



**BİNEK TAŞITLARINDA ÖN DÜZEN GEOMETRİSİ VE SÜSPANSİYON
SİSTEMLERİNİN YAPISAL ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Yakup PUTGÜL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2016

Yakup PUTGÜL tarafından hazırlanan “BİNEK TAŞITLARINDA ÖN DÜZEN GEOMETRİSİ VE SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN YAPISAL ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Duran ALTIPARMAK

Otomotiv Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Başkan : Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN

Otomotiv Mühendisliği, Afyon Kocatepe Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Üye : Yrd. Doç. Dr. Mesut DÜZGÜN

Otomotiv Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Tez Savunma Tarihi: 08/01/2016

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Metin GÜRÜ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Yakup Putgöl

08/01/2016

BİNEK TAŞITLARINDA ÖN DÜZEN GEOMETRİSİ VE SÜSPANSİYON
SİSTEMLERİNİN YAPISAL ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Yakup PUTGÜL

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2016

ÖZET

Bu tez çalışmasında, binek taşıtlarda kullanılan süspansiyon ve ön düzen geometrisinin yapısal özellikleri incelenmiştir. Yapılan çalışmalar araştırılmış ve süspansiyon sistemlerinin ve ön düzen geometrisinin taşıt hareketleri üzerindeki etkileri açıklanmaya çalışılmıştır. Farklı mekanizmalar incelenerek, bunların birbirlerine göre üstün ve eksik yönlerinin neler olduğu belirlenmiştir. Tüm bu çalışmaların sonucunda da ideal bir ön düzen geometrisinde bulunması gereken nitelikler ortaya koyulmuştur.

Bilim Kodu : 93006
Anahtar Kelimeler : Ön Düzen Geometrisi, Süspansiyon Mekanizması, Direksiyon Mekanizması, Taşıt Dinamiği, Yol Tutuşu, Kararlılık
Sayfa Adedi : 69
Danışman : Prof. Dr. Duran ALTIPARMAK

INVESTIGATION OF STRUCTURAL FEATURES OF FRONT AXLE GEOMETRY
AND SUSPENSION SYSTEMS IN PASSENGER VEHICLES

(M. Sc. Thesis)

Yakup PUTGÜL

GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2016

ABSTRACT

In this thesis, structural features of the suspension and front axle geometry in passenger vehicles were examined. The studies on the subject have been investigated and their impact on vehicle movements have tried to explained the front axle geometry and suspension systems. Examining different mechanisms, it is determined that the yare superior and what their weaknesses relative to each other. As a result of this study it has put forward the necessary characteristics for an ideal front axle geometry.

Science Code : 93006

Key Words : Front axle geometry, Suspension mechanism, Steering mechanism,
Vehicle dynamics, Vehicle handling, Stability

Page Number : 69

Supervisor : Prof. Dr. Duran ALTIPARMAK

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, kıymetli tecrübelerinden faydalandığım danışmanım Prof. Dr. Duran ALTIPARMAK'a ve yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım Otomotiv Mühendisliği Bölümü'ndeki değerli tüm hocalarıma teşekkürü borç bilirim. Ayrıca eğitim hayatım boyunca beni destekleyen ve hiçbir zaman yalnız bırakmayan çok değerli aileme en içten sevgi ve saygılarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
3. ÖN DÜZEN GEOMETRİSİ VE TAŞIT HAREKETİNE ETKİLERİ ...	9
3.1. Kamber Açısı.....	9
3.2. King-pim Açısı	16
3.3. Toplam Açı	22
3.4. Kaster Açısı.....	23
3.5. Dönüş Açısı (Toe-in veya Toe-out)	28
3.6. Dönüş Açısı (Dönüşte Toe-out).....	33
3.7. Ackermann Kuralı	35
4. SÜSPANSİYON SİSTEMİ ÇEŞİTLERİ VE TAŞIT HAREKETİNE ETKİLERİ.....	45
4.1. MacPherson Süspansiyon	48
4.2. Çift Salıncaklı Süspansiyon.....	53
4.3. Çok Kademeli (Multi-Link) Süspansiyon.....	59
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	63

	Sayfa
KAYNAKLAR	65
ÖZGEÇMİŞ	69

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. ISO 2631’e göre sürüş konfor değerlendirmesi	4

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Pozitif ve negatif kamber açıları	9
Şekil 3.2. Kamber açısının değişimi	10
Şekil 3.3. Kamber açısının değişimi	10
Şekil 3.4. Dönüş esnasında aracın maruz kaldığı yanal kuvvetler ve kinematik parametreler üzerinde meydana gelen değişiklikler.....	11
Şekil 3.5. Mevcut ön düzen sisteminin üstten görünüşü	12
Şekil 3.6. Tasarlanan ön düzen sisteminin üstten görünüşü.....	12
Şekil 3.7. Dönüşlerde kamber değişimini sağlayan mafsal.....	13
Şekil 3.8. Frenleme anında ve farklı kamber açılarında lastiğin yüzeyle temas alanında meydana gelen gerilme dağılımı (MPa) ve lastik izi.....	14
Şekil 3.9. Lastiğin temas yüzeyinde meydana gelen maksimum normal gerilmenin kamber açısına göre değişimi	14
Şekil 3.10. Kamber açısı verilmiş bir tekerleğin yanal basınç dağılımı ve asimetrik lastik aşınması.....	15
Şekil 3.11. Sabit akslı ve serbest süspansiyonlu araçlarda king-pim açısı.....	16
Şekil 3.12. King-pim açısının dayanak (strut) uzunluğuna göre değişimi	17
Şekil 3.13. Dönüş sırasında king-pim açısının (iç tekerleğin) kamber açısı değişimi üzerindeki etkisi.....	18
Şekil 3.14. Denge durumundaki dönüş sırasında dış tekerleğin kayma açısı.....	19
Şekil 3.15. Denge durumundaki dönüş sırasında iç tekerleğin kayma açısı	19
Şekil 3.16. Çapraz rüzgar sebebiyle yanal sapmada meydana gelen değişim.....	20
Şekil 3.17. Çapraz rüzgar sebebiyle direksiyon düzeltme momentinde meydana gelen değişim	20
Şekil 3.18. Sabit direksiyon açısında ve denge durumundaki dönüş sırasında yalpalama oranındaki değişim	21
Şekil 3.19. Sabit direksiyon açısında ve denge durumundaki dönüş sırasında direksiyon zorluğu değişimi	22

Şekil	Sayfa
Şekil 3.20. Toplam açı.....	23
Şekil 3.21. Kaster açısı.....	24
Şekil 3.22. Kaster açısının değişimi.....	25
Şekil 3.23. Kamber açısındaki değişim.....	25
Şekil 3.24. King-pim eğimi θ (sol) ve kaster açısı θ (sağ)	26
Şekil 3.25. Kamber açısındaki değişim a	27
Şekil 3.26. Kamber açısındaki değişim b	27
Şekil 3.27. Dönüş (toe) açıları	28
Şekil 3.28. Dönüş açısının değişimi.....	29
Şekil 3.29. Optimizasyondan önce ve sonra toe-in açısı.....	30
Şekil 3.30. Lastiklerdeki dengesizlik durumunda dinamik toe açısının king-pim kaçıklığına göre değişimi	31
Şekil 3.31. Üst salıncak konumunun değişimi ve dönme merkezi	31
Şekil 3.32. X-Y düzleminde üst salıncak konumunun değişimine göre toe açısında meydana gelen değişim	32
Şekil 3.33. X-Z düzleminde üst salıncak konumunun değişimine göre toe açısında meydana gelen değişim	33
Şekil 3.34. Taşıtın sola dönme anındaki dönüş açısı	34
Şekil 3.35. Dönüş açısı ve etkisi (bağlantı kolu taşıt eksenine paralel)	34
Şekil 3.36. Dönüş açısı ve etkisi (bağlantı kolu taşıt eksenine açılı)	35
Şekil 3.37. (a) Mekanik direksiyon sistemi, (b) Dişli diferansiyel mekanizması ile geliştirilen direksiyon sistemi.....	36
Şekil 3.38. Ackermann kurallarına göre tasarlanan dişli direksiyon mekanizması	36
Şekil 3.39. İdeal Ackermann dönüş geometrisi	37
Şekil 3.40. Ackermann dönüş geometrisi.....	40
Şekil 3.41. Ackermann Detay – A görünümü.....	41

