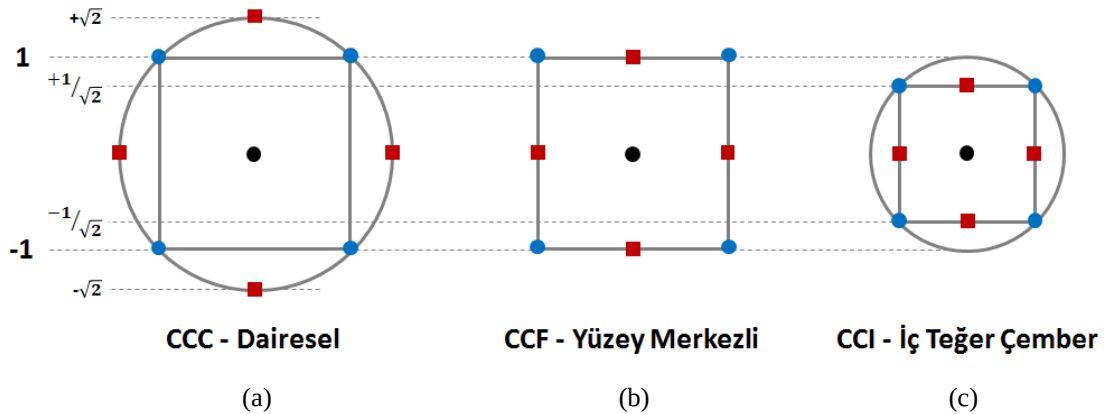
istenen özelliklere ve tasarımdaki faktörlerin sayısına bağlı olarak merkezden $\alpha = \pm\sqrt{2}$ birim uzaktadır. Eksenel (yıldız) noktalar, tüm faktörler için düşük ve yüksek ayarlar için yeni uçlar oluşturur. Dairesel merkezi kompozit tasarımı daire, küresel veya hipersferik simetriye sahiptir. Şekil 5.2’de 2 değişkenli daire merkezi kompozit tasarımı gösterilmiştir.

5.2.2 Yüzey Merkezli Merkezi Kompozit Tasarım

Yüzey merkezli merkezi kompozit (Central Composite Face-centered (CCF)) tasarımında eksenel noktalar, faktöriyel alanın her bir yüzünün merkezindedir, bu yüzden $\alpha = \pm 1$ ’dir. Bu çeşitlilik, her faktörün 3 seviyesini gerektirir. Mevcut bir faktöriyel tasarımını uygun yıldız noktalarıyla genişletmek de bu tasarımı üretebilir. Şekil 5.2’de 2 değişkenli yüzey merkezli merkezi kompozit tasarımı gösterilmiştir.

5.2.3 İç Teğir Çember Merkezi Kompozit Tasarım

İç teğir çember merkezi kompozit (Central Composite Inscribed (CCI)) tasarımında, faktör ayarları için belirlenen sınırların limit olduğu durumlarda, CCI tasarımı faktör ayarlarını yıldız noktaları olarak kullanır ve bu limitler dahilinde faktöriyel veya kesirli bir faktöriyel tasarım oluşturur, bu yüzden $\alpha = \pm 1/\sqrt{2}$ ’dir. Diğer bir deyişle, CCI tasarımı ölçeklendirilmiş bir CCC’dir. Şekil 5.2’de 2 değişkenli iç teğir çember merkezi kompozit tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 5.2 Merkezi kompozit tasarım yöntemleri: (a) daire (CCC), (b) yüzey merkezli (CCF), (c) iç teğir çember (CCI) (Montgomery, 2017)

5.3 Yanıt Yüzey Yöntemi

Yanıt yüzeyi metodolojisi (Response Surface Methodology (RSM)) süreçleri geliştirmek, iyileştirmek ve optimize etmek için yararlı olan istatistiksel ve matematiksel tekniklerin bir koleksiyonudur (Myers, 2016). Ayrıca, yeni ürünlerin tasarımı, geliştirilmesi ve formülasyonunun yanı sıra mevcut ürün tasarımlarının iyileştirilmesinde de önemli uygulamalara sahiptir. Polinom tipi regresyon modeli kullanan RSM, genişletilmiş DOE yöntemlerinden biridir. Yanıt yüzeyi deneylerinin temel amacı, tasarım değişkenleri ve sistem yanıtı arasındaki ilişkiyi tahmin etmek ve analiz etmek için uygun bir model elde etmektir.

5.3.1 Doğrusal Regresyon Modeli

Doğrusal regresyon modellerinin yerleştirilmesine örnek vermek gerekirse, bir polimerin viskozitesini sıcaklığa ve katalizör besleme hızına bağlayan ampirik bir model geliştirmek istediğimizi varsayalım. Bu ilişkiyi tanımlayabilecek bir model, denklem 3.2’de, genel formu ise denklem 3.1’de verilmiştir (Myers, 2016).

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \varepsilon \quad (3.1)$$

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \varepsilon \quad (3.2)$$

Burada y viskoziteyi, x_1 sıcaklığı ve x_2 , katalizör besleme hızını temsil eder. Bu, iki bağımsız değişkeni olan çok doğrusal bir regresyon modelidir. Lineer terimi kullanılır, çünkü denklem 3.2’de verilen bilinmeyen β_0 , β_1 ve β_2 parametrelerinin doğrusal bir fonksiyonudur. Model, iki boyutlu x_1 ve x_2 uzayındaki bir düzlemi tanımlar. β_0 parametresi ise düzlemin kesişim noktasını tanımlar. β_1 ve β_2 değişkenlerini bazen kısmi regresyon katsayıları olarak tanımlıyoruz. Çünkü x_2 sabit tutulduğunda, x_1 ’in birim başına y ’deki beklenen değişikliğini β_1 ölçer ve x_1 sabit tutulduğunda ise, x_2 ’nin birim başına y ’deki beklenen değişikliğini β_2 ölçer.

Genelleme yapılacak olursa, yanıt değişkeni y , k adet regresör değişkeni ile ilişkili olabilir (denklem 3.3). Bu modele k adet regresör değişkenli çoklu doğrusal regresyon modeli denir (Myers, 2016).

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \cdots + \beta_k x_k + \varepsilon \quad (3.3)$$

β_j , $j = 0, 1, \dots, k$ parametreleri, regresyon katsayıları olarak adlandırılır. Bu model, regresyon değişkenlerinin $\{x_j\}$ k boyutlu uzayındaki bir hiper düzlemi tarif eder. β_j parametresi, kalan tüm bağımsız değişkenler x_i ($i \neq j$) sabit tutulduğunda x_j cinsinden birim değişiklik başına y yanıtında beklenen değişikliği temsil eder (Myers, 2016).

Görünüş olarak denklem 3.3'den daha karmaşık olan modeller, birinci dereceden modele iki değişkenli bir etkileşim terimi ekleyerek analiz edilebilir.

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \varepsilon \quad (3.4)$$

Eğer, $x_3 = x_1 x_2$ ve $\beta_3 = \beta_{12}$ dersek, denklem 3.4 aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \varepsilon \quad (3.5)$$

İkinci dereceden yanıt yüzeyi modelini iki değişkende düşünersek:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{11} x_1^2 + \beta_{22} x_2^2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \varepsilon \quad (3.6)$$

Eğer, $x_3 = x_1^2$, $x_4 = x_2^2$, $x_5 = x_1 x_2$, $\beta_3 = \beta_{11}$, $\beta_4 = \beta_{22}$ ve $\beta_5 = \beta_{12}$ dersek, denklem 3.6 aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_5 x_5 + \varepsilon \quad (3.7)$$

Genel olarak, parametrelerde (β 'ler) doğrusal olan herhangi bir regresyon modeli, oluşturduğu yanıt yüzeyinin şekline bakılmaksızın doğrusal bir regresyon modelidir.

5.3.2 Doğrusal Regresyon Modellerinde Parametrelerin Tahmini

En küçük kareler yöntemi tipik olarak çoklu doğrusal regresyon modelindeki regresyon katsayılarını tahmin etmek için kullanılır. Bilinmeyen regresyon katsayılarının her biri için, $p = k + 1$ adet normal denklem vardır. Matris notasyonunda ifade edilen normal denklemleri çözmek daha kolaydır. Denklem 3.7, matris notasyonunda şöyle yazılabilir:

$$y = X\beta + \varepsilon \quad (3.8)$$

Denklem 3.8’de yer alan değişkenler aşağıdaki gibidir.

$$y = [y_1, y_2, y_3, \dots, y_n]^T \quad (3.9)$$

$$X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1k} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nk} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$\beta = [\beta_0, \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_k]^T \quad (3.11)$$

$$\varepsilon = [\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \dots, \varepsilon_n]^T \quad (3.12)$$

Genel olarak, y eşitliği $n \times 1$ büyüklüğünde bir gözlem vektörü, X eşitliği ise model biçimine genişletilmiş bağımsız değişkenlerin seviyelerinden oluşan bir $n \times p$ matrisidir. β eşitliği, kesişme parametresi (β_0) ve regresyon katsayılarının $p \times 1$ vektörüdür. ε eşitliği ise $n \times 1$ büyüklüğünde rastgele hataların vektörüdür. X matrisi, modeldeki kesişme terimini hesaplamak için birinci sütunda yer alan 1 katsayılarını içermektedir. Hataları (ε) en aza indiren β değerinin tahmini değeri denklem 3.13’deki gibi ifade edilebilir (Myers, 2016).

$$\beta = (X'X)^{-1}X'y \quad (3.13)$$

Denklem 3.1’de verilen ikinci dereceden polinom modeli, ADAMS / Insight programında bulunan yanıt yüzey (RSM) ile çeşitli değişkenlerin optimizasyonunda kullanılır. Adams / Insight™ programında, tasarım spesifikasyonu bölümü deney tasarımı yaklaşımı seçeneğinin altında yer alan yüzey merkezli merkezi kompozit (Central Composite Face-centered (CCF)) tasarım tipi, yanıt yüzeyi deneylerinin tasarım matrisini oluşturmak için seçilir. Kesirli faktöriyel tip tarama deneyleri, faktörlerin yüksek dereceli etkileşimleri ihmal edilebilir olduğunda faydalıdır. Temel etkiler ve düşük dereceli etkileşimler, 2^{k-p} kesirli faktöriyel tasarımı çalıştırılarak elde edilebilir. Burada k ilgili faktörlerin toplam sayısıdır ve p diğer faktörlerin etkileşimlerinden üretilen faktörlerin sayısıdır. Tarama deneylerindeki çalışmaların sonuçları, denklem 3.3’de verilen birinci dereceden polinomlara yerleştirilir. ADAMS / Insight, polinomdaki β parametrelerini tahmin etmek için en küçük kareler yöntemini kullanır (ADAMS/Insight, 2012).

Merkezi kompozit yüzlü (CCF) tasarımlar, tüm faktör alanı üzerinde yüksek kalitede tahmin sağlar ve uygulayıcılar tarafından kullanılan en popüler ikinci derece tasarımlardır (Myers, 2016).

BÖLÜM ALTI

ÇOKLU CİSİM DİNAMİĞİ PROGRAMI İLE ARACIN MODELLENMESİ

Bu bölümde çoklu cisim dinamiği modeli MSC ADAMS/Car programı üzerinde kurulan 8x8 askeri aracı modelleme basamaklarından bahsedilmiştir.

6.1 MSC ADAMS/Car

Bir çoklu cisimler dinamiği programı olan Adams, yalnızca araç ve süspansiyon simülasyonları değil, çeşitli kinematik mekanizmaların simülasyonlarını ve optimizasyonlarını da gerçekleştirmektedir. Bu çalışma kapsamında Adams yazılımının car modülü kullanılmıştır.

Adams/car yazılımında araç modelleri alt sistemlerden, alt sistemler ise şablonlardan oluşmaktadır. Aracın kendine özgü çalışan her bir alt sistemi için ayrı bir şablon oluşturulması gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında modellenen araç, 6 adet ana 1 adet yardımcı alt sistemden oluşmaktadır.

- Lastik tekerlek modeli (ana alt sistem)
- Süspansiyon sistemi modeli (ana alt sistem)
- Yönlendirme sistemi modeli (ana alt sistem)
- Gövde modeli (ana alt sistem)
- Personel ve mühimmat modeli (yardımcı alt sistem)
- Güç aktarma sistemi modeli (ana alt sistem)
- Fren modeli (ana alt sistem)

6.2 Şablonların Oluşturulması

Süspansiyon sistemi ve direksiyon sistemi gibi mekanizma altyapısı olan alt sistemlere ait şablonların hazırlanmasında farklı serbestlik derecelerine sahip bağlantı elemanları ile sistemler gerçeğe en yakın şekilde modellenmiştir.

Bütün şablonların orijin eksen takımı ön süspansiyon sistemi diferansiyel çıkışlarının ortasında araç simetri eksenı üzerindedir.

6.2.1 Lastik Tekerlek Modeli

Araçta 14.00 R20 ölçülerinde patlak gider lastik kullanılmıştır (Şekil 5.1). Lastiğē ait ölçümleri yapılmış matematiksel bir lastik modeli bulunmamaktadır. Dolayısı ile Adams/car yazılımının kendi kütüphanesinde bu ölçülerdeki bir lastiğē en uygun olan lastik modeli seçilmiştir. Bu lastik modeli pac2002 “sihirli teker formülü (magic formula)” ile hesaplanmış bir lastik modelidir. Pac2002 lastik modeli seçilmesinin en önemli nedeni, NVH çalışmaları dışında bütün sürüş manevralarına uygun olması (Tablo 5.1) ve Adams/car yazılımı içinde yer alan lastik verisi benzetme aracı ile çalışabilmesidir. Sihirli teker formülü ile türetilmiş lastik modellerine ait parametreler, lastik verisi benzetme aracı ile görüntülenebilmekte ve istenilen değē doğrultusunda değıştirilebilmektedir. Çeşitli literatür araştırmaları sonucu lastiğē ait bulunan bazı parametreler ile kütüphanede yer alan lastik modeli güncelleştirilmiştir.



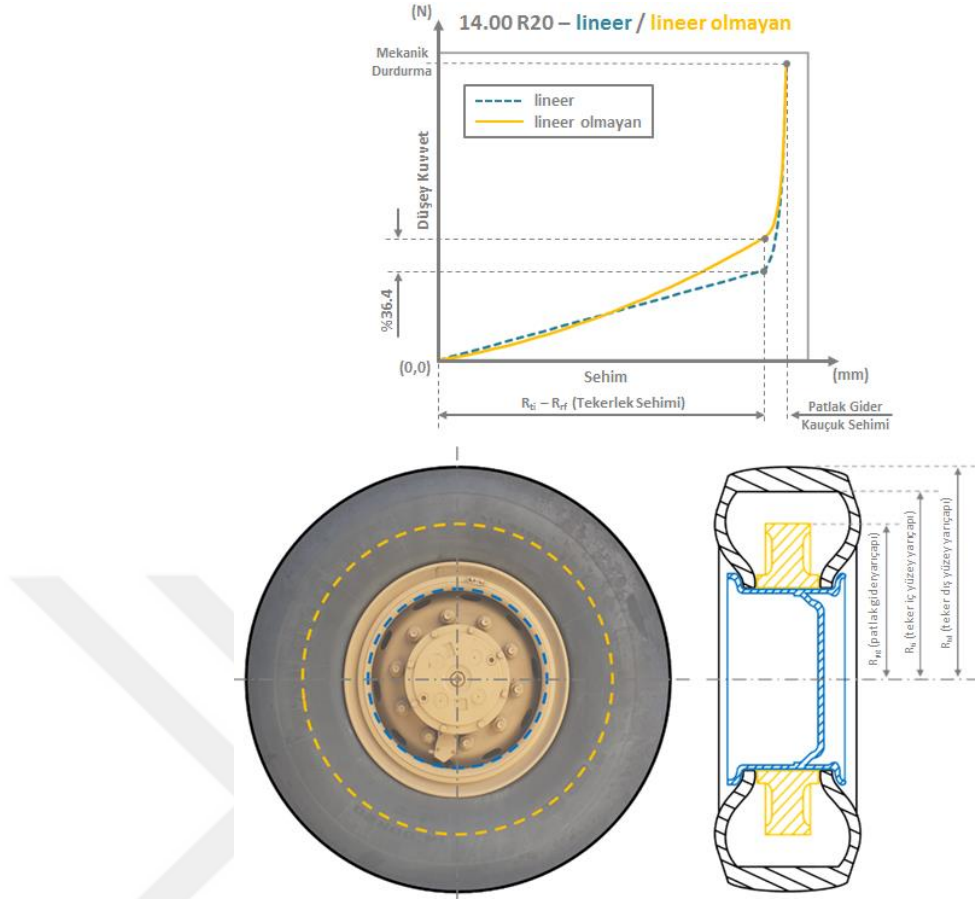
Şekil 6.1 14.00 R20 patlak gider tekerlek görseli

Tablo 6.1 Tekerlek modelleri ve kullanım alanları (MSC ADAMS/Car, 2012)

	Olay / Manevra	ADAMS / Direksiyon Hakimiyeti Tekerleği								Belirli Modeller		
		PAC 2002	PAC 2002*	PAC-TIME	PAC 89	PAC 94	FIALA	5.2.1.	UA Tİre	PAC-MC	Ftire	SoftSoil
Direksiyon Hakimiyeti	Hareketsiz durmak ve başlamak	+	+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	+	-
	Park (hareketsiz direksiyon eforu)	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-
	Devirme tablası üzerinde duruş	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-
	Kararlı durumda viraj dönüşü	+	+	+	o/+	+	o	o	o/+	+	o/+	+
	Şerit değiştirme	+	+	+	o/+	+	o	o	o/+	+	o/+	+
	ABS fren mesafesi	+	+	o/+	o/+	o/+	o	o	o/+	o/+	+	o/+
	Dönüş sırasında frenleme/güç kesilmesi	+	+	+	o	o	o	o	o	+	o/+	+
	Araç devrilmesi	+	+	o	o	o	o	o	o	o	+	o/+
	Bağılantılı lastik özelliklerinin ölçeklendirilmesi	+	+	-	-	-	-	-	-	-	o	-
Sürüş konforu	Düzgün olmayan yolda viraj dönüşü ¹	o/+	+	o	o	o	o	o	o	o	+	o
	Düzgün olmayan yolda frenleme ¹	o/+	+	o	o	o	o	o	o	o	+	o
	Engel geçme	-	+	-	-	-	-	-	-	-	+	o
	Düzgün olmayan yolda sürüş konforu	-	+	-	-	-	-	-	-	-	+	o
	4 Poster (A/Ride)	+	+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	+	-
Şasi Kontrolü	ABS frenleme kontrolü	o/+	+	o	o	o	o	o	o	o	+	-
	Tekerlek salgısı ²	o/+	+	o	o	o	o	o	o	o	+	-
	Direksiyon sistemi titreşimleri	o/+	+	o	o	o	o	o	o	o	+	-
	Gerçek zaman	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Şasi kontrol sistemi > 8 Hz	o/+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	o
	Sürüş ile şasi kontrolü	-	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-
Dayanıklılık	Kaldırım üzerinden geçiş	-	o/+	-	-	-	-	o	o	-	+	o
	Jant çarpması ile kaldırım üzerinden geçiş	o	o/+	-	-	-	-	o	o	-	+	-
	Çukurdan geçiş	-	o/+	-	-	-	-	o	o	-	+	o
	Yükleme durumları	-	o/+	-	-	-	-	o	o	-	+	o
Misc.	Deney tasarımı	-	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-
	SMP paralel	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

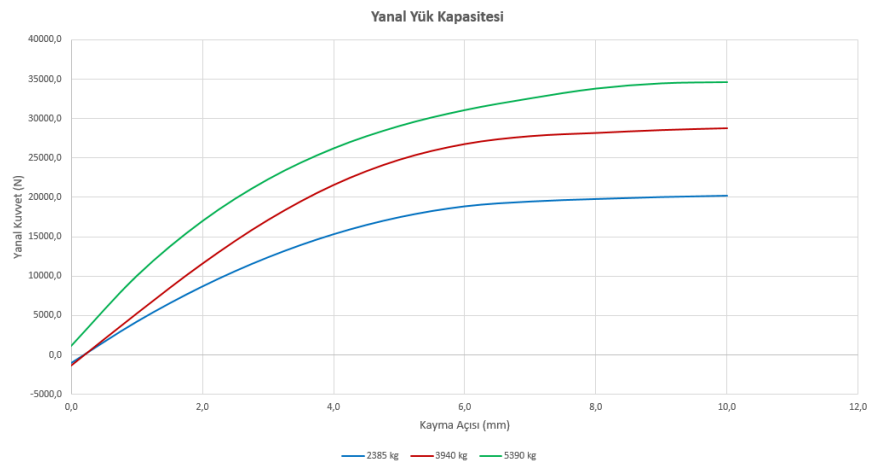
-	Uygun değil / Gerçekçi değil	1	Yol tümseklerinin dalga boyu > tekerlek çapı
o	Uygun	2	Süspansiyon esnekliği ve tekerleğin dinamik tepkilerinin neden olduğu tekerleğin savrulma titreşimi
o/+	Daha iyi	*	Kemer(lastik dokusu) dinamiği modeli kullanılan PAC 2002 tekerlek modeli
+	kullanmak için en iyisi		Tekerlek modeli tranzient ve birleştirilmiş kayma modunda kullanıldığı varsayılmıştır.

Aracın, bir engel karşısında gösterdiği davranışta lastiğin düşey sertlik değerinin etkisi çok önemlidir. Şekil 5.2’de görülen grafikte, düşey sertlik ölçümü yapılan lastik ile lineer düşey sertliğe sahip olduğu kabul edilen lastikler karşılaştırılmıştır. Lastiğin iç yüzeyi, patlak gider parçanın dış yüzeyine değdiği durumda %36.4’lük bir düşey kuvvet farkı olduğu ortaya çıkmıştır. 14.00 R20 lastiğinin düşey sertlik değeri ölçülmüş veri ile güncellenmiştir.