Şekil	Sayfa
Şekil 3.42. Ackermann Detay - B görünümü	41
Şekil 3.43. Sola dönüş esnasında iç ve dış tekerleklerin dönüş açıları	42
Şekil 3.44. Sağa dönüş esnasında iç ve dış tekerleklerin dönüş açıları.....	43
Şekil 4.1. MacPherson süspansiyon.....	49
Şekil 4.2. MacPherson tip süspansiyon dönme ve devrilme merkezleri.....	50
Şekil 4.3. Dönüş açısı ve dayanak (strut) uzunluğundaki değişime göre kamber açısının değişimi	52
Şekil 4.4. Tekerleğin dönüş açısı ve dayanak (strut) uzunluğuna göre kaster açısının değişimi	53
Şekil 4.5. Paralelogram süspansiyon ve etkisi.....	54
Şekil 4.6. Çift salıncaklı süspansiyon ve etkisi.....	54
Şekil 4.7. Çift salıncaklı süspansiyon	55
Şekil 4.8. Çift salıncaklı süspansiyon dönme ve devrilme merkezleri	56
Şekil 4.9. Tekerleğin düşey ekseninde yukarı yönlü hareketi sırasındaki iz değişimi.....	57
Şekil 4.10. Tekerleğin düşey ekseninde yukarı yönlü hareketi sırasındaki kamber açısının değişimi	58
Şekil 4.11.Çok kademeli süspansiyon modeli	60
Şekil 4.12. Sanal dingil pimi ekseni.....	60
Şekil 4.13. Dingil pimi ekseni ve onun tekerlek merkezine olan mesafesi.....	61
Şekil 4.14. Frenleme esnasındaki Toe-in açısı	62

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu tez çalışmasında kullanılan bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
F_B	Taşıt gövdesine etkiyen yanal kuvvet
W	Ağırlık
G	Ağırlık merkezi
F_V	Tepki kuvveti
F_T	Tekerleklerle etkiyen yanal kuvvet
R	Taşıt devrilme merkezi
R_W, s_a, s_b	Direksiyon eksen - yer düzlemi kesişme koordinatları
Kısaltmalar	Açıklama
ISO	Uluslar arası Standartlar Teşkilatı (International Organization of Standardization)
RMS	Ortalama Karekök (Root Mean Square)
SAE	Otomotiv Mühendisleri Topluluğu (Society of Automotive Engineers)

1. GİRİŞ

Bir taşıtın kararlı ve etkili sürüşü, tasarımcıların süspansiyon sistemindeki ve ön düzen geometrisindeki seçimlerine bağlıdır [1].

Süspansiyon sistemi, araç şasesi ve tekerlekler arasında yer alan ve yay, amortisör, burç, çubuk, bağlantı ve kollardan oluşan bir sistemdir.

Süspansiyon sistemi tasarımına başlamadan önce karar verilecek birkaç parametre bulunmaktadır. Bunlar, tekerlek izi, dingil açıklığı, kütle, maksimum hız, maksimum eğim, 0-100 km/h hızlanma süresi, minimum dönüş yarıçapı, direksiyon simidinin dış yarıçapı ve lastik genişliğidir [2].

Bu parametrelerin dışında, taşıtın hareketi sırasında süspansiyonun maruz kalacağı ana kuvvetlerin de bilinmesi gerekmektedir. Bu kuvvetler, sönümlleme kuvveti, yanal kuvvet, yay kuvveti, eğilme momentidir. Ön tasarım sırasında, bu değerler yaylanan ve yaylanmayan kütleler, yay oranı ve süspansiyon geometrisi kullanılarak elde edilir. Prototip model oluşturulduktan sonra, gerçek kuvvetler bunun üzerinden ölçülerek tasarıma devam edilmekte ve son aşamada gerçek taşıt üzerinde yapılan sürüş testleriyle sisteme son şekli verilmektedir [3].

Süspansiyon tasarımında dikkat edilmesi gereken bir diğer nokta ise taşıtın ağırlık dağılımının ön ve arka akslara eşit bir şekilde yapılmasıdır. Eğer eşit dağılım sağlanamaz ise, dönüş sırasında taşıt içe veya dışa savrulma eğilimine girer. Taşıt, ağırlık ön tarafta fazla olur ise dışa savrulma, arka tarafta fazla olursa içe savrulma eğiliminde olacaktır. Bu da sürüş güvenliğini tehlikeye atan bir durumdur [4].

Ön düzen geometrisi, ön tekerleklerin, süspansiyon ve direksiyon sistemi parçalarının birbiriyle, yolla ve sürüş yönüyle olan açısal ilişkileri olarak tanımlanmaktadır.

Ön düzen geometrisi tasarımında en önemli kriter, taşıtın minimum dönüş yarıçapına sahip olması ve Ackermann dönüş kriterini sağlamasıdır. Ackermann dönüş kriterine göre, tekerleklerin merkezlerinden çizilen dikey çizgilerin kesiştiği ortak nokta dönme

merkezidir ve arka aksın uzantısı üzerinde yer alır. Ackermann dönüş kriterine uyulmadığı takdirde, tekerleklerin dönme merkezleri tek bir noktada çakışmazlar. Bu durumda, tekerlekler dönerken aynı zamanda da kayarlar. Bu sebeple, taşıt kararlılığında azalma, direksiyon döndürmede zorluk ve yüksek hızlarda önemli ölçüde tekerlek aşınması meydana gelir [5].

Taşıtın kararlı ve güvenli sürüşü için seçim yapılırken dikkat edilecek diğer noktalar ise, tekerlek kamberi, kaster açısı, dönüş açısı ve king-pim eğimidir [1]. Bu parametreler tekerleğin aşağı-yukarı hareketi sırasında asimetric sarsıntılar sebebiyle ve dönüş manevraları sırasında değişmektedir. Bu değişimler taşıtın yol tutuşunun ve dinamik kararlılığının olumsuz yönde etkilenmesine sebep olmaktadır. Bu sebepten dolayı, ön düzen ve süspansiyon tasarımı yapılırken, bu parametrelerdeki değişimleri minimum seviyede tutacak bir yaklaşımla hareket edilmelidir [2].

İdeal bir ön düzen geometrisi taşıt için aşağıdaki özellikleri sağlamalıdır;

- Emniyetli, düzgün bir hareket ve manevra kabiliyeti,
- İyi bir yol tutuşu,
- Direksiyon kolaylığı: Direksiyon hakimiyeti, kararlılığı, virajdan sonra direksiyonun yerine hemen geri gelmesi (toplaması),
- Lastik ve ön düzen bağlantılarındaki aşınmaların en aza indirilmesi,
- Yakıt tasarrufu.

İleri teknolojiler kullanılarak, taşıtlar günümüzde konfor, yol tutuşu ve sürüş keyfi bir arada düşünülerek tasarlanmaktadır. Taşıttan beklenen “sürüş hissiyatını” elde edebilmek için, gürültü ve titreşim kalitesi ayarları üzerinde büyük bir çaba harcanmaktadır. Taşıtın bu ayarlarını yapmak ve sürüş konforunu geliştirmek adına birçok prototip üretilmekte ve çok fazla sayıda test yapılmaktadır. Bu para ve zaman tüketen bir süreçtir. Rekabetin yüksek olduğu otomotiv sektörü de bu duruma, fiziki prototip ve testlerin yapıldığı geleneksel yöntemler yerine, bilgisayar programlarında sanal prototipler ve simülasyonların kullanıldığı yeni yöntemler ile cevap vermektedir [6].