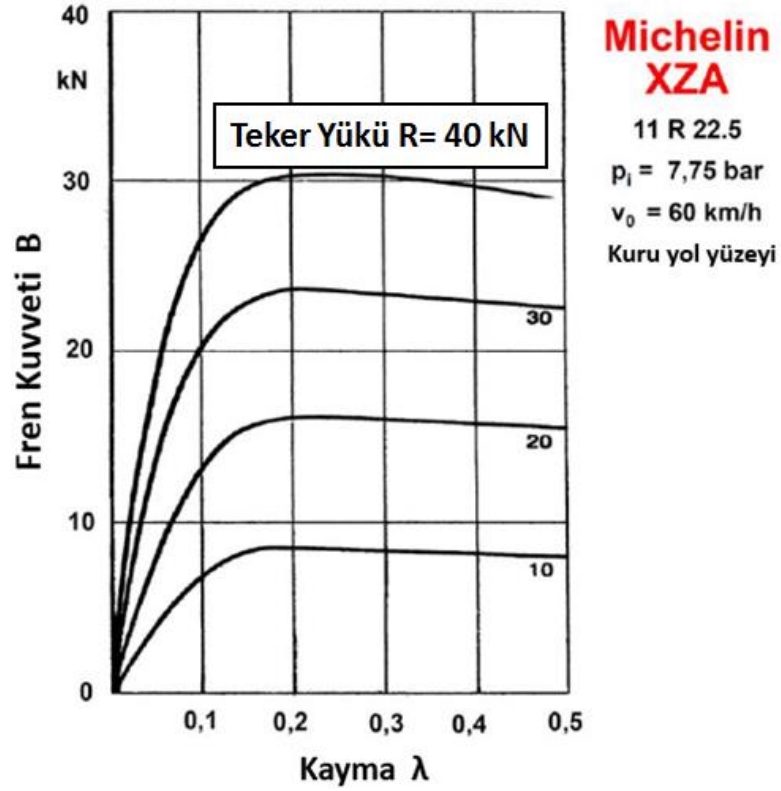
Şekil 6.2 14.00 R20 patlak gider lastiğe ait lineer ve lineer olmayan düşey sertlik değerlerinin karşılaştırılması

14.00 R20 lastiğine benzer geometriye sahip 16.00 R20 lastiğine ait ölçülmüş yanal yük kapasitesi sonuçları ile model güncelleştirilmiştir (Şekil 5.3).



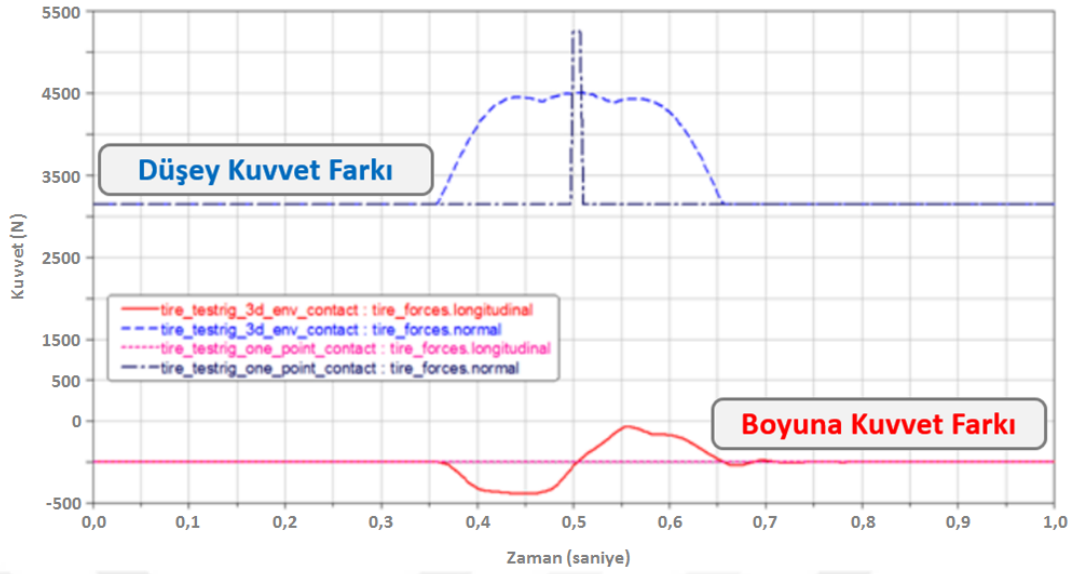
Şekil 6.3 Michelin 16.00 R20 tekerleğine ait farklı düşey yüklerde yanal kuvvette karşılık kayma açısı grafiği (Babulal, Stallmann ve Els, 2015)

14.00 R20 lastiğine ait bir çalışmanın konusu olan yüksek lisans tezinde 6x6 askeri aracın manevra simülasyonları için modellenen tekerleğin boyuna yük kapasitesi sonuçları (Şekil 5.4) ile kütüphanedeki model güncelleştirilmiştir.

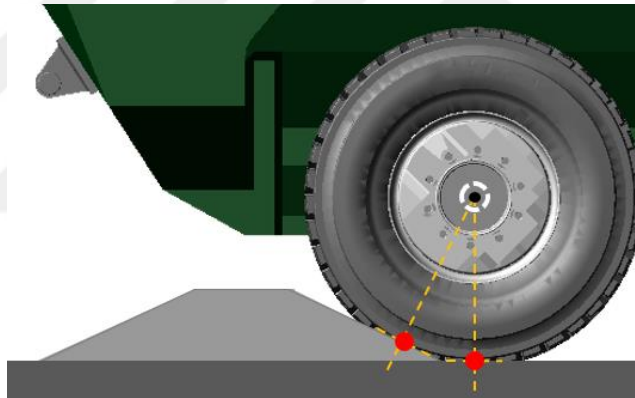


Şekil 6.4 Michelin 11.00 R22.5 tekerleğine ait farklı düşey yüklerde frenleme kuvvetine karşılık kayma açısı grafiği (Oscarsson, 2015)

Adams/Car kütüphanesinde yer alan tekerlek modellerinde farklı tekerlek-yol temas algoritmaları bulunmaktadır. Üç boyutlu zarflama ile tekerlek temas modeli (3D Enveloping Contact), tümseklerin yer aldığı simülasyonlar için en uygun algoritmayı sunmaktadır (MSC ADAMS/Car, 2012). Tek noktadan temaslı lastik modeli ile tümsek geçme sırasında araç, düşey sarsıcı üzerinde gibi davranmakta ve lastik üzerinde, dolayısı ile araç üzerinde boyuna kuvvet değişimi görülmemektedir. Tek noktadan temas ile üç boyutlu zarflama algoritmaları arasındaki fark MSC firması tarafından yapılan çalışmada gösterilmiştir (Şekil 5.5) Üç boyutlu zarflama algoritması ile kütüphanedeki model güncelleştirilmiştir.



Şekil 6.5 Tek noktadan ve üç noktadan temaslı lastiklerin boyuna ve düşey kuvvetler doğrultusunda karşılaştırılması (MSC ADAMS/Car, 2012)

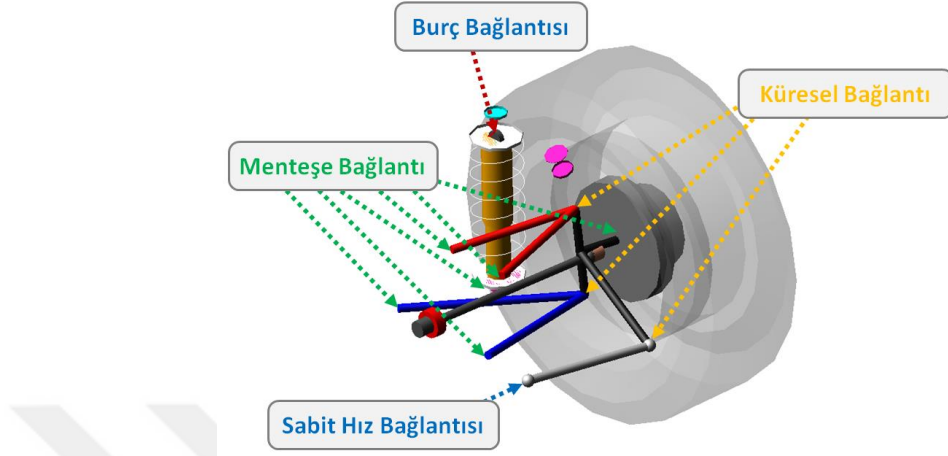


Şekil 6.6 Üç boyutlu zarflama ile tekerlek temas modeli

6.2.2 Süspansiyon Sistemi Modeli

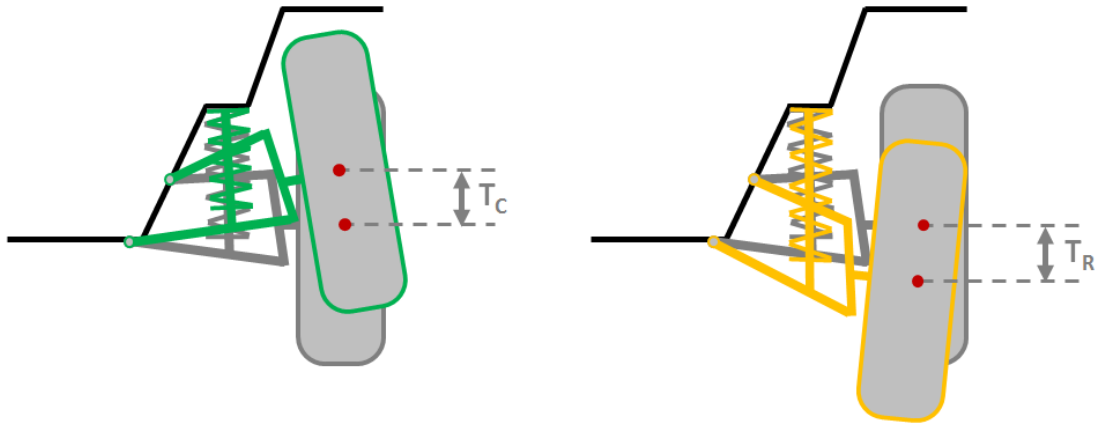
Şekil 5.7’de çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sisteminin şablon modeli gösterilmiştir. Süspansiyon sisteminin gövde ile bağlantısı, üst ve alt salıncaklar için menteşe bağlantısı, amortisör için burç bağlantısı ve yay için ise sabit bağlantı ile yapılır. Yay amortisör çifti bir ara parça ile alt salıncağa menteşe bağlantısı ile bağlıdır. Akson ise üst salıncak, alt salıncak ve kısa rot parçalarına küresel mafsallarla bağlıdır. Tekerlek göbeği, tekerlek ile sabit olarak, akson ile dönel serbestliği olan menteşe bağlantısı ile bağlıdır. Son olarak kısa rot parçası 1, 2 ve 4 numaralı akslar için direksiyon sistemi ile 3 numaralı aks için gövde ile sabit hız mafsalları ile bağlıdır.

Daha önceden bahsedildiği gibi bütün kinematik bağlantı noktaları, önceden tasarlanmış bir süspansiyon sistemi üzerinden alınmıştır.

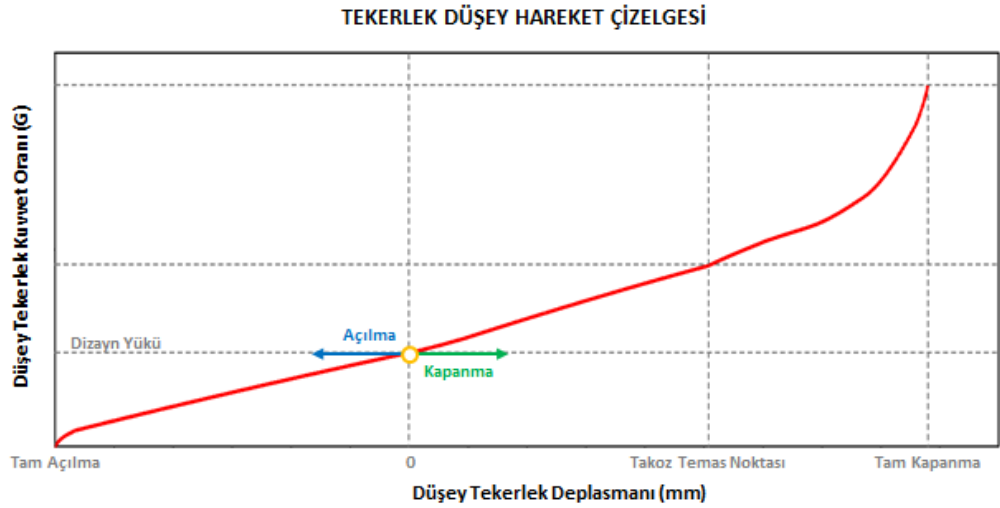


Şekil 6.7 Çift salıncaklı süspansiyon sistemi bağlantı şablonu

Araç 8x8 olduğundan bütün süspansiyon sistemleri tahriklidir. Dolayısı ile hepsinde diferansiyelden tekerleklere giden 2 adet kardan mili bulunmaktadır. Süspansiyon sisteminin düşey hareketini sınırlayabilmek adına sıkışma durumu için tümsek takozu, açılma durumu için ise açılma takozları bulunmaktadır. Açılma takozu süspansiyon sisteminin düşey hareketi sırasında bir konfor girdisi oluşturmazken tümsek takozu yapısı gereği düşey kuvveti belirli bir oranda yumuşatarak süspansiyon sistemini mekanik olarak durdurmaktadır. Süspansiyon sistemine ait bütün parçalar rijit olarak kabul edilmiş ve iç yer değiştirmeleri ihmal edilmiştir.



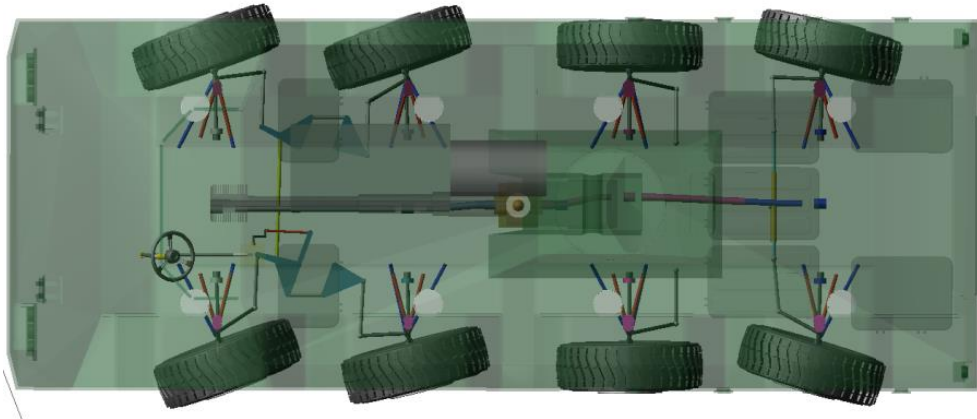
Şekil 6.8 Düşey tekerlek hareketi



Şekil 6.9 Süspansiyon düşey hareket diyagramı

6.2.3 Yönlendirme Sistemi Modeli

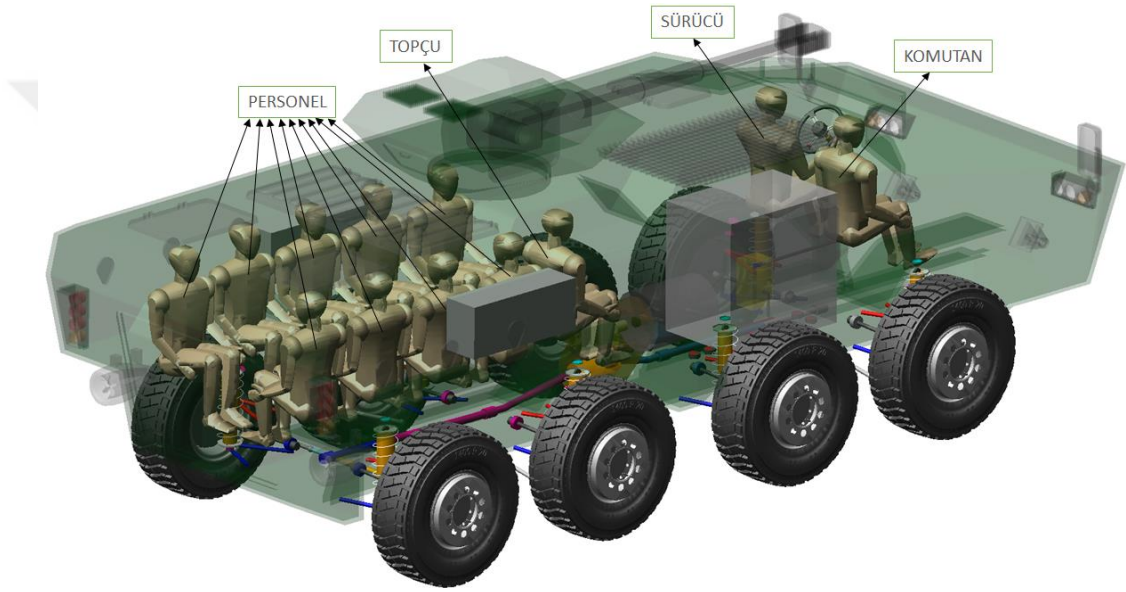
Araçta 1, 2 ve 4 numaralı akslardan olmak üzere 3 akstan dümenlemeli yönlendirme mekanizması bulunmaktadır. 1 ve 2 numaralı akslar arasında mekanik bağlı olan yapı 4. aks üzerindeki yönlendirme mekanizması ile uzaktan haberleşmeli bağlantı yapısındadır. 4 numaralı aks üzerindeki dümenleme sistemi araç, meskun mahalde ilerlerken daha küçük dönüş yarıçapı ile avantaj sağlayabilmesi adına etkinleştirilmektedir. 30km/sa üzerindeki süratlerde 4 numaralı aks üzerindeki yönlendirme sistemi kapanmaktadır. Direksiyon mekanizmasına ait sistemin kinematik noktaları tez kapsamında tasarlanmıştır. Yönlendirme sistemine ait bütün parçalar rijit olarak kabul edilmiş ve iç yer değiştirmeleri ihmal edilmiştir.



Şekil 6.10 Yönlendirme mekanizması ile teker dönüşü

6.2.4 Gövde Modeli

Gövde alt sistemi fren hariç bütün alt sistemlerin bağlandığ ana taşıyıcı yapıdır. Gövde hariç bütün alt sistem parçalarına ait ağrılık merkezi, kütle ve atalet bilgileri tanımlandıktan sonra Adams/car yazılımının içerisinde yer alan kümelenmiş kütle (aggregate mass) aracı kullanılarak, araca ait genel ağrılık merkezi, kütle ve atalet bilgileri tanımlanır ve değişken olarak gövde seçilir. Program, istenilen genel araç bilgilerini sağlayabilmek için değişken olarak tanımlanan gövde bilgilerini değiştirir.



şekil 6.11 Araç içi personel yerleşimi

Gövde ana alt sisteminin içerisinde, personel ve mühimmat yardımcı alt sistemleri yer almaktadır. Araç içerisine her bir personel için manken yerleştirilmiş (şekil 5.11) ve bu mankenlerin ağrılık merkezi, kütle ve atalet bilgileri tanımlanmıştır. Personel ağrılığı mühimmatı ile birlikte 130 kg'dır. Araç içerisinde toplam 12 personel vardır ve toplam personel ağrılığı 1560 kg'dır. Sürücü, komutan, topçu ve personellerin hepsinin bulunduğu konumlardan (Tablo 5.2) deplasman, kuvvet ve ivme değerleri toplayabilmek için talepler (request) yazılmıştır.

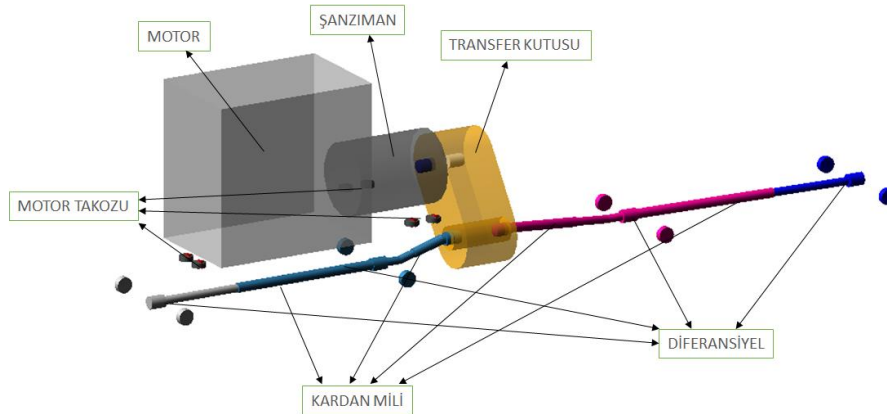
Personel ve mühimmat dahil olmak üzere gövde alt sistemine ait bütün parçalar, rijit olarak kabul edilmiş ve i yer değiştirmeleri ihmal edilmiştir.