Araç sürüş konforu ve yol tutuş özellikleri, araç performansında ve müşteri memnuniyeti ile satın alma kararında etkili olan çelişki içeren iki önemli etkidir. Araç sürüş konforu ve yol tutuş dinamiği arasındaki var olan zıt ilişki nedeniyle sürüş konforunun ve yol tutuş yeteneğinin bir arada geliştirilmesi konusunda zorluklar ve belirsizlikler bulunmaktadır. Son yıllarda yapılan çalışmalar incelendiğinde özellikle araçların sürüş konforunun ve araç yol tutuş yeteneğinin geliştirilmesi konusunda yapılan çalışmaların giderek arttığı görülmektedir. Yeni araç tasarımlarının veya mevcut araçların yol tutuş, konfor gibi performanslarını inceleyebilmek için araçların matematiksel modellerinin kurulması ve performans değerlendirme indekslerinin hesaplanması gerekmektedir [7].

Araçlar içerisinde yolculuk eden sürücü ve yolcuları ilgilendiren sürüş konforu ölçüm ve hesaplama yöntemleri standartlaştırılmıştır. Bu ölçüm ve hesaplamalar için ivme değerleri kullanılmaktadır. İvme ölçerler ile araçların belirlenen bölgelerinden ölçülen ivme değerleri kullanılarak sürüş konfor indeksleri hesaplanmaktadır. Sürüş konforu ile ilgili bazı standartlar [8, 9];

1. ISO Standart 2631 – 1 (1997) : Mekanik titreşim ve şok – Tüm vücut titreşime maruz kalma değerlendirmesi – Bölüm 1: Genel kurallar (Mechanical vibration and shock – Evaluation of Human Exposure to Whole - Body Vibration. Part 1: General Requirements).
2. British (İngiliz) Standart 6841 (1987) : Tüm vücut titreşime maruz kalma ölçme ve değerlendirmesi (Measurement and evaluation of human exposure to whole body vibration).
3. SAE J1490 : Kamyon sürüş titreşimleri ölçme ve sunumu, önerilen uygulama (Measurement and presentation of truck ride vibrations, recommended practice).
4. SAE J1013 : Otoyol iş makinelerinde oturmuş operatörün tüm vücut titreşim ölçümü (Measurement of whole body vibration of these ated operator of - highway workmachines).
5. Araç üretici firma standartları.

Tüm standartlar farklı eksenlerdeki ivme değerlerinden RMS (RootMeanSquare) – Ortalama Karekök Değerlerinin hesaplanması ile ilgilidir. Ayrıca frekansa bağlı ağırlıklandırma ve eksen katsayısı değerleri de standartlar içinde tanımlanmıştır. Araçlar üzerindeki farklı bölgelerden elde edilen RMS değerlerinden sürüş için Sürüş İndeksleri

hesaplanarak konfor değerleri ile karşılaştırılır. ISO 2631 standardına göre sürücünün oturma pozisyonunda her bir temas noktası için tüm ivmelenme değerleri belirli zaman periyotlarında ivme ölçerler ile toplanır. Her bir bölge için ivme değerlerinin her bir kartezyen bileşeni hızlı Fourier dönüşümü ile frekans alanında elde edilir ve frekans ağırlıklandırma yapılır. Her bir eksen için RMS hesaplanır ve bu değerler koltuk, oturma ve sırt bölgesi için bölgesel sürüş indekslerinin (rss) hesaplanmasında kullanılır ve sürüş indeksi hesaplanır [10].

Çizelge 1.1. ISO 2631'e göre sürüş konfor değerlendirmesi

Sürüş İndeks Değeri (m/s ²)	Durum (m/s ²)
RI < 0,315	Konforlu
0,315 < RI < 0,63	Biraz konforsuz
0,5 < RI < 1	Hemen hemen konforsuz
0,8 < RI < 1,6	Konforsuz
1,25 < RI < 2,5	çok konforsuz
2 < RI	Ařırđ konforsuz

Bu çalışmada, araç dinamik hareketi, güvenliği ve konforu ele alınarak tasarlanan n düzen ve sşpansiyon geometrisinin yapısal özellikleri incelenmiştir. n düzen sisteminin taşıt hareketleri üzerindeki etkileri araştırılmış ve taşıtın kararlı ve etkili sürüşü için gerekli parametreler açıklanmıştır. Farklı sşpansiyon sistemlerin özellikleri analiz edilerek bunların birbirlerine göre üstün ve eksik yönlerinin neler olduğu açıklanmış ve ideal bir sşpansiyon mekanizmasında bulunması gereken özellikler belirlenmiştir. Bunların sonucunda, taşıtın sürüş karakteri üzerinde çok büyük payđ olan ideal bir n düzen sisteminde bulunması gereken nitelikler ortaya koyulmuştur.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Taşıtlarla ilgili olarak yapılan oldukça fazla çalışma bulunmaktadır. Bu bölümde süspansiyon sistemleri ve ön düzen geometrisi ile ilgili yapılmış olan çalışmalardan bahsedilmiştir.

Deo H.V. ve Suh N.P., otomobil süspansiyon ve ön düzen sisteminin tasarımını yapmışlardır. Sürüş sırasında kamber ve toe açılarındaki değişim tekerleklerin gereğinden fazla aşınmasına, kaster açısındaki değişim ise taşıtın doğrusal kararlılığının bozulmasına sebep olmaktadır. Çalışmada tekerlek hizalama parametreleri süspansiyon hareketinden bağımsız yapılarak, taşıtın kontrolü ve sürüş konforunun artırılması ve lastiklerdeki aşınmanın azaltılması bakımından daha iyi bir performans elde edilmiştir [11].

Mantaras D.A., Luque P. ve Vera C., MacPherson tip süspansiyon sisteminin üç boyutlu modelini yapmışlardır. Geliştirilen model ile taşıtın yol tutuşunu etkileyen kaster, kamber ve dönüş açısı gibi ana parametreler hesaplanmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, aracın yol tutuşu ve kararlılığında süspansiyon ve ön düzen geometrisinin belirleyici bir etken olduğu görülmüştür. Bu çalışma sayesinde, tasarım aşamasında ideal bir süspansiyon mekanizmasının geliştirilmesini sağlayacak bir model ortaya konulmuştur [12].

Hac A., taşıtın devrilme eğilimini analiz etmek için basit fiziksel ilkelerden yararlanılarak türetilen; fakat son derece etkili bir model tasarlamıştır. Tasarlanan modelde süspansiyon ve lastik uyumunun, yanal hareketlerin, süspansiyon kaldırma kuvvetlerinin ve süspansiyon kinematiği nedeniyle iz değişiminin etkileri dikkate alınmıştır. Çalışmanın sonucunda, taşıtın devrilme testlerinde dikkate alınan kararsız durumdan kararlı duruma geçişte verdiği tepkilerin, statik denge faktörünü (aracın ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin yarım iz genişliğine oranı) değiştirmeye gerek duymadan sadece süspansiyon parametreleri değiştirilerek, değiştirilebileceği görülmüştür [13].

Özdalyan B., otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan ADAMS programı yardımıyla, MacPherson tipi ön süspansiyon sistemi modellemiştir. Modelde tekerleğin yukarı ve aşağı hareketi boyunca ön süspansiyon geometrisindeki değişimler ile sistemin

dönme merkezini ve konumundaki değişimin belirlenmesi amaçlamıştır. Bunun için tekerleğin düşey hareketi boyunca kamber, kaster, toe açısındaki değişimler ölçülmüştür. Bu model, geleceğe dönük çalışmaların yapılabilmesi için de bir temel oluşturmuştur [14].

Demir A. ve Çavdar A., ön düzen açılarının, yük transferlerinin, devrilme direncinin, tahrik kuvvetlerinin, içe/dışa savrulma ve nötr yönlendirme karakteristiği gösteren taşıtları nasıl etkilediğini incelemiştir. Çalışmanın sonucuna göre taşıtın içe/dışa savrulma karakteristiğini taşıtın yük eğilimi belirlemektedir. Taşıtın ön tarafı arka tarafından ağır olduğunda taşıtlar dışa savrulma, tersi durumda ise içe savrulma eğilimindedir. Taşıtın ağırlığı ön ve arka akslara eşit dağıtılabiliyse taşıt nötr yönlendirme eğiliminde olmaktadır. Taşıtın ağırlık dağılımı, süspansiyon tasarımı ve taşıt tasarımı açısından seçilen lastik ve tekerlek boyutları bu sürüş karakteristiklerini belirleyen en önemli parametreleri oluşturmaktadır [4].