Tablo 6.2 Araç içi personel ve mühimmat konumları

	x	y	z
Sürücü	0	-420	970
Komutan	0	420	970
Topçu	3000	540	1000
Personel_1	3100	-600	1000
Personel_2	3750	-600	1000
Personel_3	4400	-600	1000
Personel_4	5050	-600	1000
Personel_5	3750	600	1000
Personel_6	4400	600	1000
Personel_7	5050	600	1000
Personel_8	5700	600	1000
Personel_9	5700	-600	1000
Mühimmat_1	4075	-1100	1200
Mühimmat_2	4075	1100	1200

6.2.5 Güç Aktarma Sistemi Modeli

Güç aktarma modeli motor, şanzıman, transfer kutusu, diferansiyeller ve kardana millerinden oluşmaktadır (Şekil 5.12). Birbirine akuple bağlı olan motor, şanzıman ve transfer kutusuna ait ağırlık merkezi, kütle ve atalet bilgileri tanımlanmıştır. Güç aktarma sisteminin araç içi yerleşimi sürücü bölümüne geçiş sağlayabilmek için araç sağına yakın olarak konumlandırılmıştır. Motor parametresi olarak, belirlenen beygir gücüne uygun devir-tork haritası tanımlanmıştır. Şanzıman 6 ileri 1 geri olmak üzere toplam 7 kademeli çevrim oranına sahiptir. Transfer kutusu ağır devir ve hızlı devir olmak üzere toplam 2 kademeli çevrim oranına ve 8x4 – 8x8 tork dağıtım ayarına sahiptir. Diferansiyeller ise transfer kutusu ile tekerlek sonu redüktörü arasında yer alan başka bir devir düşürücüdür.



Şekil 6.12 Güç aktarma sistemi şablonu

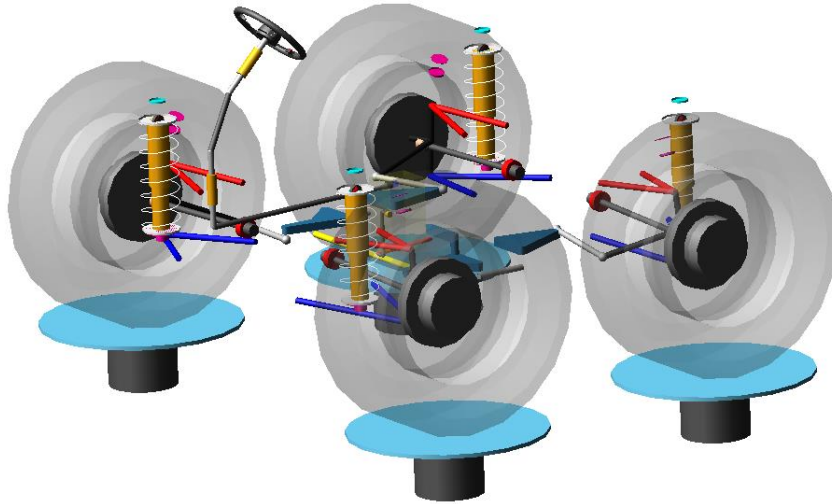
Kilitlenebilir diferansiyel sayesinde sağ ve sol teker devirleri eşitlenebilmektedir. Motor, şanzıman ve transfer kutusu araç gövdesine motor takozları ile diferansiyeller ise gövde üzerindeki diferansiyel taşıyıcılar ile sabit olarak bağlanmaktadır. Kardan milleri transfer kutusu ve akslar arası güç iletimi sağlamaktadır. Güç aktarma alt sistemine ait bütün parçalar, rijit olarak kabul edilmiş ve iç yer değiştirmeleri ihmal edilmiştir.

6.2.6 Fren Modeli

Araç üzerindeki her bir tekerlek için toplamda 8 adet disk fren sistemi modellenmiştir. Fren modelinde yer alan disk parçası tekerlek göbeği ile balata parçası ise akson ile birbirine sabit bağlıdır. Disk çapı, basınç yüzeyi, piston sayısı, piston yüzeyi, sürtünme katsayıları ve sistem basıncı gibi parametreler fren modeli içerisinde tanımlanmıştır.

6.3 Yarım Araç Modeli

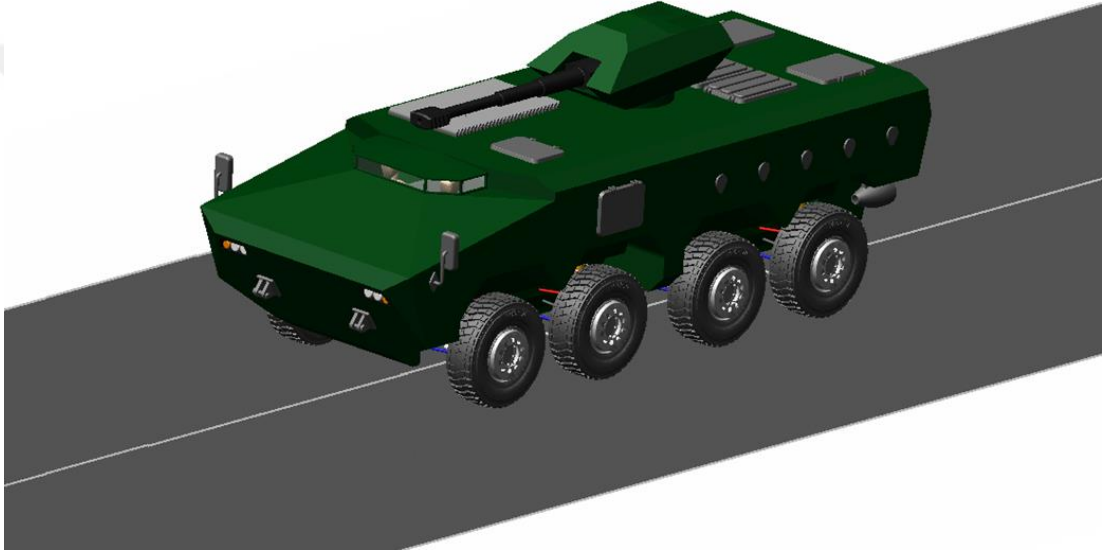
Süspansiyon ve direksiyon alt sistemlerinden oluşan yarım araç modeline ait görsel Şekil 5.13’de verilmiştir. Yarım araç modeli ile paralel-tersteker deplasmanı, yönlendirme, statik yük simülasyonları ve serbestlik derecesi dahilinde dinamik simülasyonlar gerçekleştirilebilmektedir.



Şekil 6.13 Yarım araç modeli

6.4 Tam Araç Modeli

Daha önce detaylı olarak bahsedilmiş olan bütün alt sistemlerin bir araya gelmesi ile tam araç modeli oluşturulmaktadır (Şekil 5.14). Tam araç modeli ile Adams/car programı içerisinde yer alan ivmelenme, frenleme, stabilite, engel geçme simülasyonları gibi araç metriklerinin elde edilebileceği bütün simülasyonlar gerçekleştirilebilmektedir. Adams/car içerisinde yer alan senaryo oluşturucu (Event Builder) ile program içerisinde hazır olarak bulunmayan özgün senaryolar için araç kapasitesi dahilinde bütün manevra simülasyonları gerçekleştirilebilir.



Şekil 6.14 Tam araç modeli

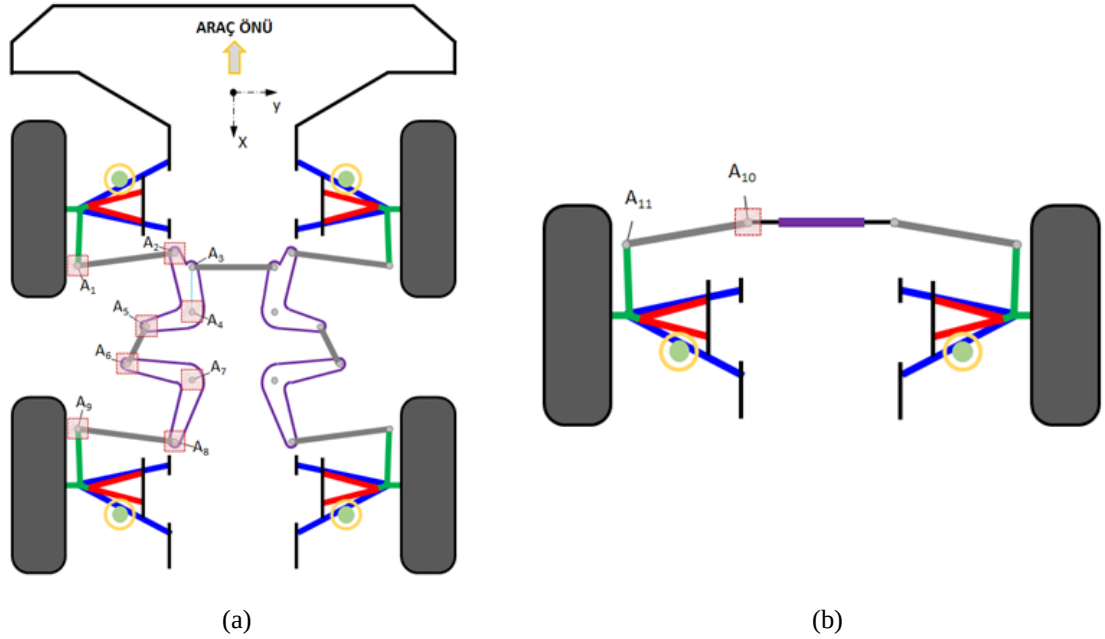
BÖLÜM YEDİ

SİMÜLASYONLAR

Tez kapsamında, 8x8 zırhlı askeri araca ait direksiyon mekанизması tasarımı ve yay-amortisör katsayılarının değişiminin aracın seyir dinamiği özellikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçların yorumlanarak değerlendirilmesi ile 8x8 zırhlı askeri aracın seyir dinamiği özellikleri optimize edilmiştir.

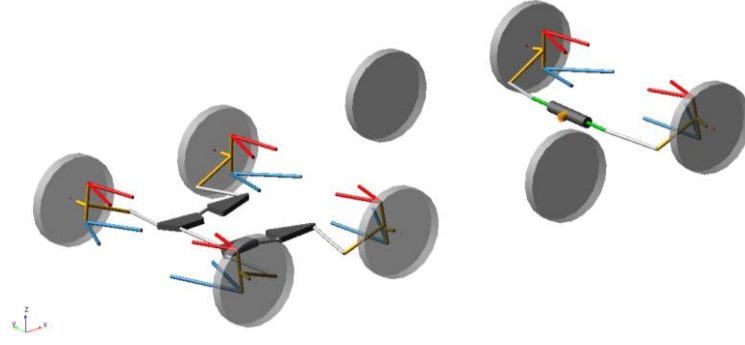
7.1 Direksiyon Mekanizması Tasarımı ve Optimizasyonu

Bağımsız süspansiyon sistemi kullanılan askeri taşıtlarda, tasarım avantajları nedeniyle çok bağlantılı direksiyon mekanizması (H-mekanizması) kullanılmaktadır. Tez kapsamında 1 ve 2 numaralı akslar arasında dümenleme kontrolünün mekanik olarak sağlandığı H-mekanizması, 4 numaralı aks üzerinde ise kremayer tipi yönlendirme mekanizması kullanılmıştır (Şekil 7.1).



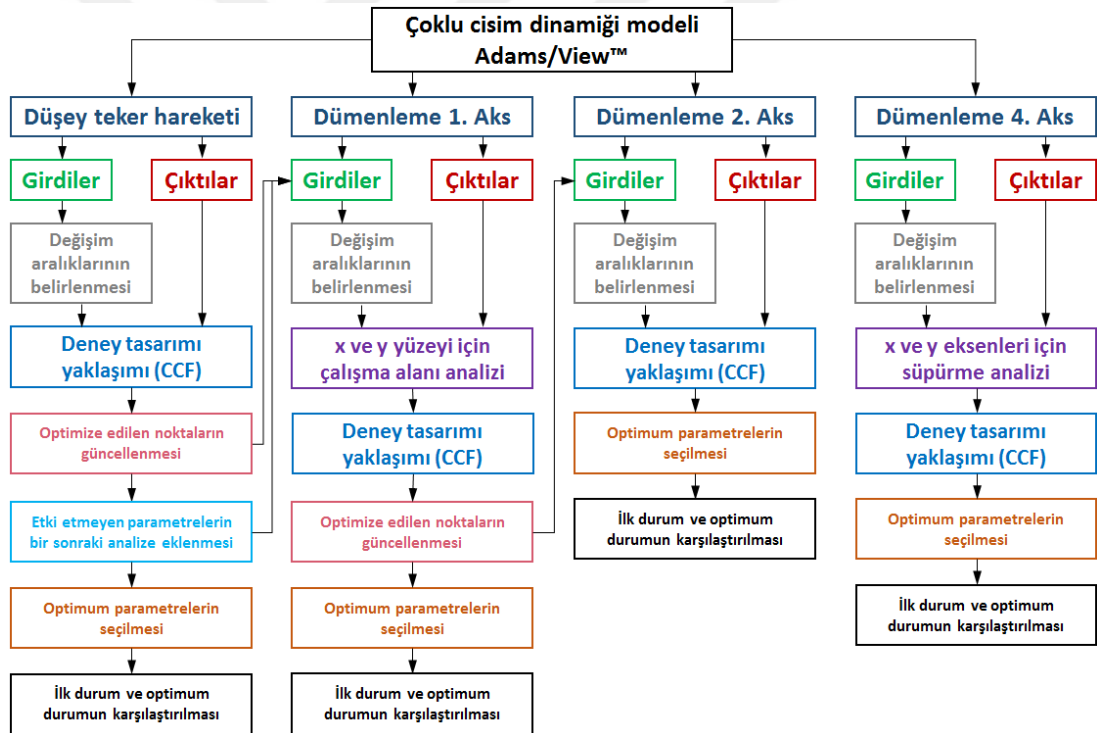
Şekil 7.1 8x8 zırhlı askeri taşıtta kullanılan direksiyon mekanizmaları: (a) 1. ve 2. aks, (b) 4. aks

Şekil 7.1’de verilen noktaların değiştirilmesi ile teker düşey hareketi sırasında teker açısı değişimi, ackermann hataları (dümenlenebilen aksların) ve mekanizmanın tork kazancı değerlerinin optimum olduğu konumlar elde edilmiştir.



Şekil 7.2 Adams/View süspansiyon ve direksiyon sistemi modeli

MSC Adams/View™ programında kinematik modeli (Şekil 7.2) kurulan direksiyon mekanizmasının optimizasyon akış şeması Şekil 7.3’de verilmiştir. Optimizasyon için Adams/Insight™ modülünden yararlanılmıştır.



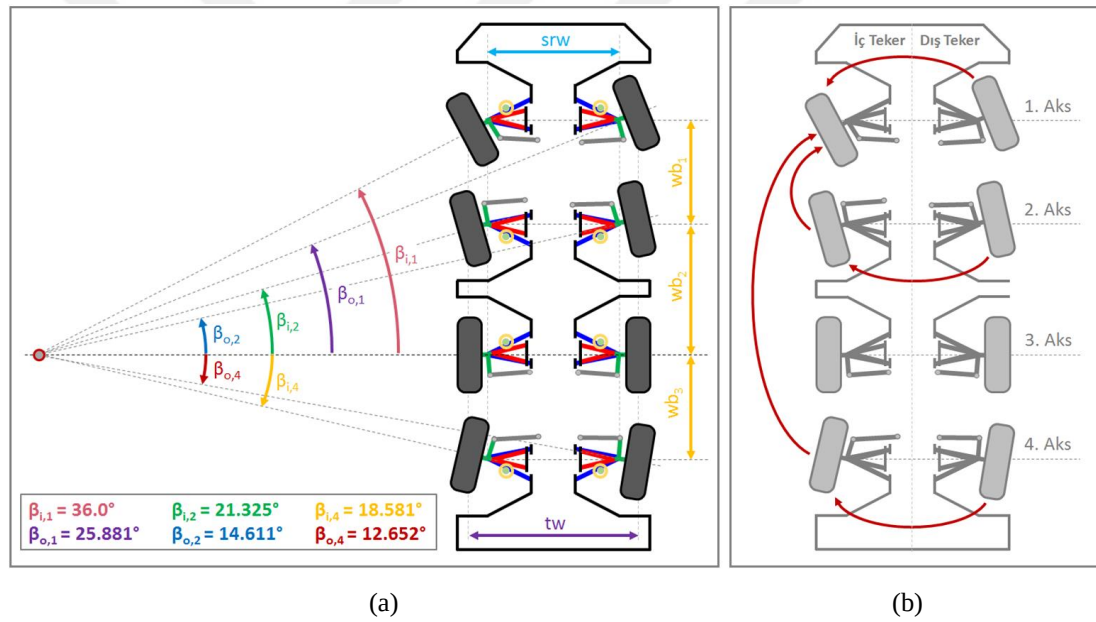
Şekil 7.3 Direksiyon mekanizması optimizasyonu için akış şeması

Optimizasyonlar, iç teker dönüşünün 20° 'ye kadar olduğu aralıkta Ackermann hatası, maksimum $0,5^\circ$ olacak şekilde yapılmıştır (Aydın ve Ünlüsoy, 2012). Tekerlekler maksimum dönüş açılarında iken sistemin kinematik olarak kilitlenmeden çalışabilmesi için, direksiyon mekanizmasında yer alan iç açılar 165° 'yi aşmamıştır (Reimpell, 2001).

8x8 zırhlı askeri araçta çok akstan yönlenebilir direksiyon tasarımı kullanılmıştır. Yönlendirme sistemi için Ackermann hatası hesaplanırken referans alınan tekerler:

- 1. aksın dış tekeri için referans 1. aksın iç tekeri,
- 2. aksın iç tekeri için referans 1. aksın iç tekeri,
- 2. aksın dış tekeri için referans 2. aksın iç tekeri,
- 4. aksın iç tekeri için referans 1. aksın iç tekeri,
- 4. aksın dış tekeri için referans 4. aksın iç tekeri,

olarak belirlenmiştir. 8750 mm dönüş yarıçapını sağlayan ideal durum teker açıları ve Ackermann hatası referans tekerlekleri Şekil 7.4'te gösterilmiştir.

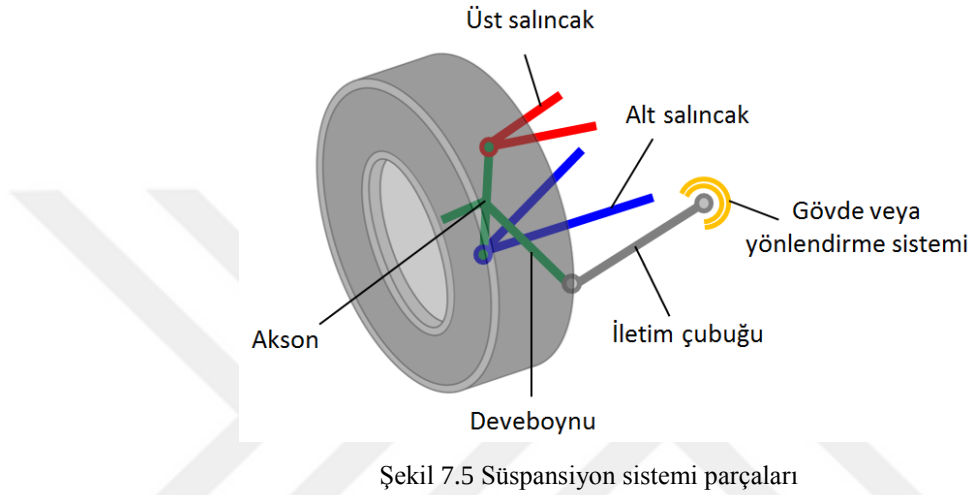


Şekil 7.4 Direksiyon geometrisi: (a) ideal teker dönüş açıları, (b) Ackermann hatası referans tekerleri

7.1.1 Düşey Teker Hareketi Sırasında Teker Yönlenmesi Optimizasyonu

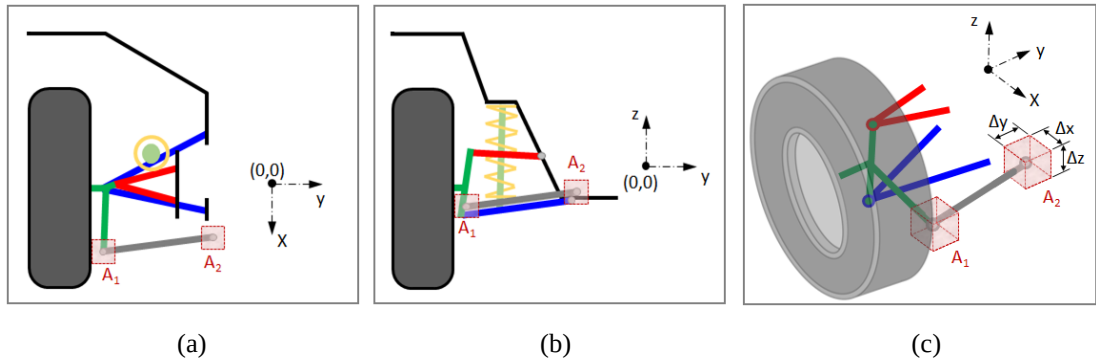
Çift salıncaklı süspansiyon sistemi 4 kol mekanizması olarak çalışmaktadır. Akson ile üst ve alt salıncaklar arasında küresel mafsallı bir bağlantı olduğundan teker, king-pin ekseninde dönme serbestliğine sahiptir. Bu serbestliği sınırlandırmak (dümenlenebilir aks) veya sabitlemek (dümenlenmeyen aks) için akson üzerine akson ile sabit bağlantıya sahip deveboynu adı verilen bir parça takılır (Şekil 7.4).

Deveboynu ve gövde veya yönlendirme sistemi arasına 2 ucu da küresel bağlantılı olan bir iletim çubuğu takılır (Şekil 7.4). Böylelikle araç statik konumda iken tekerin özgül yönlenmesi sınırlandırılmış olur. Ancak, tekerleğin düşey hareketi sırasında iletim çubuğunun her iki ucundaki bağlantı noktalarının konumundan dolayı tekerde belirli bir yönlenme meydana gelmektedir ve bu değer $\pm 0,5^\circ$ 'yi aşmaması hatta mümkün olduğunca 0° 'ye yakın olması istenmektedir.