Carcatera A. ve D'Ambrogio W., taşıtın yönlendirme hatalarına çözüm bulmaya çalışmışlardır. Bunun için mekanik direksiyon mekanizması üzerinde direksiyon simidi ile ön düzen bağlantıları arasına dişli diferansiyel mekanizması yerleştirilmiştir. Bu mekanizma, direksiyon simidinin döndürülmesiyle tek olarak gönderilen giriş yönlendirmesini, her iki ön tekerleğin de doğru miktarda döndürülmesi için gereken çift çıkış hareketine çevirmektedir. Böylece, geleneksel Ackermann bağlantısına göre daha iyi bir yönlendirme performansı elde edilmiştir [15].

Zhao J.S., Liu X., Feng Z.J ve Dai J.S., dört çubuk bağlantılı Ackermann tip direksiyon mekanizması üzerinde bir çalışma yapmışlardır. Çalışmanın ana hedefi, direksiyon bağlantılarındaki yönlendirme kusurlarını en aza indirmektir. Bunun için ilk olarak direksiyonun dönüş geometrisinin incelemesi yapılmış ve daha sonra incelenen mekanizmaya Ackermann dönüş kurallarına bağlı kalarak dairesel olmayan bir dişli çifti eklenmiştir. Sonuç olarak geliştirilen sistemin, mevcut dört çubuklu bağlantıyla benzer bir yapıya sahip olsa da aracın yönlendirme performansını artırdığı görülmüştür [16].

Zhou B., Li D., Yang F., Ackermann kurallarıyla ilgili olarak yaptıkları bir çalışmada MacPherson tip ön süspansiyon sisteminin ADAMS programı aracılığı ile modellemesini yapmışlardır. Çalışmanın amacı, Ackermann yönlendirme hatalarını ve tekerlek zıplamalarında toe-in açısının değişimini en az seviyede tutacak bir model geliştirmektir.

Çalışmaya göre taşıtta iyi bir yol tutuşu, sürüş kararlılığı ve denge için toe-in açısındaki değişim en az seviyede olmalıdır. Çalışmanın sonuçlarına göre, optimizasyondan sonra Ackermann yönlendirme karakteristiği ve toe-in açısının karakteristiği iyileştirilmiştir [17].

Habibi H., Shirazi K.H. ve Shishesaz M., MacPherson tip süspansiyona sahip bir taşıtın devrilme durumunda, süspansiyon tepkilerini ölçmek için analizini yapmışlar ve sistemin kinematik davranışlarını geliştirmeyi amaçlamışlardır. Bu analizin amacı kamber, kaster ve toe açılarındaki değişimi minimum seviyede tutmak için mekanizmaya ait bağlantıların uzunluklarını ve yönlerini optimize etmektir. Çalışmaya göre bu üç açının her birindeki değişimi aynı anda minimum seviyeye çekmek mümkün değildir. Bu nedenle tasarım yapılırken, taşıtın kullanım amacı ve sınıfına göre hangi parametre daha önemliyse ona uygun bir yaklaşımla hareket edilmelidir [18].

A.Eskandari ve O. Mirzadeh, MacPherson tip ön süspansiyon sistemine sahip orta sınıf bir yolcu taşıtının ön süspansiyon sisteminde bir takım değişiklikler yaparak onun yol tutuşu performansını iyileştirmeyi amaçlamışlardır. Bunu gerçekleştirmek için Adams/Car programını kullanarak, gerçek bir taşıtın dinamik modellemesi yapılmıştır. Bu model üzerinde aracın yol tutuşu için önemli ölçüde etkisi olan, yaylar, amortisörler, lastik sertliği, burç sertliği, bağlantılar ve onların geometrik ilişkileri gibi parametreleri değiştirilerek taşıtın tepkileri ölçülmüştür. Bu parametrelerin optimize edilmesi ile taşıtın yol tutuş performansı %60 oranında iyileştirilmiştir [19].

Gautam E.N.S. ve Awadhiya P., alternatif Ackermann direksiyon mekanizması üzerinde çalışmışlardır. Tasarlanan mekanizma klasik Ackermann sisteminden çok daha küçük dönüş yarıçapına sahiptir. Tasarlanan bu mekanizma sayesinde daha iyi bir yönlendirme performansı elde edilmiştir [20].

Tateshi, Y., Yoshimori, K. ve Koide, M., taşıt kontrolü ve kararlılığı üzerinde tekerlek kamberinin etkisini incelemişlerdir. Tekerlek dönüş karakteristikleri verilen kamber açısına göre nicel olarak tespit edilmiştir. Bu şekilde kamber açısının taşıt kontrolü ve kararlılığı üzerindeki etkisi analiz edilmiş ve açıklanmaya çalışılmıştır [21].

Genel kabul, tekerlerin dönüş karakterleri (yanal kuvvet, hizalama torku gibi) kamber açısına göre değişmektedir. Kamber açısı sebebiyle meydana getirilen yanal kuvvet ve

hizalama torku, kayma açısı sebebiyle meydana getirilen aynı kuvvetlerden bağımsız olarak davranmaktadır [22-24]. Kontrol edilebilirlik ve kararlılık simülasyonlarına göre, kayma açısı ile sıfır derece kamber açısı tarafından oluşturulan yanal kuvvet ve kamber açısı ile sıfır derece kayma açısı tarafından oluşturulan yanal kuvvet genellikle birleştirilmekte ve toplam yanal kuvvet gibi davranmaktadır. Üstelik kamber açısı tarafından oluşturulan hizalama torku çoğu kez çok küçük bir değer olarak göz ardı edilmektedir [25-27].

Ancak başka bir çalışmaya göre kamber açısı tarafından oluşturulan yanal kuvvet, kayma açısına göre değişmektedir ve yanal kuvvet yukarda bahsedildiği gibi basit bir şekilde birleştirilerek ifade edilemez. Bu çalışma ayrıca kamber açısı tarafından oluşturulan hizalama torkunun kayma açısı büyük olduğunda göz ardı edilemeyeceğini de belirtmektedir [28].

Tateshi, Y., Yoshimori, K. ve Koide, M.'nin çalışmaları sonucunda elde edilenlere göre, negatif kamber direksiyon tepkisini ve dönüş performansını artırmaktadır ve negatif kamber açısının etkisi artan yük ile birlikte daha çok belirgin olma eğilimindedir. Kamber açısının dönüş performansı üzerindeki etkisi sadece denge durumundaki dönüşlerde değil hızlanma ve yavaşlama durumlarında da görülmektedir [21].

Vo D.Q., Jazar R.N. ve Fard M., değişken kamber meydana getiren kaster ve king-pim açısını karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada kamber açısı, kaster, king-pim ve dönüş açısının bir fonksiyonu olarak açıklanmaya çalışılmıştır. Kaster ve king-pim açısı karşılaştırılarak kamber açısını kontrol edecek en uygun parametre seçilmeye çalışılmıştır. Karşılaştırmanın sonucunda kaster açısının taşıtın güvenliği, kararlılığı ve manevra kabiliyetinin geliştirilmesi için değişken veya kontrol edilebilir bir parametre olarak kullanılması king-pim açısına göre çok daha iyi ve pratik olduğu görülmüştür [29].

3. ÖN DÜZEN GEOMETRİSİ VE TAŞIT HAREKETİNE ETKİLERİ

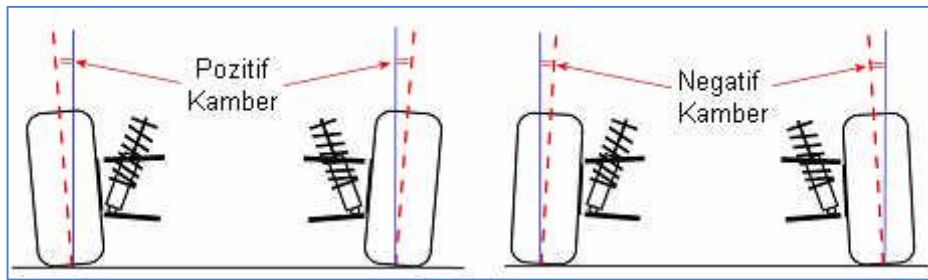
Taşıta hareket veren ön tekerlekler, bunların bağlantı parçaları ve bu parçaların birbiriyle olan açısal ilişkileri ön düzen geometrisi olarak tanımlanır [30].