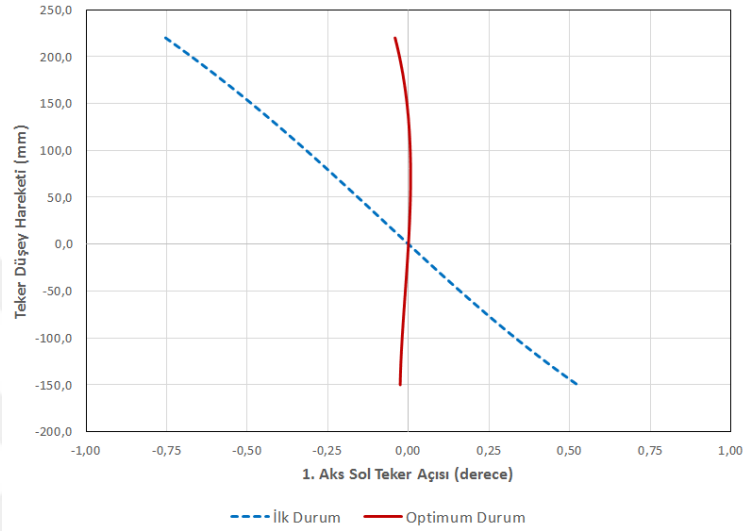
Şekil 7.5 Süspansiyon sistemi parçaları

Şekil 7.5'te optimizasyon noktaları olan A_1 ve A_2 görülmektedir. Her iki nokta için de fiziksel ve kinematik kısıtlar sonucu ortaya çıkarılan tasarım hacimleri belirlenmiştir. Bunlar A_1 noktası için, A_{1x} : 360, 410 ($A_{1\Delta x}$: 50mm), A_{1y} : -1025, -975 ($A_{1\Delta y}$: 50mm) ve A_{1z} : -180, -120 ($A_{1\Delta z}$: 60mm) olarak belirlenmiştir. A_2 noktası için ise, A_{2x} : 300, 360 ($A_{2\Delta x}$: 60mm), A_{2y} : -480, -430 ($A_{2\Delta y}$: 50mm) ve A_{2z} : -120, -60 ($A_{2\Delta z}$: 60mm) olarak belirlenmiştir. Analiz, teker düşey ekseninde(z), +220mm ve -150mm olacak şekilde süspansiyon çalışma sınırları dahilinde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 7.6 Optimizasyon noktaları: (a) üstten görünüş, (b) arkadan görünüş, (c) izometrik görünüş

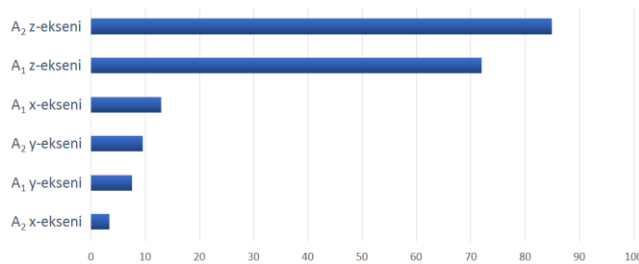
Çalışma aralıkları Adams/Insight™ programına girdi olarak, minimum teker yönlenmesi ise çıktı olarak tanımlanmıştır. Deney tasarımı yaklaşımı metodu CCF seçildiğinde, bu noktaların optimizasyonu için 6 değişken ile toplamda 50 adet analiz belirlenmiş ve bu analizler koşturulmuştur. Optimizasyon sonucu elde edilen ilk durum ve optimum durumlara ait teker yönlenmesi Şekil 7.6’da verilmiştir.



Şekil 7.7 İlk ve optimum durumlar için düşey teker hareketi sırasında teker yönlenmesi grafiği

1 numaralı aks için yapılan optimizasyon sonucunda elde edilen nokta konumları diğer akslar için de uygun olacak şekilde uyarlanmıştır.

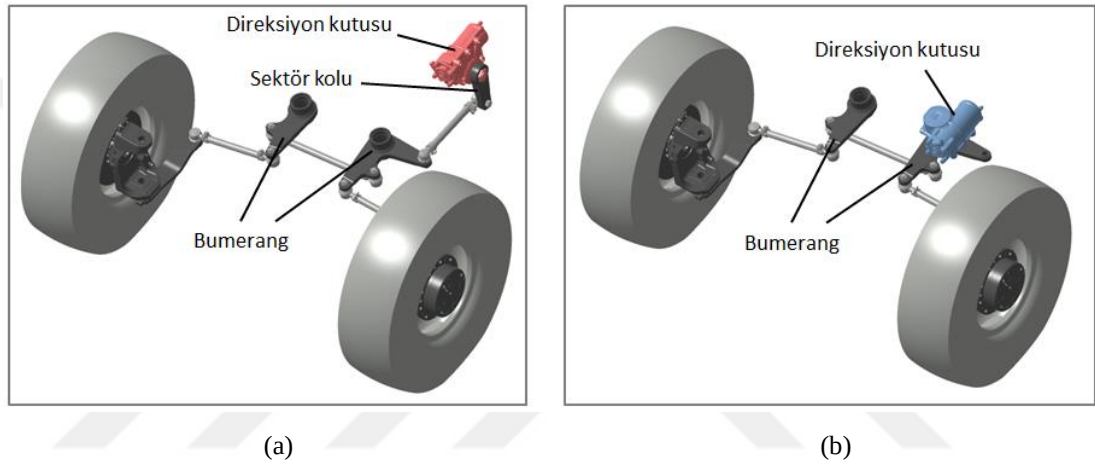
Adams/Insight™ programı içerisinde, optimize edilen parametrelerin optimizasyon sonucuna etkileri gösterilmektedir. Şekil 7.8’de yer alan pareto diyagramında görüldüğü üzere A_{1x} , A_{1y} , A_{2x} ve A_{2y} parametrelerinin teker yönlenmesine etki oranları çok düşüktür. Bu parametreler bir sonraki optimizasyon adımına etki edeceğinden, sonraki analize de girdi olarak kullanılmıştır.



Şekil 7.8 Optimizasyon girdi parametrelerinin çıktı üzerindeki etki yüzdesi

7.1.2 Yönlendirme Sistemine Ait Kinematik Noktaların Optimizasyonu

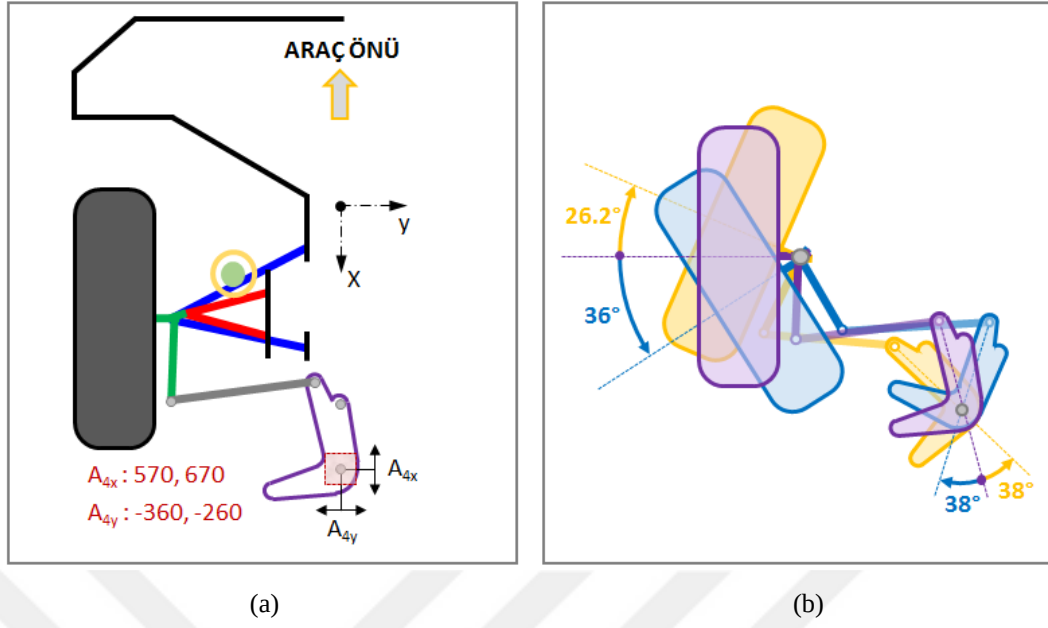
Bağımsız süspansiyon sistemine sahip araçlarda genellikle Şekil 7.9’da gösterilen direksiyon kutusunun H-mekanizmasına sektör kolu vasıtası ile bağlı olduğu tasarım tipi kullanılır. Tez kapsamındaki 8x8 zırhlı askeri araçta, direksiyon mekanizması çalışma alanı, sektör kolu ile bağlantı tasarımına uygun olmadığından, direksiyon kutusunun bumerang parçasına direkt olarak bağlandığı bir tasarım tipi uygulanmıştır (Şekil 7.9). Böylelikle bumerang parçası sektör kolu olarak çalışmış olur.



Şekil 7.9 Direksiyon kutusu ve H-mekanizma bağlantısı: (a)sektör kolu, (b)bumerang akupple

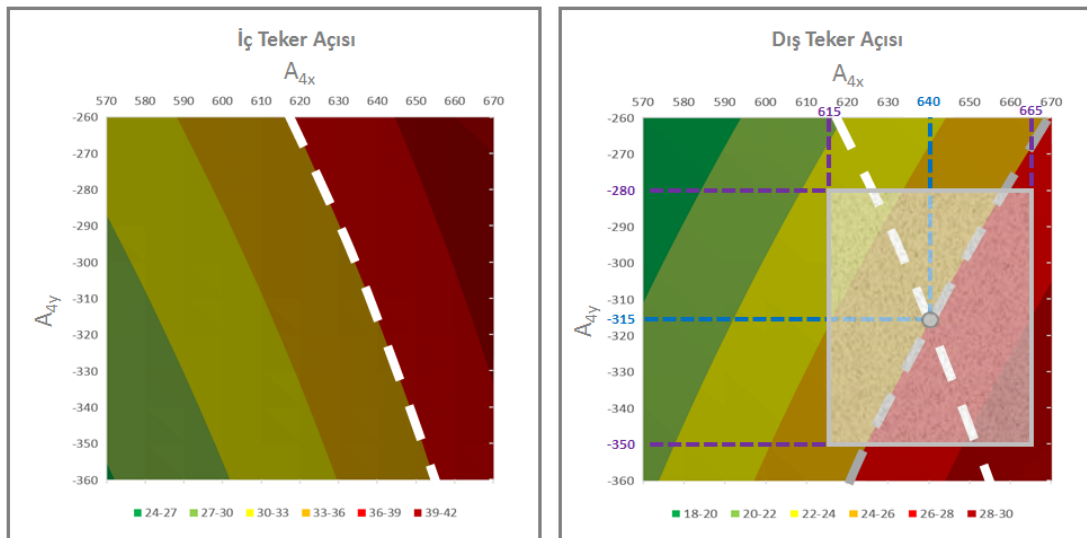
Aracın, duvardan duvara dönüş yarıçapı hedefi 8750mm dir. Dolayısı ile teker dönüş açıları Şekil7.4’te verilen Ackermann geometrisine uygun olmalıdır. 1. aks için iç teker dönüş açısı 36° , dış teker dönüş açısı ise $25,881^\circ$ ’dir.

Direksiyonun en sola veya en sağa döndüğü durumda maksimum 2.2 tur atması hedefi konulmuştur. Değişken çevrim oranına sahip direksiyon kutusunun giriş milinin 2.2 tur (792°) döndürülmesi ile çıkış mili 38° dönmektedir. Dolayısı ile direksiyon kutusunun akupple bağlı olduğu bumerang parçasının sola ve sağa simetrik bir şekilde 38° dönmesi durumunda, sol teker içe 36° , dışa $25,881^\circ$ dönmelidir. Yani bumerang parçasının simetrik, tekerleklerin ise asimetric olarak çalıştığı bir mekanizma tasarımı söz konusudur (Şekil 7.10).



Şekil 7.10 (a)bumerang direksiyon bağlantı noktası yüzey tarama aralığı, (b)bumerang-teker dönüşü

Ackermann hata optimizasyonunun mantıklı tasarım hacminde çalışılması gerekmektedir. Dolayısı ile bumerang parçasının simetrik, tekerleklerin ise asimetrik olarak çalışabildiği noktanın tayin edilmesi ve optimizasyonun bu noktanın etrafında gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Şekil 7.10'da A_4 noktasının xy düzlemindeki tarama aralığı gösterilmiştir. Şekil 7.11'de iç ve dış teker açılarının sırasıyla 36° ve $25,881^\circ$ olarak elde edildiği eğriler kesiştirilmiş ve bu 2 değerın sağlandığı konum $A_{4x}= 640$ $A_{4y}= -315$ olarak bulunmuştur.



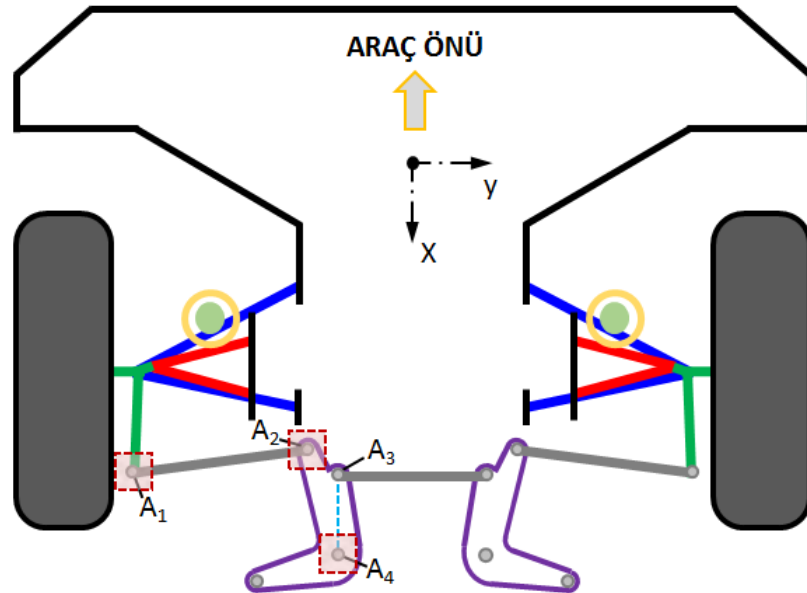
Şekil 7.11 Bumerang parçasının simetrik tekerleklerin asimetrik çalıştığı noktanın tayin edilmesi

A_1 ve A_2 noktalarının x ve y eksenlerindeki hareketleri, düşey teker hareketi ile teker yönlenmesini yüksek oranda etkilemediğinden ve bu optimizasyona etki edebileceğinden girdi olarak kullanılmıştır.

Bumerang dönüşü simetrik olduğundan ($\pm 38^\circ$), A_3 noktasının y ekseninde hareket etmesi sol ve sağ bumerang dönüşlerinin asimetrik olmasını sağlar ve bu durum direksiyon kinematiğini olumsuz yönde etkiler. A_3 noktasının x yönünde hareket etmesi, kinematik olarak sistemi etkilemez iken, iki bumerangı (sol ve sağ) bağlayan orta iletim çubuğunun üzerinde meydana gelen buckling kuvvetini etkiler.

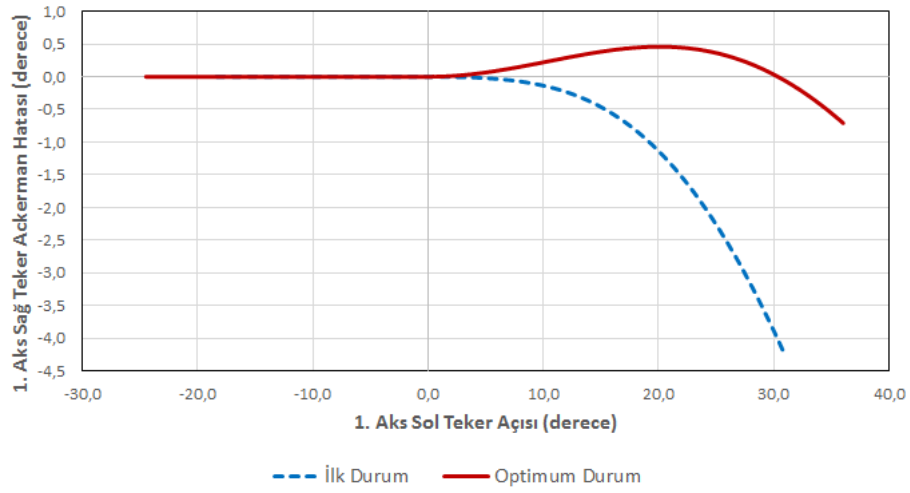
A_4 noktasının çalışma aralığı ise Şekil 7.11’de verilmiştir.

Belirlenen yeni tasarım hacimleri şöyledir: A_1 noktası için, A_{1x} : 360, 410 ($A_{1\Delta x}$: 50mm) ve A_{1y} : -1025, -975 ($A_{1\Delta y}$: 50mm) olarak belirlenmiştir. A_2 noktası için, A_{2x} : 300, 360 ($A_{2\Delta x}$: 60mm) ve A_{2y} : -480, -430 ($A_{2\Delta y}$: 50mm) olarak belirlenmiştir. A_4 noktası için ise, A_{4x} : 615, 665 ($A_{4\Delta x}$: 50mm) ve A_{4y} : -350, -280 ($A_{4\Delta y}$: 70mm) olarak belirlenmiştir (Şekil 7.12).

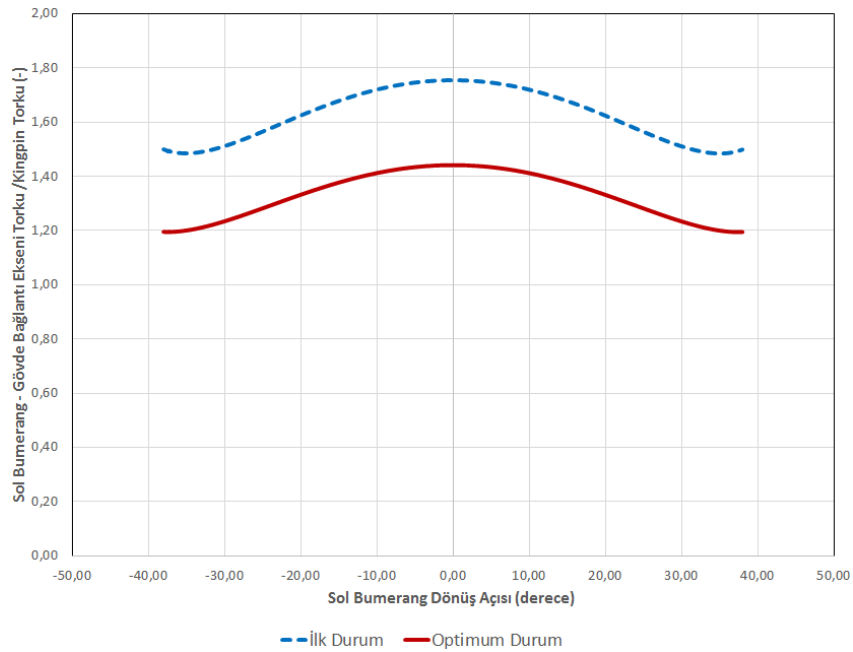


Şekil 7.12 Birinci aks direksiyon mekanizması optimizasyon noktaları

Çalışma aralıkları Adams/Insight™ programına girdi olarak, minimum Ackermann hatası ve maksimum tork kazancı ise çıktı olarak tanımlanmıştır. Deney tasarımı yaklaşımı metodu CCF seçildiğinde, bu noktaların optimizasyonu için 6 değişken ile toplamda 50 adet analiz belirlenmiş ve bu analizler koşturulmuştur. Optimizasyon sonucu elde edilen ilk durum ve optimum durumlara ait Ackermann hatasını gösteren grafik Şekil 7.13’de maksimum tork kazancı değişimini gösteren grafik ise Şekil 7.14’de verilmiştir.



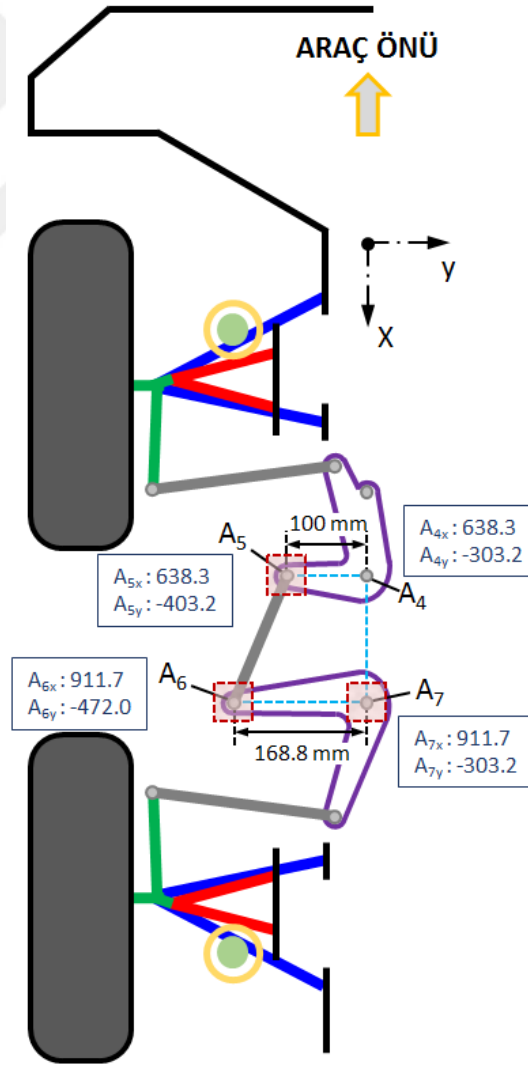
Şekil 7.13 İlk ve optimum durumlar için birinci aks Ackermann hatası grafiği



Şekil 7.14 İlk ve optimum durumlar için birinci aks tork kazancı grafiği

Aracın, duvardan duvara dönüş yarıçapı hedefini sağlayan ikinci aks üzerindeki tekerlerin dönüş açıları, verilen Ackermann geometrisine uygun olmalıdır (Şekil 7.4). 2. aks için iç teker dönüş açısı $21,325^\circ$, dış teker dönüş açısı ise $14,611^\circ$ 'dir.