Ön düzen geometrisinin yapısı taşıtın sürüşü ve yol tutuşu üzerinde çok büyük bir etkiye sahiptir. Bu amaçla tekerlek bağlantıları belirli açılarda tasarlanmıştır. Bu açıların ön düzen geometrisi ve süspansiyon sistemi üzerindeki toplu etkisi, taşıtın sürüş ve yol tutuş karakterini belirlemektedir. Ön düzen açıları, taşıt yükünün tekerlek yataklarına ve süspansiyona uygun şekilde dağılımını sağlamalıdır. Tekerleklerin yola teması, yol yüzeyine dik olmalıdır. Bu şekilde kararlı bir hareket ve iyi bir tutunma sağlanabilir [30-31].

3.1. Kamber Açısı

Kamber açısı, tekerleğin düşey eksene göre yanal eğimidir. Şekil 3.1.'de görüldüğü gibi tekerleğin üst kısmı dışa doğru belirli bir açı ile eğim yapıyorsa “pozitif kamber”, içe doğru eğim yapıyorsa “negatif kamber” olarak adlandırılır [1].

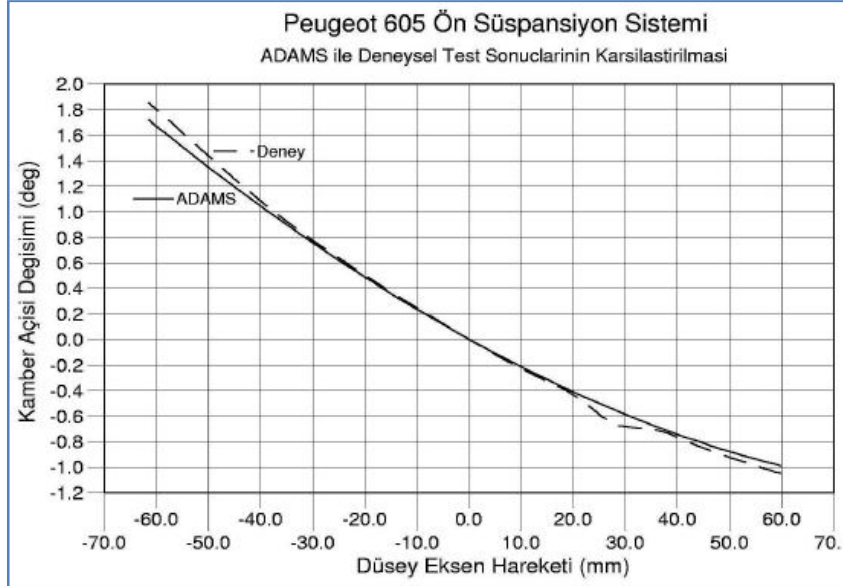
Kamber açısının, taşıtın kontrolü ve sürüş kararlılığı, tekerleklerin dönüş karakteri, taşıtın dönüş performansı ve direksiyon tepkileri üzerinde çeşitli etkileri bulunmaktadır.



Şekil 3.1. Pozitif ve negatif kamber açıları

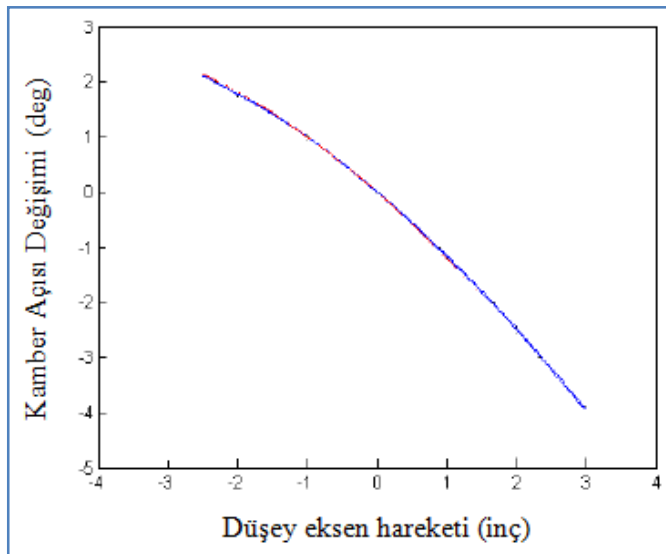
Şekil 3.2.'deki grafik tekerleğin düşey eksenindeki hareketi boyunca ön düzen geometrisindeki değişimlerin analizinin yapıldığı çalışmadan alınmıştır. Çalışmada tekerleğin düşey ekseninde 60 mm'lik hareket yapması sağlanmış ve bu hareket sonucunda elde edilen değerler hem deneysel hem de ADAMS programıyla bilgisayar ortamında yapılan model üzerinden ölçülmüştür. Ölçümler yapılırken, “0.0” noktası referans olarak

alınmış ve yukarı hareket yönü pozitif, aşağı hareket yönü de negatif olarak kabul edilmiştir [14].



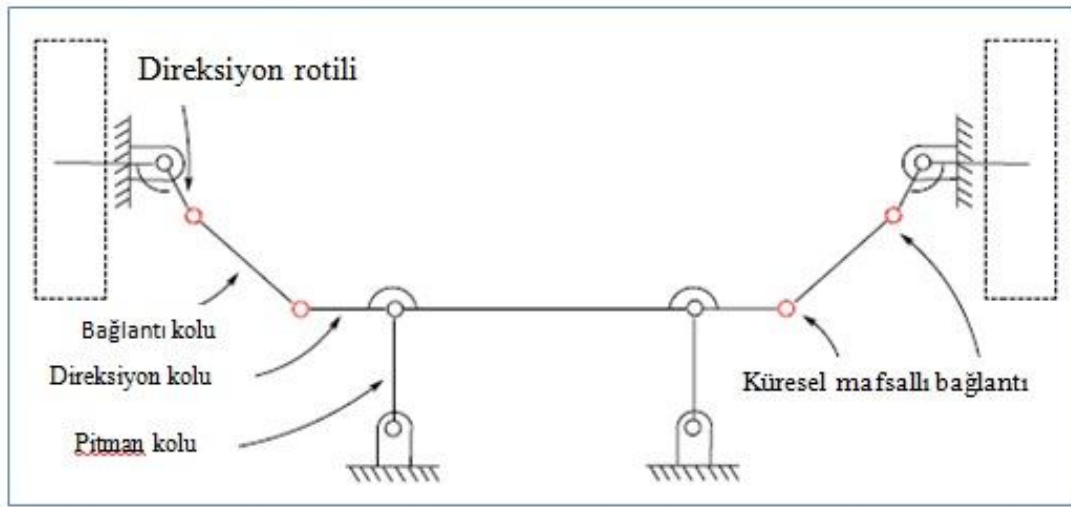
Şekil 3.2. Kamber açısının değişimi [14]

Şekil 3.2.'deki grafiğe göre, tekerleğin yukarı yöndeki hareketi, kamber açısında negatif yönde, aşağı hareketi ise pozitif yönde bir değişikliğe yol açmaktadır. Bu da tekerleğin yukarı yönde hareket etmesi durumunda düşey eksene göre, içe doğru kapanma eğilimine; aşağı yönde hareket etmesi durumunda ise dışa doğru açılma eğilimine gittiğini göstermektedir.

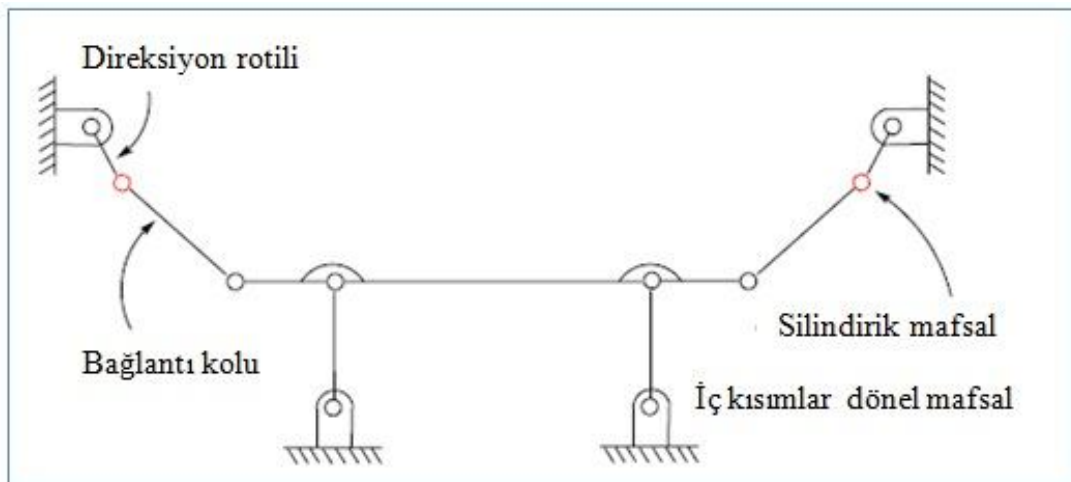


Şekil 3.3. Kamber açısının değişimi [32]

Süspansiyon ve ön düzen sistemindeki bağlantılar, taşıtın aşırı veya dengesiz yüklenmesinden, yoldaki çukur ve tümsekler gibi bozuklukların sebebiyet verdiği süspansiyonun hareketinden dolayı sürüş sırasında tekerlek hizalama parametrelerini değiştirmektedir. Kamber ve toe açısındaki değişim tekerleklerin gereğinden fazla aşınmasına, kaster açısındaki değişim de taşıtın doğrusal kararlılığının bozulmasına sebep olmaktadır. Şekil 3.5. ve şekil 3.6.'da yer alan çalışmada bu probleme, tekerlek hizalama parametrelerini süspansiyon hareketinden bağımsız yaparak çözüm aranmıştır. Bu sayede taşıtın kontrolü geliştirilmeye çalışılmıştır [11].



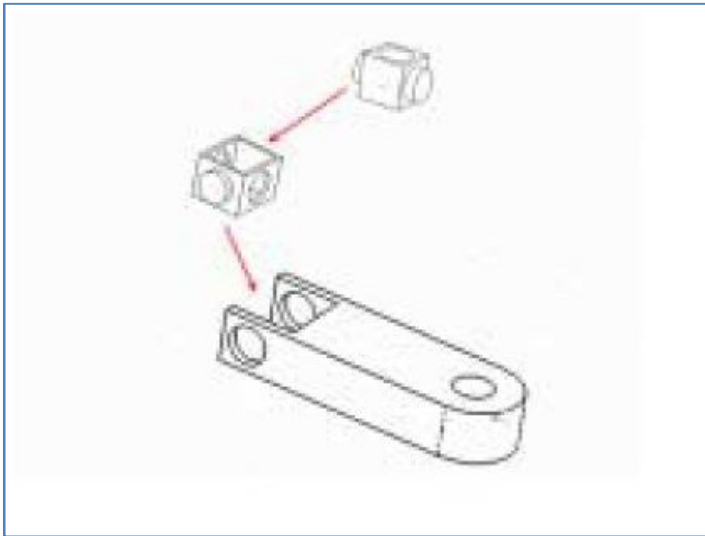
Şekil 3.5. Mevcut ön düzen sisteminin üstten görünüşü [11]



Şekil 3.6. Tasarlanan ön düzen sisteminin üstten görünüşü [11]

Mevcut ön düzen sisteminde bağlantı noktalarının küresel mafsallı olması süspansiyon hareketine neden olmaktadır. Tasarlanan modelde, bağlantı çubuğunun iç kısmında dönel mafsalsal, dış kısımda ise silindirik mafsalsal kullanılmıştır. Bu sayede direksiyon rotininin yatayda hareket etmesi ve açısında herhangi bir değişiklik olması engellenmiştir. Bu durum iç kısımlarda silindirik mafsalsal kullanılarak sağlanmıştır. Bu sayede taşıtın kontrolü ve sürüş konforunun artırılması ve lastiklerdeki aşınmanın azaltılması bakımından daha iyi bir performans elde edilmiştir [11].

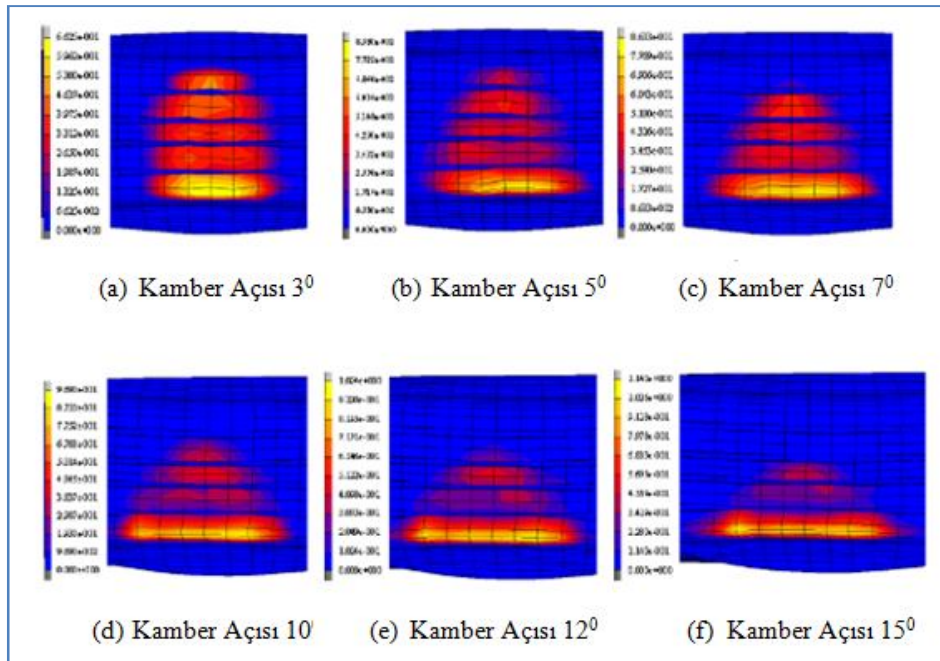
Tasarlanan bu yeni sistemin eksik yönü ise kamber açısında değişime olanak tanınamamasıdır. Ancak uygun bir dönüş karakteristiği elde edebilmek için, kamber açısında bir miktar değişiklik olması gerekmektedir. Bundan dolayı tasarlanan ön düzen sisteminin kamber açısında değişikliğe izin verecek şekilde geliştirilmesi gerekmektedir. Bunun için bağlantı kolu ile silindirik mafsalsal arasına şekil 3.7.'da görülen mafsalsal yerleştirilmiştir. Böylece tasarlanan ön düzen sisteminin kamber açısındaki değişikliği kısıtlaması engellenmiştir [11].



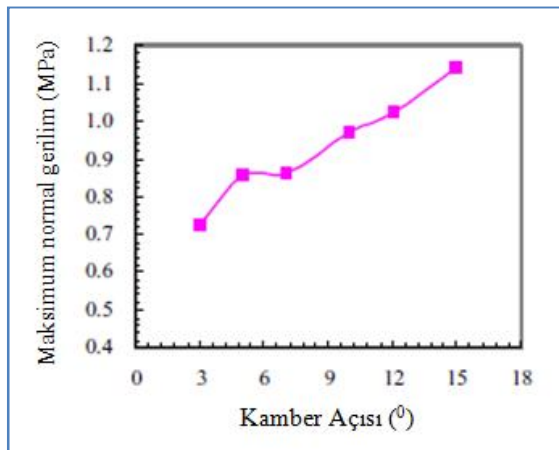
Şekil 3.7. Dönüşlerde kamber değişimini sağlayan mafsalsal [11]

Araç ve yol arasındaki yük aktarımını sağlayan tek bileşen lastiklerdir. Lastiğin davranışı araç - yol etkileşimi ile doğrudan ilişkilidir. Tekerleklerdeki kamber açısı lastiğin davranışını ve dolayısıyla aracın yönlendirilmesini etkiler.