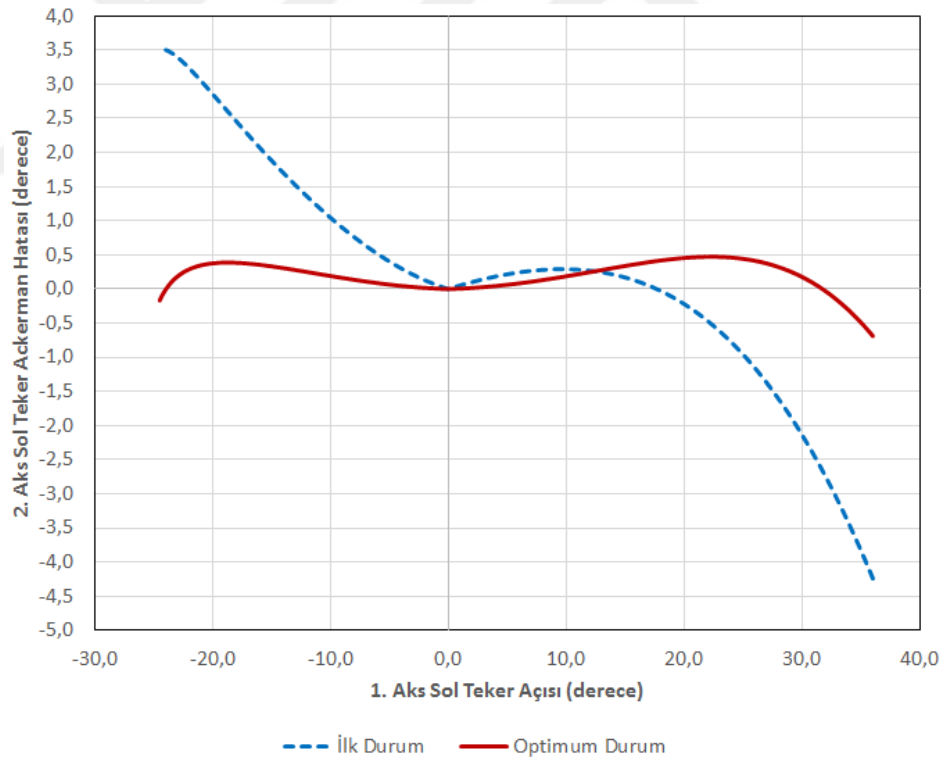
Şekil 7.15'te yer alan A_5 ve A_6 noktalarının sırası ile A_4 ve A_7 noktalarından y eksenindeki uzaklığı 1. ve 2. aks arasında bir çevrim oran sağlamaktadır. 1.aks iç teker açısının, 2. aks iç teker açısına oranı 1,688'dir. Optimizasyonun, mekanizmanın çalışabildiği mantıklı aralıkta gerçekleşebilmesi için bu çevrim oranı başlangıç noktaları ile ilişkilendirilmiştir. Şekil 7.15'te yer alan A_{6y} - A_{7y} mesafesinin, A_{5y} - A_{4y} mesafesine oranı 1,688 olacak şekilde ayarlanmıştır. Optimizasyonda değişken noktalar: A_5 , A_6 ve A_7 dir.



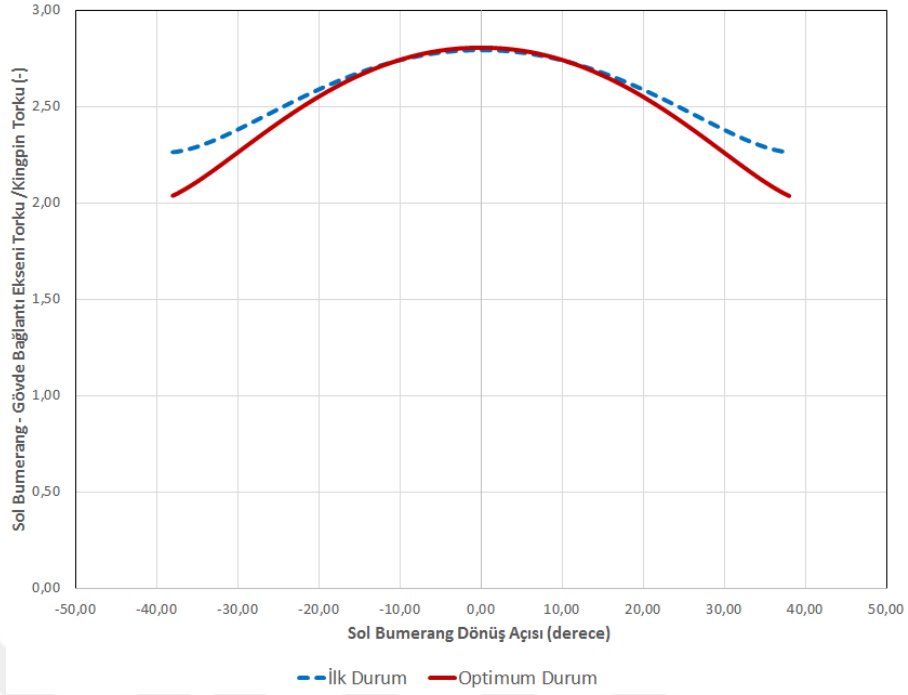
Şekil 7.15 İkinci aks optimizasyon noktaları

İkinci aks optimizasyonu için belirlenen yeni tasarım hacimleri şöyledir: A_5 noktası için, A_{5x} : 630, 680 ($A_{5\Delta x}$: 50mm) ve A_{5y} : -420, -370 ($A_{5\Delta y}$: 50mm) olarak belirlenmiştir. A_6 noktası için, A_{6x} : 860, 920 ($A_{6\Delta x}$: 60mm) ve A_{6y} : -510, -460 ($A_{6\Delta y}$: 50mm) olarak belirlenmiştir. A_7 noktası için ise, A_{7x} : 860, 920 ($A_{7\Delta x}$: 60mm) ve A_{7y} : -325, -275 ($A_{7\Delta y}$: 50mm) olarak belirlenmiştir.

Çalışma aralıkları Adams/Insight™ programına girdi olarak, minimum Ackermann hatası ve maksimum tork kazancı çıktı olarak tanımlanmıştır. Deney tasarımı yaklaşımı metodu CCF seçildiğinde, bu noktaların optimizasyonu için 6 değişken ile toplamda 50 adet analiz belirlenmiş ve bu analizler koşturulmuştur. Optimizasyon sonucu elde edilen ilk durum ve optimum durumlara ait Ackermann hatasını gösteren grafik Şekil 7.16'da maksimum tork kazancı değişimini gösteren grafik ise Şekil 7.17'de verilmiştir.

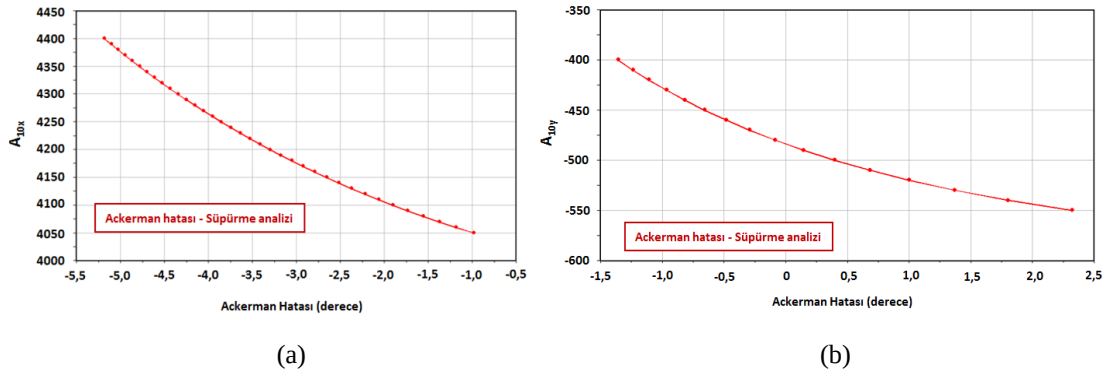


Şekil 7.16 İlk ve optimum durumlar için ikinci aks Ackermann hatası grafiği



Şekil 7.17 İlk ve optimum durumlar için ikinci aks tork kazancı grafiği

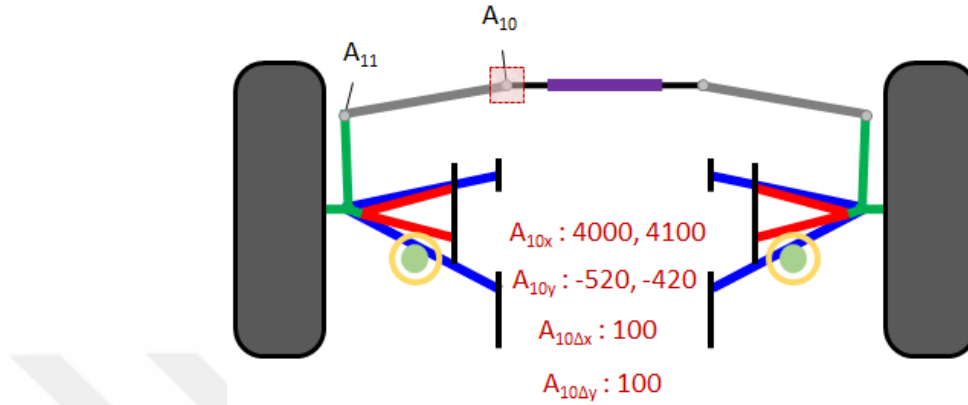
Aracın, duvardan duvara dönüş yarıçapı hedefini en çok etkileyen durum dördüncü aks üzerindeki tekerlerin dönebilmesidir. Bu tekerleklerin dönüş açıları Şekil 7.4'te verilen Ackermann geometrisine uygun olmalıdır. 4. aks için iç teker dönüş açısı $18,581^\circ$, dış teker dönüş açısı ise $12,652^\circ$ 'dir.



Şekil 7.18 Süpürme analizi: (a) A_{10x} taraması, (b) A_{10y} taraması

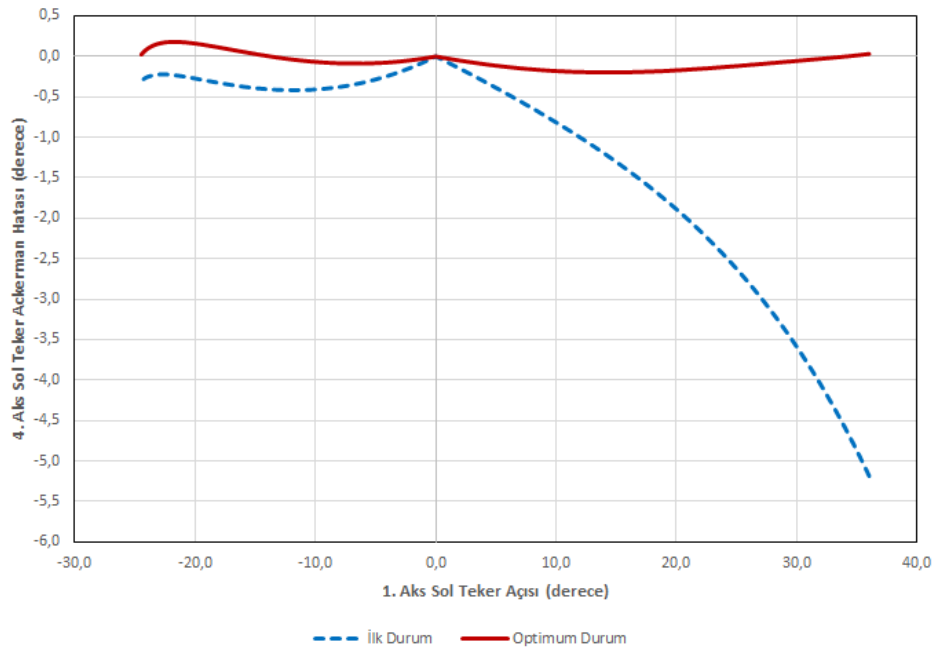
Optimizasyonun, mekanizmanın çalışabildiği mantıklı aralıkta gerçekleşebilmesi için, A_{10} noktasının x ve y eksenlerinde süpürme çalışması yapılmıştır (Şekil 7.18). Böylelikle hedeflenen sonuç değerinin yaklaşık hangi konumlarda istenilen değerlere yaklaştığı gözlemlenmiştir.

Dördüncü aks optimizasyonu için belirlenen yeni tasarım hacimleri şöyledir: A_{10} noktası için, A_{10x} : 4000, 4100 ($A_{10\Delta x}$: 100mm) ve A_{10y} : -520, -420 ($A_{10\Delta y}$: 100mm) olarak belirlenmiştir (Şekil 7.19).



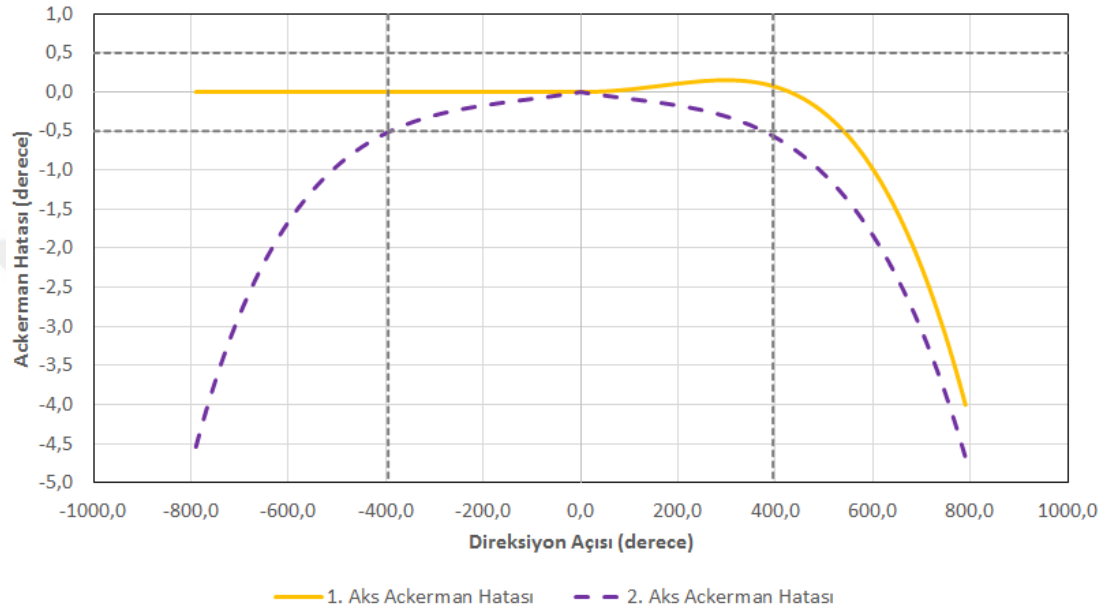
Şekil 7.19 Dördüncü aks optimizasyon noktası

Çalışma aralığı Adams/Insight™ programına girdi olarak, minimum Ackermann hatası olarak tanımlanmıştır. Deney tasarımı yaklaşımı metodu CCF seçildiğinde, bu noktaların optimizasyonu için 2 değişken ile toplamda 10 adet analiz belirlenmiş ve bu analizler koşturulmuştur. Optimizasyon sonucu elde edilen ilk durum ve optimum durumlara ait Ackermann hatasını gösteren grafik Şekil 7.16'da verilmiştir.



Şekil 7.20 İlk ve optimum durumlar için dördüncü aks Ackermann hatası grafiği

Optimize edilen noktalar ile model güncellendikten sonra dördüncü aks üzerindeki yönlendirme sisteminin aktif olmadığı durum için Ackermann hatası hesaplanmıştır. Direksiyon açısına karşılık 1. ve 2. aks üzerindeki tekerlerin Ackermann hataları Şekil 7.21’de verilmiştir. Ackermann hatası, direksiyon yarı turunda $0,5^\circ$ ’yi geçmemektedir.

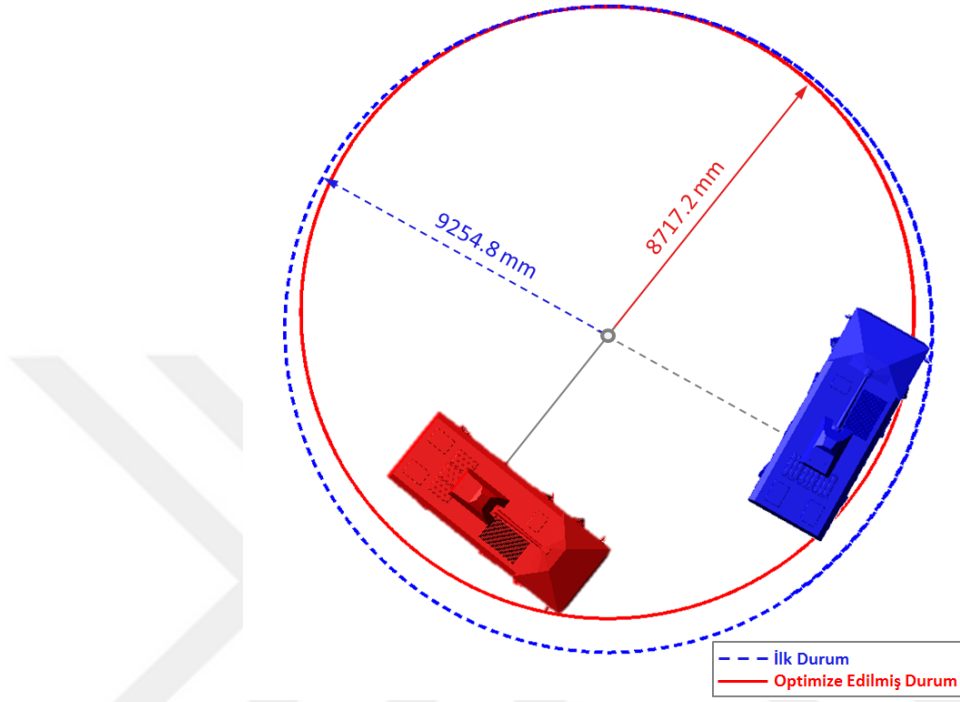


Şekil 7.21 4. aks üzerindeki yönlendirme sisteminin aktif olmadığı durum için Ackermann hatası

Tablo 7.1 İlk durum ve optimize edilmiş durumların değişken nokta konumları

İlk Durum				Optimize Edilmiş Durum			
Nokta	X	Y	Z	Nokta	X	Y	Z
A ₁	385,0	-1000,0	-150,0	A ₁	408,6	-1024,5	-172,5
A ₂	330,0	-455,0	-90,0	A ₂	306,7	-461,0	-120,0
A ₃	400,0	-315,0	-120,0	A ₃	400,0	-303,2	-120,0
A ₄	640,0	-315,0	-120,0	A ₄	638,3	-303,2	-120,0
A ₅	638,3	-403,2	-120,0	A ₅	667,0	-415,0	-120,0
A ₆	911,7	-472,0	-120,0	A ₆	868,5	-495,0	-120,0
A ₇	911,7	-303,2	-120,0	A ₇	875,0	-314,0	-120,0
A ₈	1220	-455	-90	A ₈	1243,3	-461,0	-120,0
A ₉	1165	-1000	-150	A ₉	1141,4	-1024,5	-172,5
A ₁₀	4400,0	-460,0	-120,0	A ₁₀	4050,0	-505,0	-120,0

Tablo 7.1’de verilen nokta konumları göz önünde bulundurularak tam araç modelinde dönüş yarıçapı karşılaştırması yapıldığında, Şekil 7.22’de yer alan sonuç elde edilmiştir. Hedeflenen 8750mm’lik dönüş yarıçapı değeri sağlanmıştır.



Şekil 7.22 İlk durum - optimize edilmiş durum tam araç modeli dönüş yarıçapı karşılaştırılması

7.2 Yay ve Amortisör Parametrelerinin Optimizasyonu

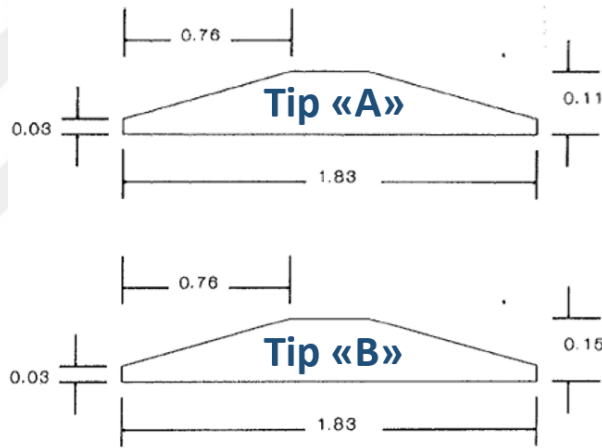
Yay ve amortisör katsayıları araç seyir dinamiğini doğrudan etkileyen faktörler arasında yer almaktadır. Hatta bu iki parametre süspansiyon bazında seyir dinamiğini en çok etkileyen 2 faktördür (Aydın, 2012). Yay ve amortisör parametrelerinin %20 oranında arttırılıp azaltılması ile çeşitli manevralarda aracın davranışı ve metrik çıktıları irdelenmiştir.