Şekil 3.8.'de 195/60 R14 ölçülerinde bir lastiğin frenleme anında ve farklı pozitif kamber açılarında yüzeyle temas alanında meydana gelen gerilme dağılımı ve lastik izi dağılımı yer almaktadır. Kamber açısı 5^0 iken temas yüzeyindeki maksimum normal gerilme 0,84 MPa değerinde ve temas yüzeyi trapez şeklindedir. Kamber açısı 10^0 olduğunda ise temas yüzeyindeki maksimum normal gerilme 0.96 MPa değerine çıkmakta ve temas yüzeyi üçgen şeklini almaktadır. Kamber açısının artmasıyla birlikte, temas yüzeyindeki maksimum normal gerilme artmakta ve temas yüzeyi de düzensiz bir şekil almaktadır [33].



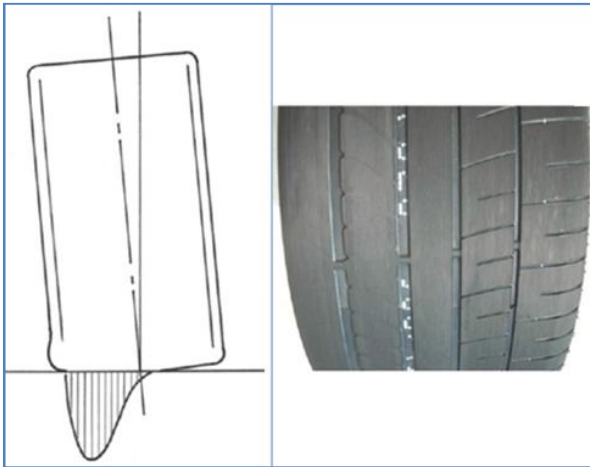
Şekil 3.8. Frenleme anında ve farklı kamber açılarında lastiğin yüzeyle temas alanında meydana gelen gerilme dağılımı (MPa) ve lastik izi [33]



Şekil 3.9. Lastiğin temas yüzeyinde meydana gelen maksimum normal gerilmenin kamber açısına göre değişimi [33]

Şekil 3.9.'da lastiğin yüzey alanında meydana gelen gerilmenin kamber açısına göre değişimi yer almaktadır. Bu şekilde kamber açısı arttıkça temas yüzeyinde meydana gelen gerilmenin arttığı görülmektedir. Fakat şekil 3.8.'de görüldüğü üzere kamber açısının artmasıyla birlikte temas yüzeyindeki düzensizliğin artması gerilimin de düzensiz bir şekilde dağılmasına sebep olmaktadır. Bu durum lastik üzerindeki gerilimin tek bir tarafta yoğunlaşmasına ve lastiğin de aynı şekilde düzensiz olarak ve genelde tek taraftan aşınmasına sebep olur [33].

Şekil 3.10.'da negatif kamber açısı verilmiş bir tekerleğin temas alanındaki yanal basınç dağılımı ve asimetrik aşınmaya maruz kalan bir lastik görülmektedir. Aracın yol tutuşunu geliştirmek için, üreticiler genellikle süspansiyon sistemlerine sıfırdan farklı statik kamber açısı ayarı yapmaktadırlar. Böylece dönüşlerde, viraj dışında kalan süspansiyonun aracın kararlılığını ve dönüş kuvvetini maksimize edecek şekilde yön değiştirmesi sağlanmaktadır. Ancak büyük miktarlarda verilen kamber açıları, kamber aşınması olarak da bilinen, lastiklerin asimetrik aşınmaya maruz kalmasına sebep olmaktadır [34].



Şekil 3.10. Negatif kamber açısı verilmiş bir tekerleğin yanal basınç dağılımı ve asimetrik lastik aşınması [34]

Kamber açısının amaç ve etkileri [30];

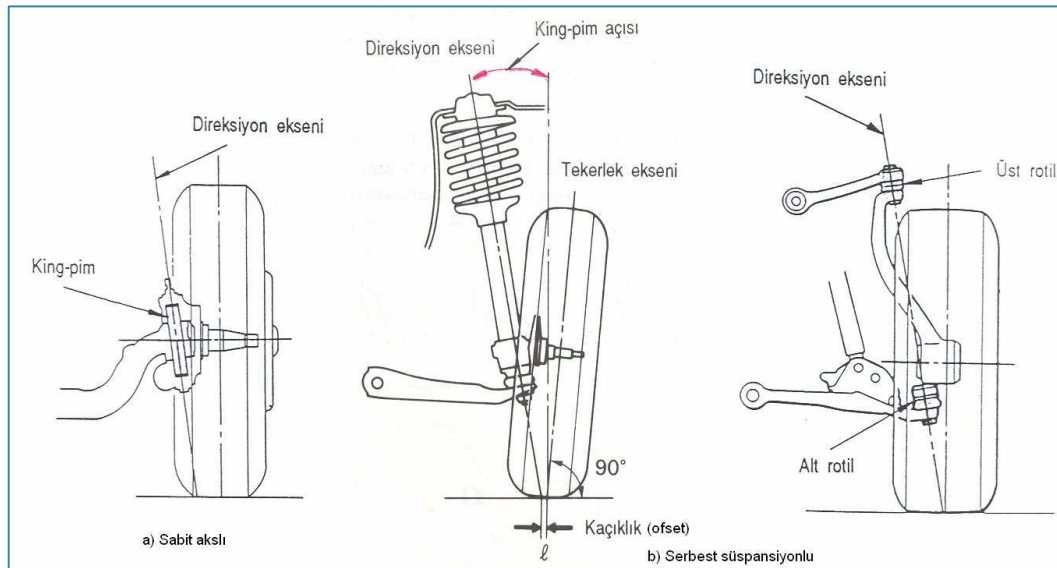
- Tekerleğin yere iyi bir temas yapmasını sağlar,
- Pozitif kamber, tekerleğin temas noktasında meydana gelen momenti azaltarak direksiyon kolaylığı sağlar,

- Tekerleğe gelen normal tepki kuvvetinden dolayı dingil pimi veya rotillerde meydana gelen yük ve aşınmaları azaltır,
- Dingil pimi burcunda veya rotillerdeki sürtünmeyi azaltarak direksiyon kolaylığı sağlar,
- Gereğinden fazla pozitif kamber açısı tekerleğin dıştan aşınmasına, negatif kamber açısı ise içten aşınmasına sebep olur,
- Taşıt kamber açısının büyük olduğu tekerlek tarafına çekme yapar.

3.2. King-Pim Açısı

Dingil piminin üst kısmının taşıt merkezine doğru eğimidir. Günümüzde kullanılan serbest süspansiyon sistemlerinde alt ve üst salıncak rotillerinin eksenlerini birleştiren doğru ile düşey eksen arasında meydana gelen açıdır [1].

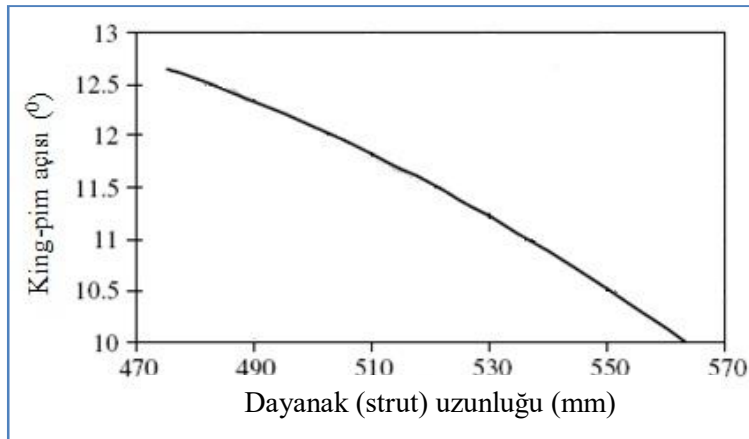
King-pim açısı, aracın tekerleklerine gelen yükün pim veya rotil bağlantı parçaları üzerindeki etkisini azaltır. Tekerleğin yere temas noktasının, king-pim ekseninin yolu kestiği noktaya yaklaştırılmasıyla bu etki azaltılır. Bu durum, kısmen kamber açısı ile fakat büyük ölçüde king-pim açısı ile elde edilir. Tekerlek eksenini ile king-pim ekseninin yere temas noktaları arasındaki farkın azaltılması ile direksiyon döndürme kolaylığı da sağlanır [30].