Bütün manevralarda, yay ve amortisör katsayıları ($\pm\%20$), Adams/Insight™ programına girdi olarak tanımlanmıştır. Manevra türüne göre optimizasyon çıktıları değişiklik göstermektedir. Deney tasarımı yaklaşımı metodu CCF seçildiğinde, araç seyir dinamiği özelliklerinin optimizasyonu için yay ve amortisör katsayılarının değiştiği toplamda 10 farklı durum analizi gerçekleştirilmiştir. Bahsedilen 10 farklı durum optimizasyon girdisidir ve bütün manevralarda aynıdır.

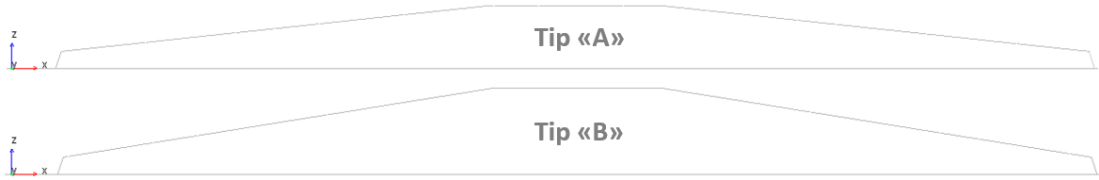
Bütün manevralarda simülasyon çıktıları, Minitab® ortamına aktarılarak regresyon eğrileri yardımı ile çıktı parametrelerinin üstten görünüş yanıt yüzey grafikleri elde edilmiştir. Sonuçlar, bu grafikler doğrultusunda yorumlanmıştır.

7.2.1 APG Parkuru Geçişi

Askeri standartlarda yer alan APG (Aberdeen Proving Ground) parkuru modellenerek konfor koşullarını sağlayan maksimum araç hızları belirlenmiştir. APG parkuru, TOP 3-2-836 numaralı askeri standart içinde yer alan Tip-A ve Tip-B trapezoidal tümseklerinin belirli mesafelerde yerleştirilmesi ile oluşturulmuştur. Tip-A ve Tip-B trapezoid engellerine ait geometrik ölçüler, metre cinsinden Şekil 7.23’de, Adams/Car yazılımı ile modellenmiş görselleri ise Şekil 7.24’de verilmiştir.

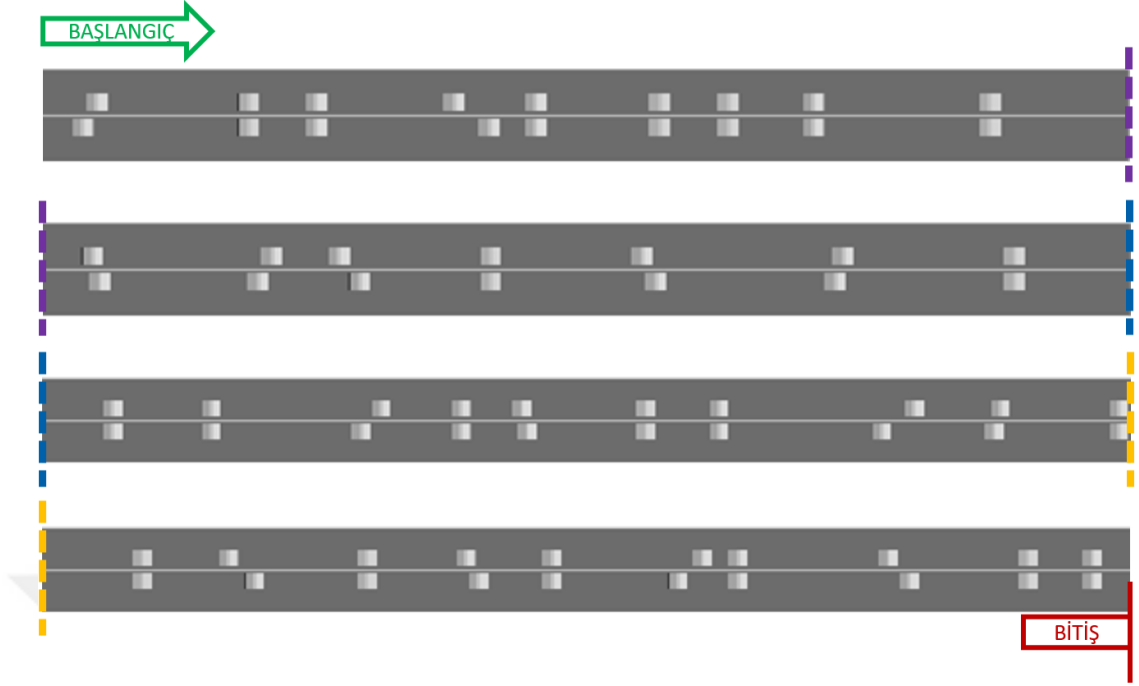


Şekil 7.23 APG parkuru A ve B tipi tümseklere ait geometrik ölçüler (TOP 3-2-836)



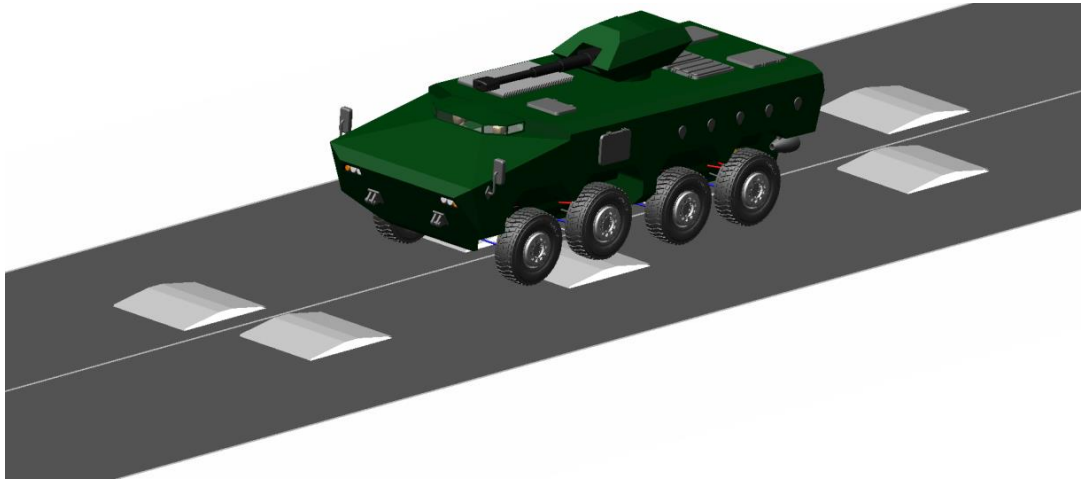
Şekil 7.24 A ve B tipi tümseklerin Adams/Car ortamında modellenmesi

Engellerin simetrik ve asimetric olarak yerleştirildiği APG parkuru 390 metre uzunluğundadır. Şekil 7.25’de APG parkurunun Adams/Car ortamında modellenmiş halinin üstten görünüşü verilmiş ve tümseklerin yerleşimi gösterilmiştir.



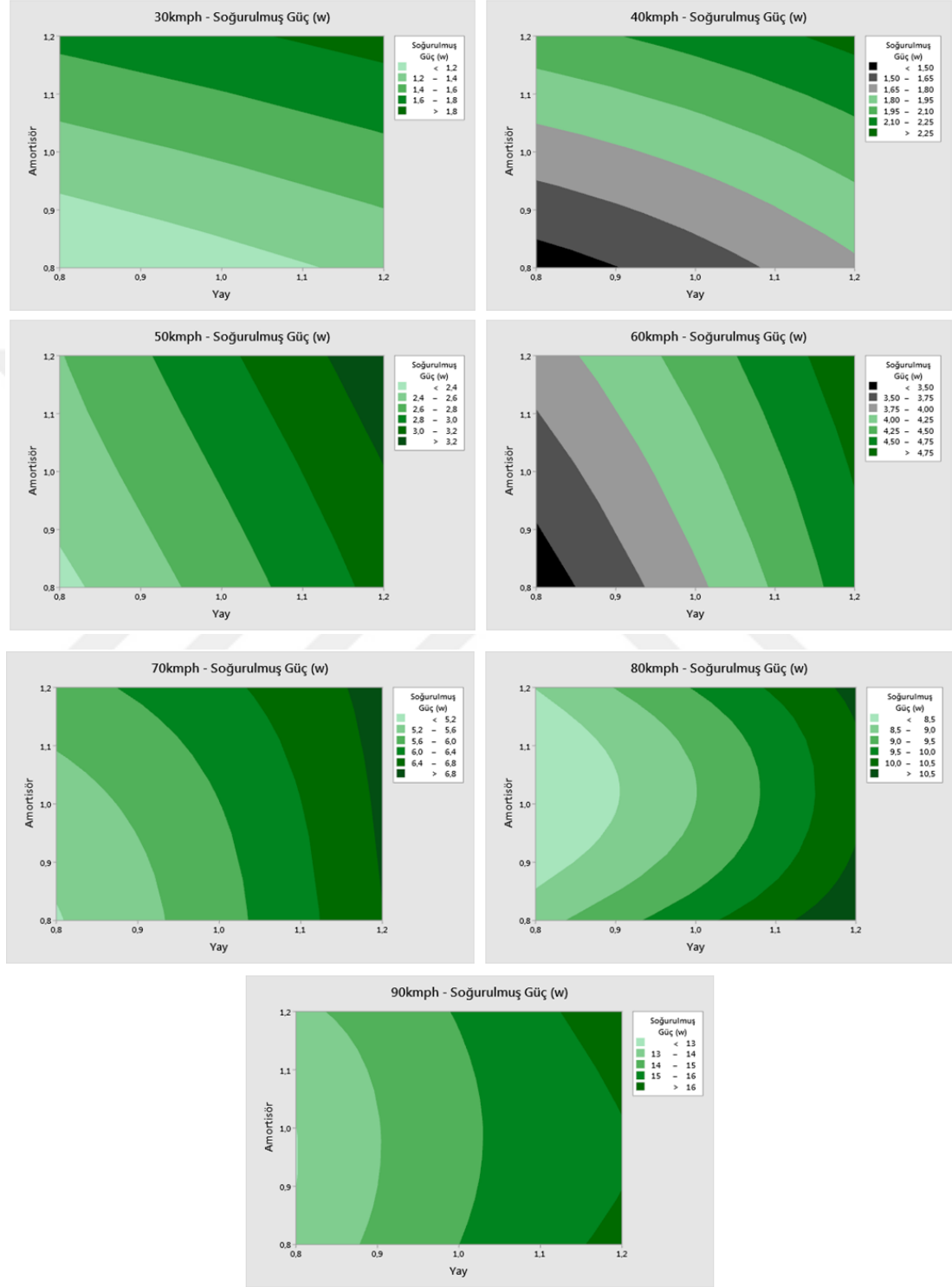
Şekil 7.25 APG parkuru Adams/Car ortamında modellenmesi üstten görünüşü

TOP 1-1-014 numaralı askeri standarda göre APG parkurundan geçişin (Şekil 7.26) konfor koşulu, parkur geçişi süresince araç içinde yer alan personelin en fazla 6 watt'lık enerji değerini soğurabilmesi ile sınırlandırılmıştır. Parkur geçişi simülasyonu 7 farklı araç hızı (30, 40, 50, 60, 70, 80 ve 90kmph) için gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre, farklı araç hızlarında personel tarafından soğurulan güç değerlerinin yay ve amortisör katsayılarına göre değişimi Şekil 7.27'de görülmektedir.



Şekil 7.26 Adams/Car ortamında APG parkuru geçişi

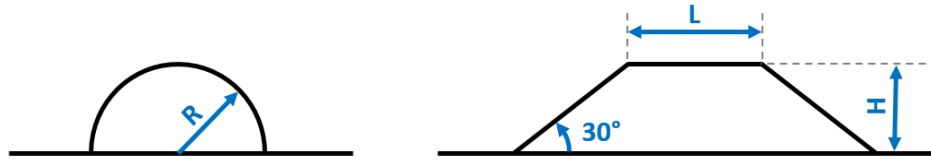
Düşük araç hızlarında amortisör etkisi daha yüksek iken araç hızı arttığında yayın etkisinin ön plana çıktığı görülmüştür.



Şekil 7.27 APG parkurunun farklı hızlarda geçilmesine yay ve amortisör katsayılarının etkisi

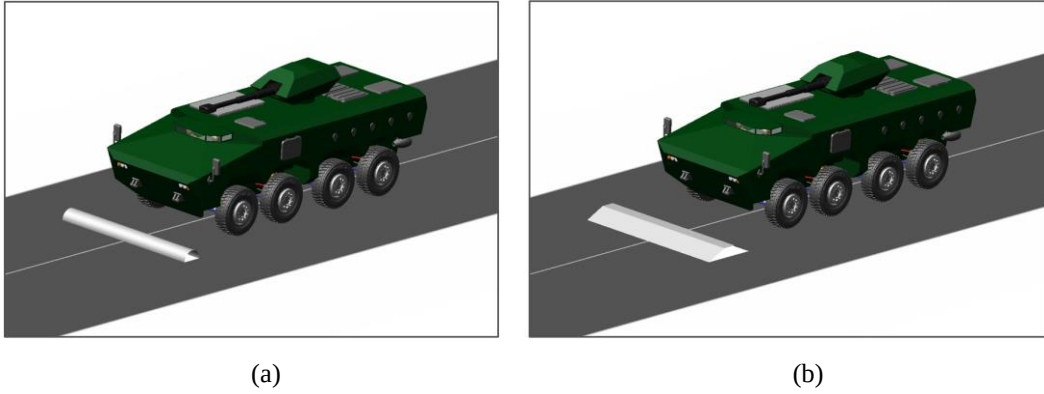
7.2.2 Tek Engel Geçişi

Askeri standartlarda yer alan engel geometrilerine göre çeşitli engeller modellenerek konfor koşullarını sağlayan maksimum araç hızlarına yay ve amortisör katsayılarının etkisi belirlenmiştir. AVTP (Allied Vehicle Test Publication) 03-170W numaralı askeri standardında yer alan yarım silindir ve trapezoid engellere ait geometrik ölçüler Şekil 7.28’de verilmiştir.



Şekil 7.28 Askeri standart engelleri geometrik ölçüleri

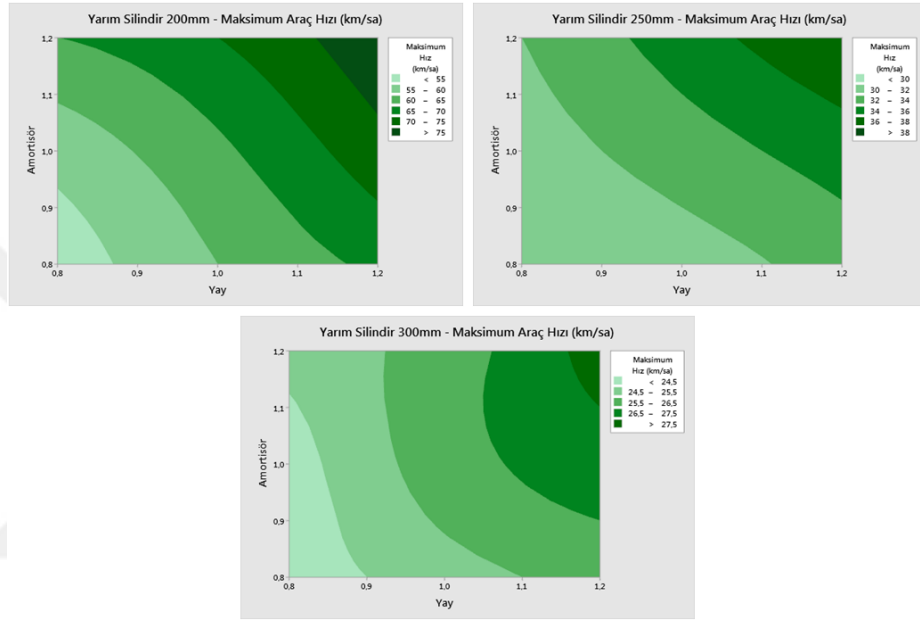
Askeri standartta yarım silindir engele ait yarıçap değerleri $R = 100 \text{ mm} - 400 \text{ mm}$ arasında verilmiştir. Trapezoid engele ait yükseklik ve uzunluk değerleri ise $H = 100 \text{ mm} - 400 \text{ mm}$ arasında ve $L = 200 \text{ mm} - 500 \text{ mm}$ arasında verilmiştir. Trapezoid engel geometrisi için yukarıdaki aralıklar göz önünde bulundurularak $L = H + 100 \text{ mm}$ çıkarımı yapılmıştır.



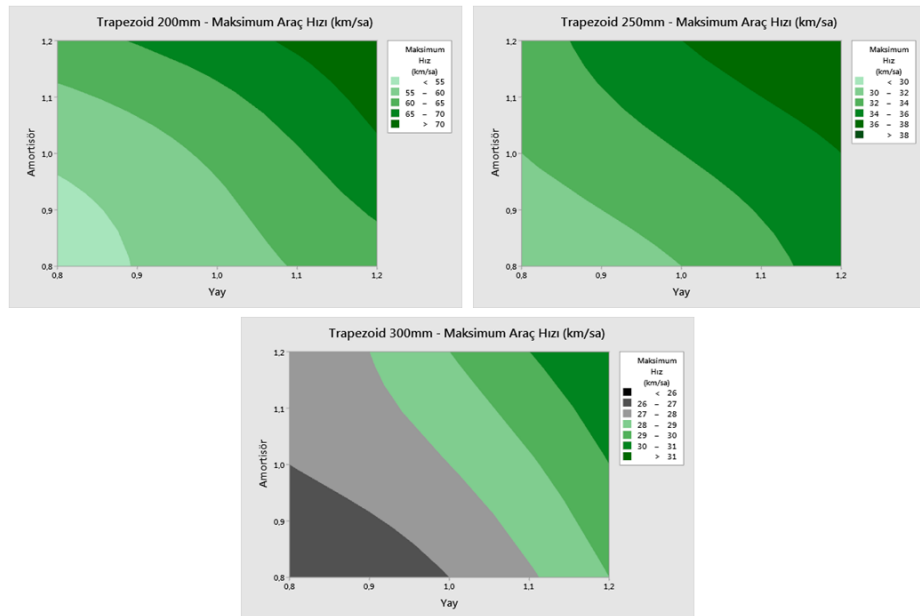
Şekil 7.29 Adams/Car ortamında tümsek geçişi: (a) yarım silindir tümsek, (b) trapezoid tümsek

Tümsek yükseklikleri hafif zırhlı araçlardan tanklara kadar değişiklik gösterebilecek aralıktadır. Dolayısı ile tez kapsamında incelenen araca uygun tümsek yüksekliği değerleri 200 mm, 250mm ve 300 mm olarak belirlenmiştir. Şekil 7.29’da tümseklerin Adams/Car ortamında görünüşleri verilmiştir.

TOP (Test Operation Prosedure) 1-1-014 numaralı askeri standarda göre tek tip engelden geçişin konfor koşulu, engel geçişi sırasında araç içinde yer alan personelin en fazla 2,5 g'lık düşey ivme değerine maruz kalması ile sınırlandırılmıştır. Şekil 7.30'da yarım silindir, Şekil 7.31'de ise trapezoid engellerden geçiş sırasında personel üzerinde 2,5 g'lık düşey ivme değerinin görüldüğü araç hızlarına yay ve amortisör katsayılarının etkilerini gösteren grafikler verilmiştir.



Şekil 7.30 Konfor koşulları dahilinde yarım silindir engellerden maksimum geçiş hızları

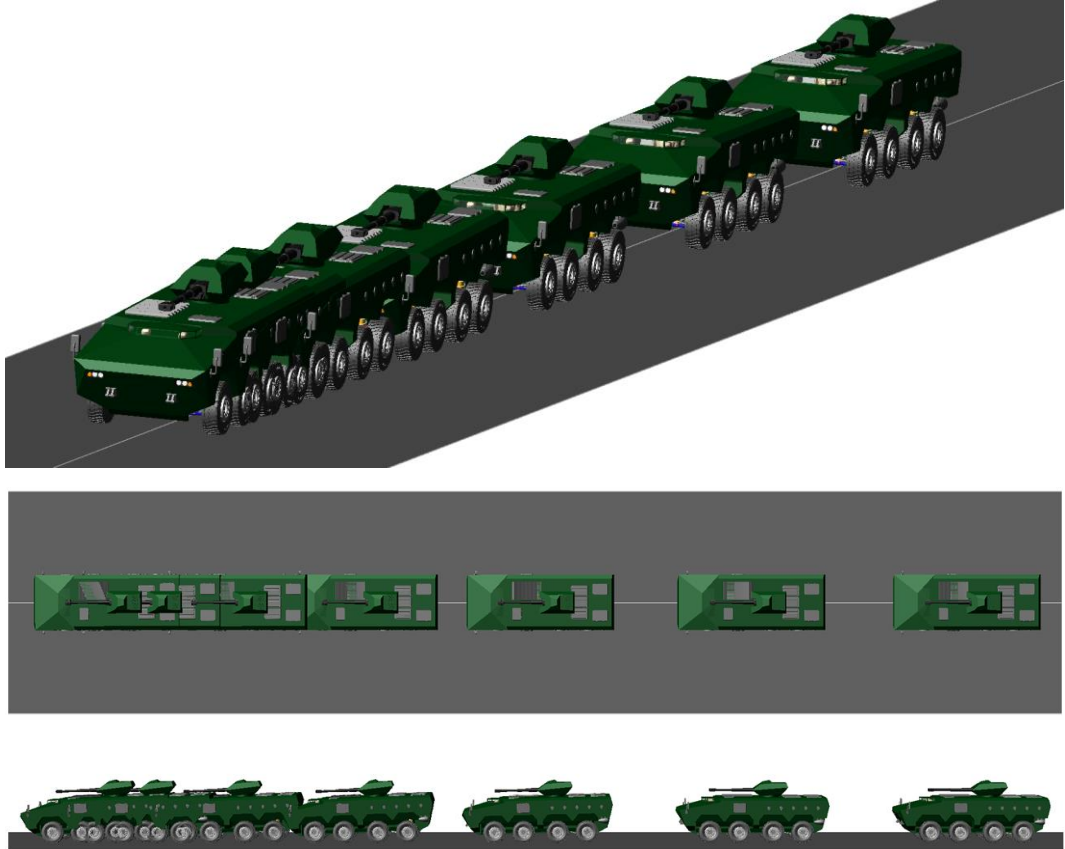


Şekil 7.31 Konfor koşulları dahilinde trapezoid engellerden maksimum geçiş hızları

7.2.3 Sabit Hızda Frenleme

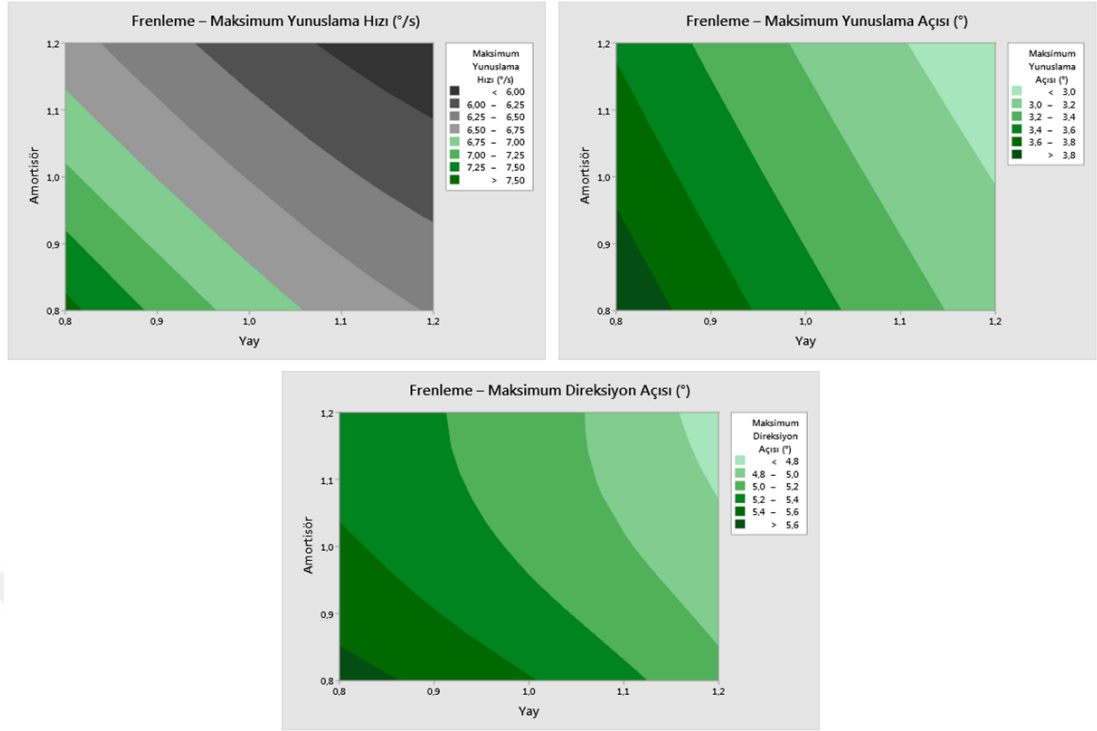
60 km/sa'lık hız değerinde doğrusal olarak ilerlemekte olan 8x8 zırhlı askeri araç ile frenleme simülasyonu gerçekleştirilmiştir (Şekil 7.32). Frenleme tahriği, simülasyona 1 saniyelik süre zarfında maksimum değere ulaşılan basamak girdisi olarak tanımlanmıştır.

Simülasyon için frenleme kuvveti (maksimum) panik fren durumu için verilmiştir. Her bir akstan veirilen fren kuvveti eşit olarak dağılmaktadır. Yük transferinden dolayı tekerleklerle düşen düşey yük değişeceğinden her bir aksın frenleme etkisi değişmektedir.



Şekil 7.32 Adams/Car ortamında frenleme manevrası izometrik, üstten ve yandan görünüş

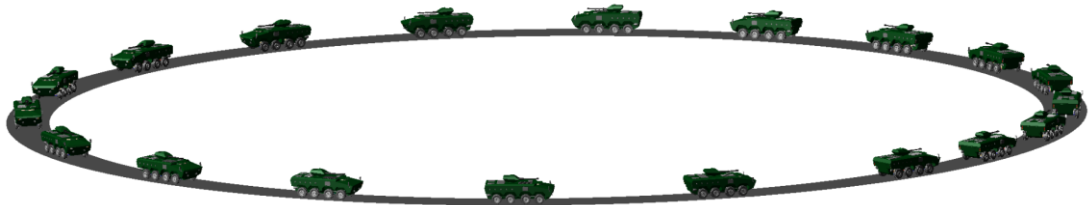
Simülasyon sonuçlarına göre, maksimum yunuslama açısı, maksimum yunuslama hızı ve maksimum direksiyon açısı metriklerinin yay ve amortisör katsayılarına göre değişimi Şekil 7.33'da görülmektedir.



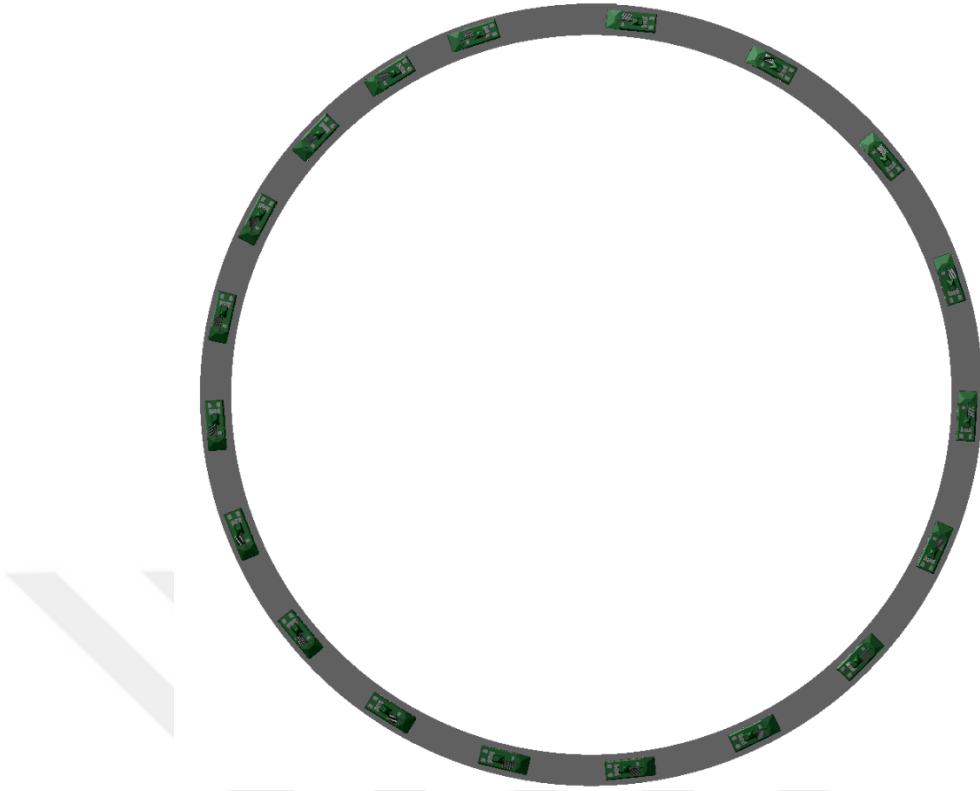
Şekil 7.33 Yay ve amortisör katsayılarının frenleme manevrasına etkisi

7.2.4 Sabit Yarıçapta Dönüş

AVTP (Allied Vehicle Test Publication) 03-160W numaralı standartta askeri araçların dinamik yanal stabilite değerlerinin belirlendiği manevralar bulunmaktadır. Sabit yarıçapta dönüş manevrası da bunlardan biridir (Şekil 7.34). Standartta belirtilen bilgiye göre, araç 60 metre yarıçapına sahip bir parkurda hızlanarak dönmektedir. Başlangıç hızı 30 km/sa olan araç, Şekil 7.34’te üstten görünüşü verilen güzergah dışına çıkmadan dönebileceği maksimum hız değerine ulaşır ve araç limit hızında dönmeye devam eder.



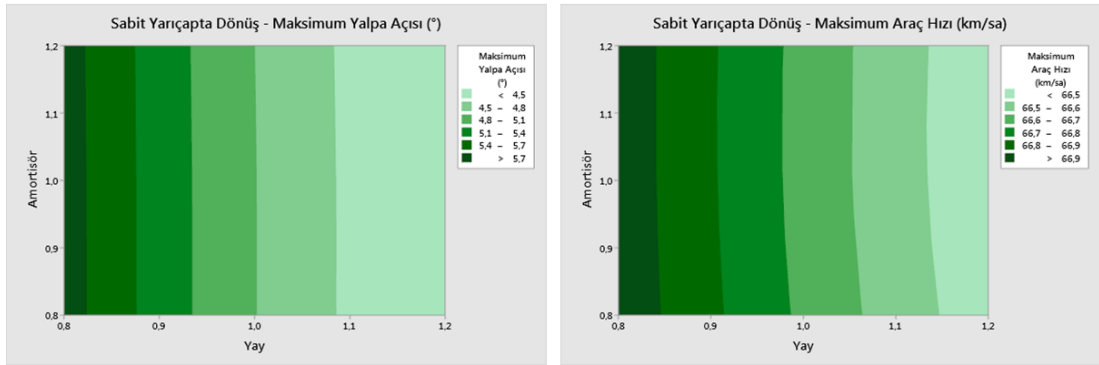
Şekil 7.34 Adams/Car ortamında sabit yarıçapta dönüş manevrası izometrik görünüş



Şekil 7.35 Adams/Car ortamında sabit yarıçapta dönüş manevrası üstten görünüş

Araç hızı 30 km/sa değerinin üzerinde olduğundan 4. aks ile yönlendirme sistemi kapalı durumdadır.

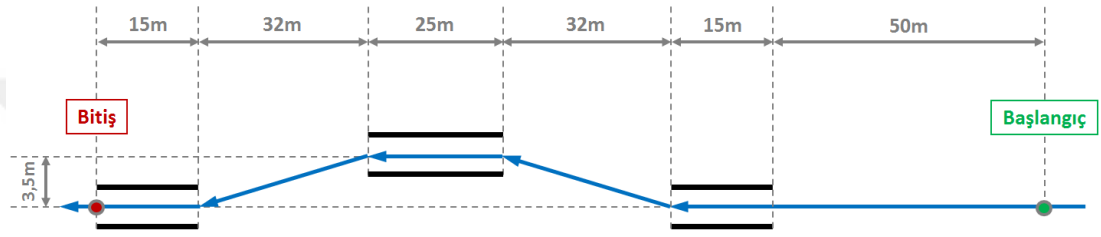
Simülasyon sonuçlarına göre, maksimum yalpa açısı ve maksimum araç hızı metriklerinin yay ve amortisör katsayılarına göre değişimi Şekil 7.36'da görülmektedir.



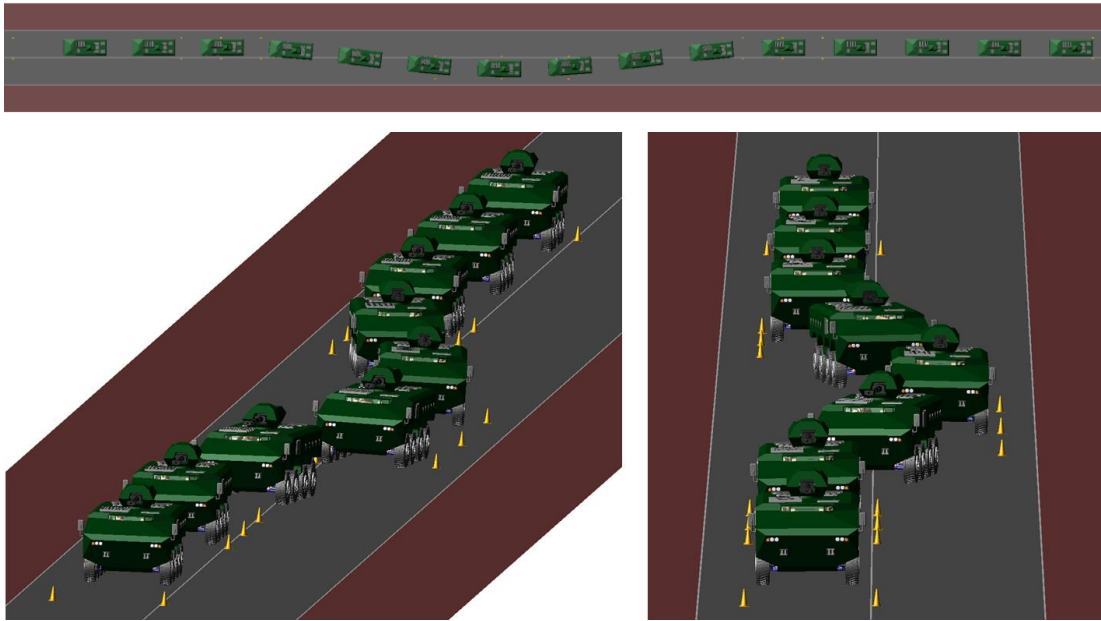
Şekil 7.36 Yay ve amortisör katsayılarının sabit yarıçapta dönüş manevrasına etkisi

7.2.5 Şerit Değiştirme

AVTP (Allied Vehicle Test Publication) 03-160W numaralı standartta askeri araçların dinamik yanal stabilite değerlerinin belirlendiği manevralar bulunmaktadır. Şerit değiştirme manevrası da bunlardan biridir (Şekil 7.38). Standartta belirtilen bilgiye göre, araç gabari ölçüleri şerit değiştirme parkurunun sınır değerlerini değiştirmektedir. Tez kapsamında çalışılan araç için parkur güzergahı Şekil 7.37’de verilmiştir. Şerit değiştirme manevrası hız değeri 60 km/sa olarak seçilmiştir.



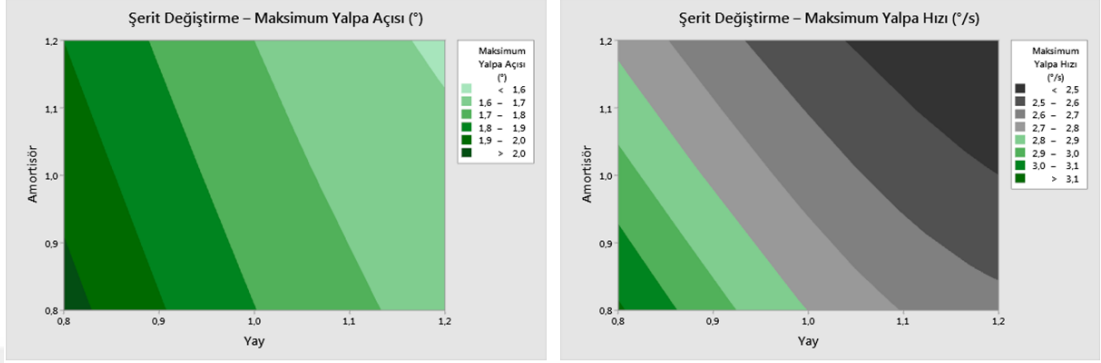
Şekil 7.37 8x8 zırhlı askeri aracın şerit değiştirme güzergahı (AVTP 03-160W)



Şekil 7.38 Adams/Car ortamında şerit değiştirme manevrası üstten, izometrik ve önden görünüş

Araç hızı 30 km/sa değerinin üzerinde olduğundan 4. aks ile yönlendirme sistemi kapalı durumdadır.

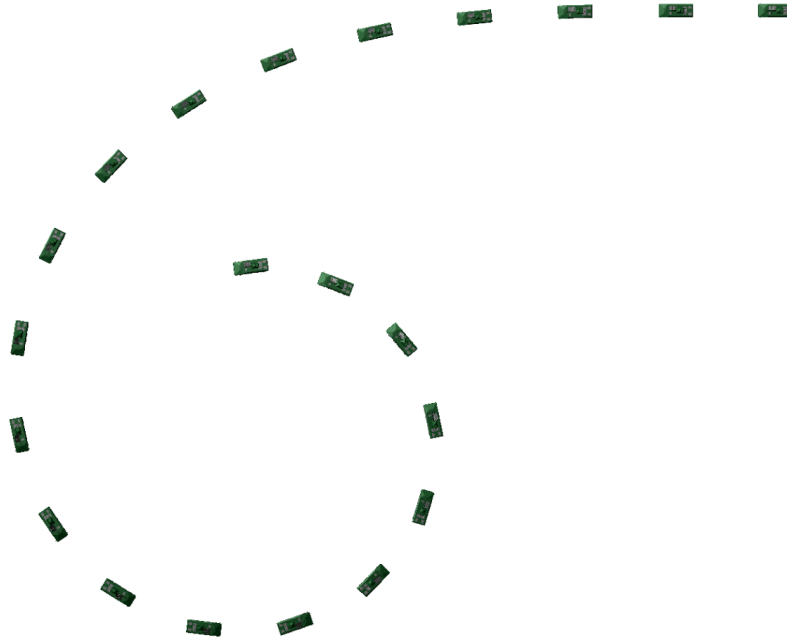
Simülasyon sonuçlarına göre, maksimum yalpa açısı ve maksimum yalpa hızı metriklerinin yay ve amortisör katsayılarına göre değişimi Şekil 7.39’da görülmektedir.



Şekil 7.39 Yay ve amortisör katsayılarının şerit değiştirme manevrasına etkisi

7.2.6 Artan Direksiyon Girdisi

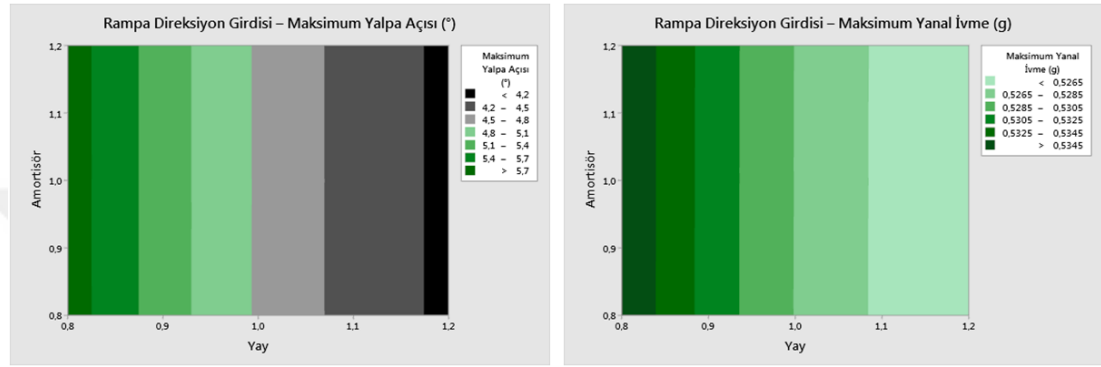
60 km/sa’lık hız değerinde doğrusal olarak ilerlemekte olan 8x8 zırhlı askeri araç ile artan (rampa) direksiyon girdisi simülasyonu gerçekleştirilmiştir (Şekil 7.40). Direksiyon girdisi 10°/s olarak artacak şekilde tanımlanmıştır. Araç, manevra boyunca sabit hızda ilerlemeye çalışmaktadır. Simülasyon süresi 30 saniyedir.



Şekil 7.40 Adams/Car ortamında artan direksiyon girdi manevrası üstten görünüş

Araç hızı 30 km/sa değerinin üzerinde olduğundan 4. aks ile yönlendirme sistemi kapalı durumdadır.

Simülasyon sonuçlarına göre, maksimum yalpa açısı ve maksimum yanal ivme metriklerinin yay ve amortisör katsayılarına göre değişimi Şekil 7.41’de görülmektedir.

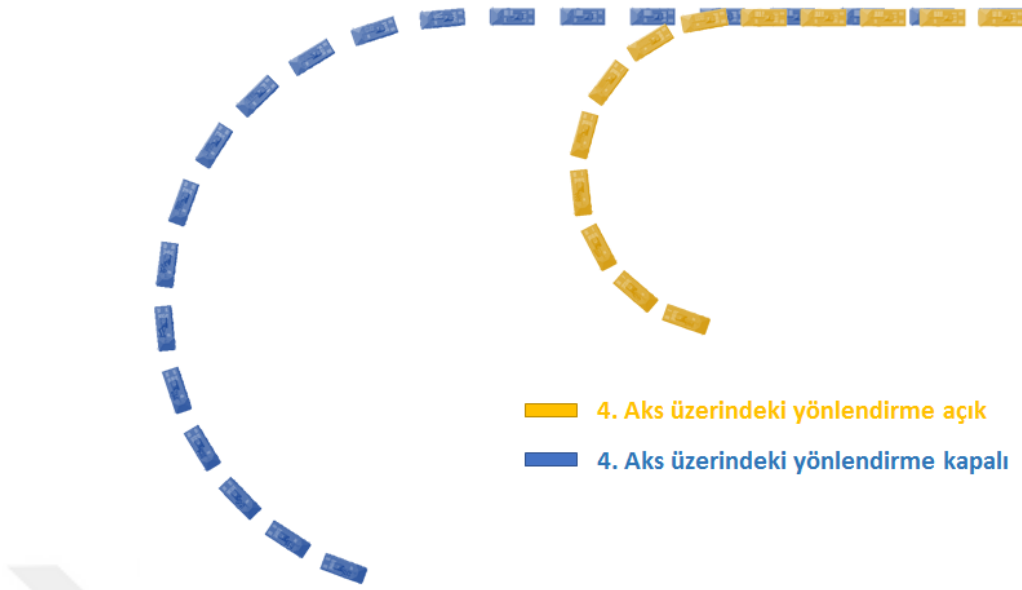


Şekil 7.41 Yay ve amortisör katsayılarının artan direksiyon girdi manevrasına etkisi

7.2.7 Basamak Direksiyon Girdisi

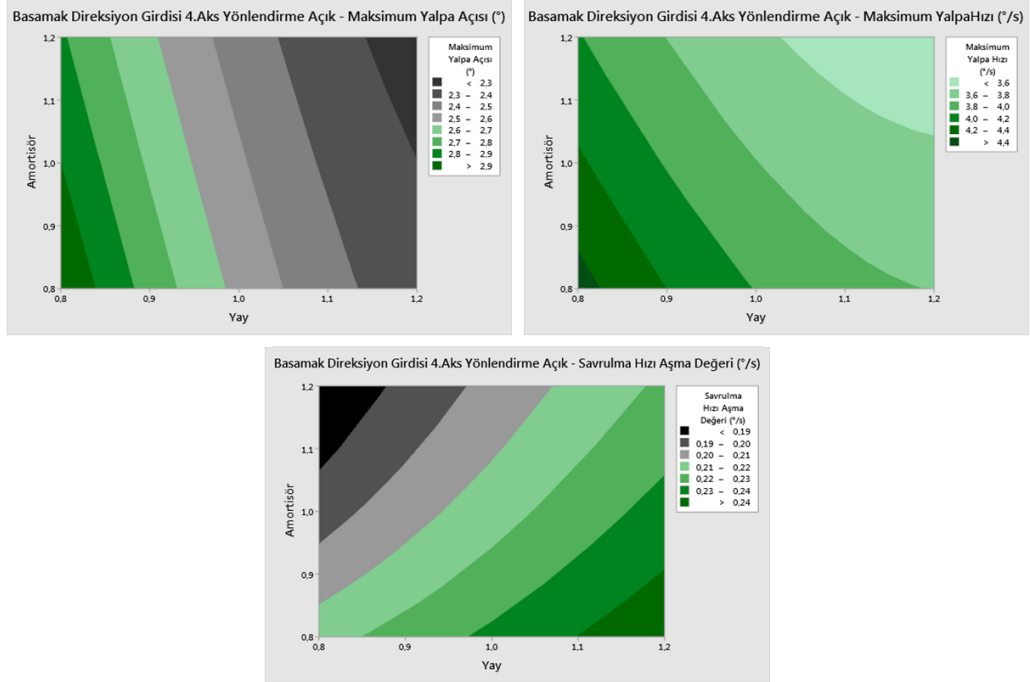
Basamak direksiyon girdi manevrası 4. aks üzerindeki yönlendirme sisteminin açık ve kapalı olduğu durumlar için gerçekleştirilmiştir. Sistemin açık olduğu durum için araç 30 km/sa’lık hız değerinde, kapalı olduğu durum için ise 60 km/sa’lık hız değerinde doğrusal olarak ilerlemektedir (Şekil 7.42).

Direksiyon girdisi her iki durum için de 1 saniyelik süre zarfında 200°’lik direksiyon açısına ulaşılan basamak girdisi olarak tanımlanmıştır. Araç, manevra boyunca sabit hızda ilerlemeye çalışmaktadır.

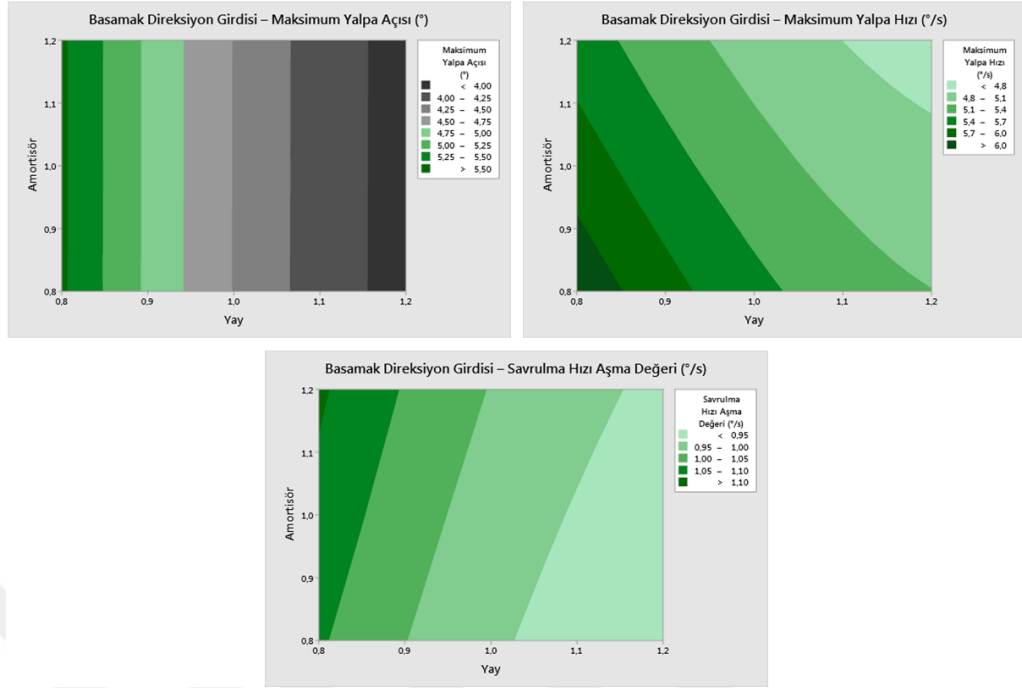


Şekil 7.42 Adams/Car ortamında basamak direksiyon girdi manevrası üstten görünüş

Simülasyon sonuçlarına göre, maksimum yalpa açısı, maksimum yalpa hızı ve savrulma hızı aşma değeri metriklerinin yay ve amortisör katsayılarına göre değişimi 4. aks üzerindeki yönlendirme sisteminin açık olduğu durum için Şekil 7.43’de, kapalı olduğu durum için ise Şekil 7.44’te görülmektedir.



Şekil 7.43 Yay ve amortisör katsayılarının artan direksiyon girdi manevrasına etkisi (4. aks üzerindeki yönlendirme sistemi açık)



Şekil 7.44 Yay ve amortisör katsayılarının artan direksiyon girdi manevrasına etkisi (4. aks üzerindeki yönlendirme sistemi kapalı)

BÖLÜM SEKİZ

SONUÇLAR

Tekerleğin üzerinden geçeceği engeli detaylı bir şekilde tarayabilmesi için simülasyon basamak oranı dikkatlice seçilmelidir. Araç doğrusal hızı arttığında lastiğin yol yüzeyinden aynı hassasiyette veri toplayabilmesi için, simülasyon basamak oranı da belirli bir katsayıda değişmelidir. Böylelikle, aracın yol üzerindeki engellere davranışı, gerçeğe daha yakın bir şekilde simüle edilebilmektedir. Basamak oranının çok düşük olması belirli bir değerden sonra simülasyon sonucunu değiştirmezken simülasyon süresini arttırmaktadır (Şekil 7.1). Dolayısı ile belirli parametreler dahilinde basamak oranı optimum değerde seçilmelidir.

Direksiyon mekanizması optimizasyonları ile yapılan iyileştirmeler:

- Düşey teker hareketi sırasında maksimum teker yönlenmesi 0.754° 'den -0.05° 'ye düşürülerek 16,5 oranında azaltılmıştır.
- Referans alınan iç teker açısının 0° ile 20° olduğu aralıkta, 1. akstaki Ackermann hatası -1.137° 'den 0.459° 'ye düşürülerek 2,475 oranında azaltılmıştır.
- Direksiyonun tam sol veya tam sağ olduğu durum için, 1. akstaki Ackermann hatası -4.172° 'den -0.709° 'ye düşürülerek 5,885 oranında azaltılmıştır.
- Direksiyonun tam sol veya tam sağ olduğu durum için, 1. akstaki ortalama tork kazancı %18,18 arttırılmıştır.
- Referans alınan iç teker açısının 0° ile 20° olduğu aralıkta, 2. akstaki Ackermann hatası 2.859° 'den 0.455° 'ye düşürülerek 6,282 oranında azaltılmıştır.
- Direksiyonun tam sol veya tam sağ olduğu durum için, 2. akstaki Ackermann hatası -4.242° 'den -0.689° 'ye düşürülerek 6,16 oranında azaltılmıştır.
- Direksiyonun tam sol veya tam sağ olduğu durum için, 1. ve 2. Akstaki tam sağ veya tam sol direksiyon konumu için tork kazancı %11,11 arttırılmıştır.
- Referans alınan iç teker açısının 0° ile 20° olduğu aralıkta, 4. akstaki Ackermann hatası -1.888° 'den -0.172° 'ye düşürülerek 10,97 oranında azaltılmıştır.
- Direksiyonun tam sol veya tam sağ olduğu durum için, 4 akstaki Ackermann hatası -5.185° 'den -0.198° 'ye düşürülerek 26,25 oranında azaltılmıştır.

- Duvardan duvara dönüş yarıçapı 9254,8 mm'den, 8717,2 mm'ye düşürülerek %5,8 azaltılmıştır ve hedef dönüş yarıçapı değeri (8750 mm) sağlanmıştır.

APG parkuru ve tek engel geçme simülasyonlarında genel olarak aracın engel geçme davranışları ve personellerin üzerinde meydana gelen etkileri incelenmiştir. Araç içerisinde yer alan bütün personeller için düşey RMS ivme değerleri karşılaştırılmıştır. Düşey RMS ivme değerinin en yüksek olduğu personel, sürücü olarak belirlenmiş ve sonuçlar sürücü üzerinden alınan değerler doğrultusunda irdelenmiştir.

Minitab® programından alınan grafikler incelendiğinde, APG Parkurunda araç hızı arttıkça yay katsayısı, amortisör katsayısından daha etkili duruma gelmektedir. Yay katsayısının 0,8, amortisör katsayısının ise 0,9 olduğu kombinasyon APG parkuru için en ideal seçimdir.

Minitab® programından alınan grafikler incelendiğinde, tek engel geçme manevrasında, yay ve amortisör katsayıları $y=x$ doğrusu üzerinde simetrik bir yapıda etki etmektedir. Engel yükseklikleri arttıkça, yay ve amortisör katsayıları arasındaki ilişki iç bükeyden dış bükeye doğru değiştiği görülmüştür. Yay ve amortisör katsayılarının 0,8 olduğu kombinasyon tek engel geçme manevrası için en ideal seçimdir.

Minitab® programından alınan grafikler incelendiğinde, frenleme manevrasında maksimum yunuslama hızı ve yunuslama açısı değerleri, yay ve amortisör katsayıları arttıkça azalmıştır. Yay ve amortisör bu iki parametreye neredeyse eşit oranda etki etmektedir. Yay ve amortisör katsayılarının en düşük olduğu durumda, araç $3,8^\circ$ yunuslama açısı yapmakta ve bu durum fren mesafesini etkilememektedir. Araç süspansiyonlarının düşey hareketteki teker yönlenmesi değerleri optimize edildiğinden maksimum direksiyon açısı değerlerinin $5,6^\circ$ 'yi geçmediği görülmüştür. Dolayısı ile yay ve amortisör katsayılarının 1,2 olduğu kombinasyon frenleme manevrası için en ideal seçim olmasına rağmen diğer seyir dinamiği özelliklerini iyileştirmek adına yapılan değişiklik fren manevrası için uygun gözükmemektedir .

Minitab® programından alınan grafikler incelendiğinde, sabit yarıçapta dönüş manevrası araç ataletinin etkilerinin görülebileceği bir manevra olmadığından, amortisör katsayısı maksimum yalpa açısı ve araç hızı metrikleri için etkisiz, yay katsayısı ise direkt olarak etkilidir. Yay katsayısının 1,2 olduğu seçim sabit yarıçapta dönüş manevrası için en ideal seçimdir.

Minitab® programından alınan grafikler incelendiğinde, şerit değiştirme manevrası maksimum yalpa açısı ve yalpa hızı değerleri, yay ve amortisör katsayıları arttıkça azalmıştır. Yay ve amortisör bu iki parametreye neredeyse eşit oranda etki etmektedir. Yay ve amortisör katsayılarının 1,2 olduğu seçim şerit değiştirme manevrası için en ideal seçimdir.

Minitab® programından alınan grafikler incelendiğinde, artan (rampa) direksiyon girdi manevrası araç ataletinin etkilerinin görülebileceği bir manevra olmadığından, amortisör katsayısı maksimum yalpa açısı ve maksimum yanal ivme metrikleri için etkisiz, yay katsayısı ise direkt olarak etkilidir. Yay katsayısının 1,2 olduğu seçim sabit yarıçapta dönüş manevrası için en ideal seçimdir.

Minitab® programından alınan grafikler incelendiğinde, basamak direksiyon girdi manevrası maksimum yalpa açısı ve yalpa hızı değerleri, yay ve amortisör katsayıları arttıkça azalmıştır. Ancak, 4. Aks yönlendirme sisteminin kapalı olduğu durumda amortisör katsayısının maksimum yalpa açısı değerine etki etmediği görülmüştür. Savrulma hızı aşma değeri, aracın gövde ataletinin etkisi ile maksimum savrulma değeri ile rejime oturduğu değer arasındaki farktır. Bu etki atalet kaynaklı olduğundan amortisör katsayısının bu değeri daha çok etkilediği görülmüştür. Savrulma hızı aşma değeri için yay katsayısı, amortisör katsayısı ile zıt etki etmektedir. Yay katsayısının 1,0, amortisör katsayısının ise 1,2 olduğu kombinasyon APG parkuru için en ideal seçimdir.

8x8 zırhlı askeri aracın daha çok yol dışı güzergahlarda kullanılacağı varsayılarak tasarlandığından katsayılar, yay için 0,95 ile 1,05 aralığında amortisör için ise 0,85-0,95 aralığında seçilmiştir.

Süspansiyon sistemi bölümünde bahsedilmiş olan tekerlek temas noktasındaki yay ve amortisör katsayıları sırasıyla, $f_A=1,30$ Hz ve $D_A=0,53$ 'dür. Burada, f_A sönümsüz düşey şasi titreşim değeri, D_A ise şasi sönüm faktörüdür. Bu değerler kullanılarak hesaplanan yay ve amortisör katsayıları, seyir dinamiği optimizasyonlarının gerçekleştirildiği bölümde 1,0 katsayısı olarak ifade edilmiştir. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda, tekerlek temas noktasındaki sönümsüz düşey şasi titreşim değeri 1,235 Hz ile 1,365 Hz aralığında, şasi sönüm faktörü ise 0,450 ile 0,503 aralığında seçilmiştir.

KAYNAKLAR

- Avcioğlu, A. ve Topaç M.M. (2019). Investigation of the obstacle behavior of an 8x8 armored amphibious vehicle: a numerical study. *The 1st International Symposium on Automotive Science and Technology (ISASTECH 2019)*, 5-6 Eylül 2019, Ankara. 503-509.
- Aydın, M., ve Ünlüsoy, Y. S. (2012). Optimization of suspension parameters to improve impact harshness of road vehicles. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 60(5-8), 743-754.
- Babulal, Y., Stallmann, M. J., ve Els, P. S. (2015). Parameterisation and modelling of large off-road tyres for on-road handling analyses. *Journal of Terramechanics*, 61, 77-85.
- Baysal, B. (2012). *Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın titreşim analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Blundell, M. ve Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle dynamics*. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Çoban, U. (2015). *Çift enine yön vericili askı sisteminin tasarımı ve nümerik yorulma analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics* (Vol. 400). Warrendale, PA: Society of automotive engineers.
- Güenal, H., ve Şenveli, E. (2012). 6x6 askeri araçta hidropnomatik ve mekanik süspansiyon karşılaştırması. 6. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON 2012)*, 4-6 Haziran 2012, Bursa. 102, 400-408.

- Heißing, B., & Ersoy, M. (Eds.). (2010). *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. Germany: Springer Science & Business Media.
- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics: theory and application*. New York: Springer.
- Matschinsky, W. (2007). *Radführungen der straßenfahrzeuge*. Berlin: Springer-Verlag.
- Montgomery, D. C. (2017). *Design and analysis of experiments*. New York: John Wiley & Sons.
- MSC ADAMS/Car (2012) *Versions 2012.1.1 manuals*. MSC Software.
- MSC ADAMS/Insight (2012) *Versions 2012.1.1 manuals*. MSC Software.
- Myers, R. H., Montgomery, D. C., & Anderson-Cook, C. M. (2016). *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. New Jersey: John Wiley & Sons.
- NATO International Staff-Defence Support Division, (1993), *Allied vehicle testing publication, 03-170 W, A1*.
- NATO International Staff-Defence Support Division, (1991), *Allied vehicle testing publication, 03-160 W, A1*.
- Oscarsson M., (2015). *A hydropneumatic suspension parameter study on heavy multi-axle vehicle handling*. Yüksek Lisans Tezi, KTH University, Sweden.
- Pacejka, H. (2005). *Tire and vehicle dynamics* (2nd ed.). USA: Elsevier.

Reimpell J., Stoll H., & Betzler J. W. (2001). *The automotive chassis: engineering principles*, Oxford: Elsevier.

Topa, M.M., Avcioğlu A.E., Atak M., Yavuz G. (2018). 4x4 Taktik tekerlekli taşıtın bağımsız n sspansiyonunda küresel mafsall kuvvetlerinin azaltılması üzerine bir durum incelemesi. 9. *Savunma Teknolojileri Kongresi (SAVTEK 2018)*, 27-29 Haziran 2018, Ankara. 20 Ağustos 2019, <https://www.researchgate.net/publication/326111961>

Topaç, M.M., Avcioğlu A.E., Atak M., ve Yavuz G. (2018). *Taktik tekerlekli zırhlı taşıtta bağımsız süspansiyon uygulaması*, 9. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 7-8 Mayıs 2018, Bursa. 4 Eylül, <https://www.researchgate.net/publication/325079900>

Topa, M. M., Deryal, U., Bahar, E., & Yavuz, G. (2015). *Optimal kinematic design of a multi-link steering system for a bus independent suspension: An application of response surface methodology*. *Mechanics*, 21(5), 404-413. 16 Temmuz, <https://www.researchgate.net/publication/283425856>

US Army Developmental Test Command, (2005). *Test Operations Procedure (TOP) 1-1-014 Ride Dynamics*.

US Army Aberdeen Test Center (TEDT-TMB), (2009), *Test Operations Procedure (TOP) 3-2-836 Combat Vehicle Fire Control Systems*, A-3.

Yazar, . (2013). *6x6 taktik tekerlekli askeri aracın taşıt dinamiği modellemesi ve testler ile modelin doğrulaması*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara.

EKLER

Simgeler	Açıklama
V_H	Araç azami yüksekliği
V_L	Araç azami uzunluğu
V_W	Araç azami genişliği
th	Araç tavan yüksekliği
tw	Araç iz genişliği
srw	Aynı aks üzerindeki teker dönüş eksenleri arası mesafe
wb_1	1. ve 2. akslar arası aks açıklığı
wb_2	2. ve 3. akslar arası aks açıklığı
wb_3	3. ve 4. akslar arası aks açıklığı
lsc	Düşük hızda sıkışma oranı
hsc	Yüksek hızda sıkışma oranı
lsr	Düşük hızda açılma oranı
hsr	Yüksek hızda açılma oranı
T_C	Tekerleğin düşey hareketi sırasında maksimum kapanması
T_R	Tekerleğin düşey hareketi sırasında maksimum açılması
L_T	Tekerlek merkezi çevrim oranı uzunluğu
L_S	Yay çevrim oranı uzunluğu
L_D	Amortisör çevrim oranı uzunluğu
F_T	Tekerlek düşey kuvveti
F_S	Yay düşey kuvveti
F_D	Amortisör düşey kuvveti
F_{TS}	Tekerlek merkezine indirgenmiş yayın düşey kuvveti
F_{TD}	Tekerlek merkezine indirgenmiş amortisörün düşey kuvveti
k_T	Tekerlek düşey sertliği
k_S	Yay düşey sertliği
k_{S1}	1. Kademe yay düşey sertliği
k_{S2}	2. Kademe yay düşey sertliği
k_{TS}	Tekerlek merkezine indirgenmiş yayın düşey sertliği
k_{TS1}	Tekerlek merkezine indirgenmiş 1. kademe yay düşey sertliği

k_{TS2}	Tekerlek merkezine indirgenmiş 2. kademe yay düşey sertliği
C_T	Tekerlek düşey sönümü
C_D	Amortisör katsayısı
C_{TD}	Tekerlek merkezine indirgenmiş amortisör katsayısı
δ_S	Yay düşey deplasmanı
δ_D	Amortisör düşey deplasmanı
δ_{TS}	Tekerlek merkezine indirgenmiş yayın düşey deplasmanı
δ_{TD}	Tekerlek merkezine indirgenmiş amortisörün düşey deplasmanı
i_S	Yay çevrim oranı
i_D	Amortisör çevrim oranı
m_{spr}	Yaylandırılan kütle ağırlığı
m_{uns}	Yaylandırılmayan kütle ağırlığı
m_T	Tekerlek üzerine gelen düşey ağırlık
m_A	Aks üzerine gelen düşey ağırlık
H_{rc}	Süspansiyon yalpa merkezi yerden yüksekliği
H_{Bcog}	Araç gövde ağırlık merkezi yerden yüksekliği
H_{cog}	Araç ağırlık merkezi yerden yüksekliği
f_s	Şasi düşey titreşim frekansı
C_d	Şasi sönüm oranı
C_{cr}	Kritik sönüm
APG	Aberdeen Proving Ground
MBD	Multi Body Dynamics
RMS	Root Mean Square