Şekil 3.11. Sabit akslı ve serbest süspansiyonlu araçlarda king-pim açısı

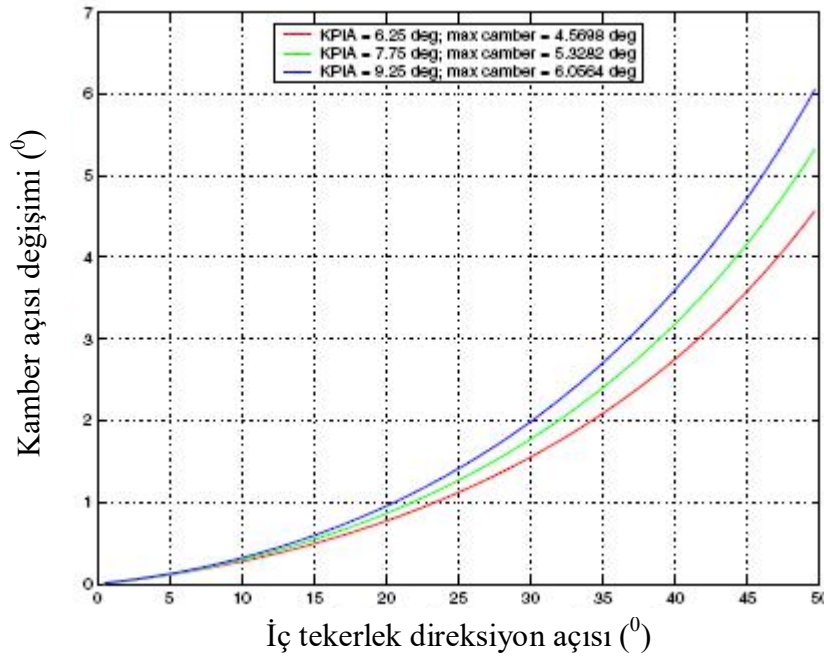
King-pim açısı ve dingiller arası mesafe değişiminin direksiyon döndürme zorluğu, yol tutuşu ve direksiyon sistemindeki titreşimler gibi taşıtın sürüşünü etkileyen çeşitli performans parametreleri üzerinde etkisi bulunmaktadır.

Şekil 3.12. king-pim açısının, dayanak (strut) uzunluğuna göre değişimini göstermektedir. Şekilde görüldüğü üzere, dayanak (strut) uzunluğu arttıkça, king-pim açısının değişimi azalmaktadır.



Şekil 3.12. King-pim açısının dayanak (strut) uzunluğuna göre değişimi [13]

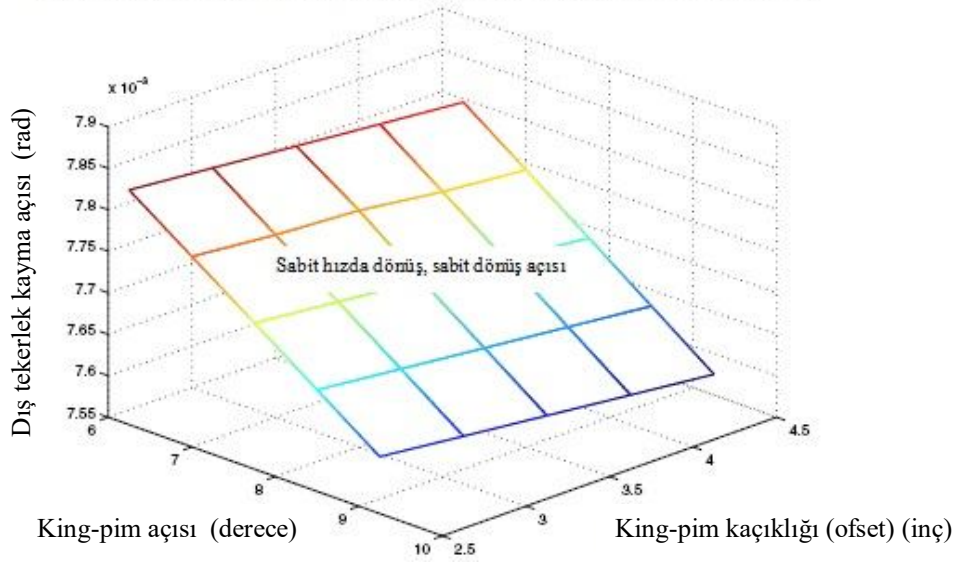
Şekil 3.13.'te tekerlekler döndürüldüğü zaman kamber açısındaki değişim üzerinde king-pim açısının etkisi görülmektedir. King-pim açısının büyük olması, iç taraftaki tekerleğin kamber açısındaki değişiminin daha büyük olmasına sebebiyet vermektedir. 50⁰'lik maksimum dönüş açısında, 6,25⁰ ve 9,25⁰'lik king-pim açısı değerleri arasında, kamber açısındaki değişim %32'dir[35].



Şekil 3.13. Dönüş sırasında king-pim açısının (iç tekerleğin) kamber açısı değişimi üzerindeki etkisi

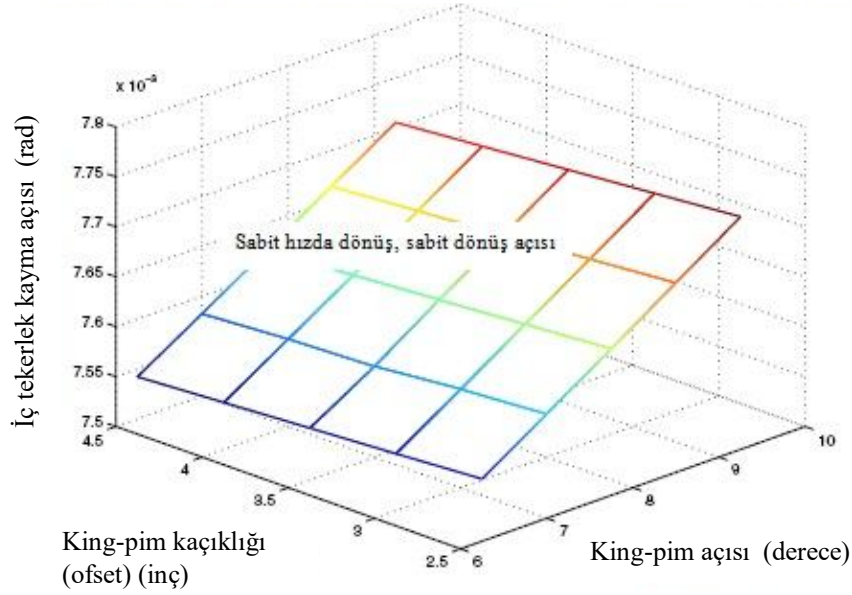
Şekil 3.14. ve şekil 3.15.'te iç ve dış tekerleklerdeki yanal kayma açısı görülmektedir. Bu şekillerde de görüldüğü gibi king-pim kaçıklığının yanal kayma açısı üzerinde küçük bir etkisi bulunmaktadır. Ayrıca, büyük king-pim açısı dış tekerlekteki kayma açısını düşürmektedir; fakat aynı zamanda iç tekerlekteki kayma açısının da artmasına sebep olmaktadır. King-pim kaçıklığı 3,5" inç iken, 6,25°'lik king-pim açısı değerinde dış tekerlek kayma açısı 7,80 rad ve 9,25°'lik king-pim açısı değerinde ise dış tekerlek kayma açısı 7,58 rad değerindedir. Dış tekerlekteki kayma açısındaki azalma %2,8'dir. Buna karşılık iç tekerlekteki kayma açısındaki artış ise %2,2'dir. Ancak kayma açısı king-pim açısı seçiminde bir performans kriteri olarak kullanılmamalıdır. Çünkü herhangi bir king-pim açısı değerinde, kayma açısını minimize etmek için rot kolu ona göre tasarlanabilir [35].

King-pim açısı ve king-pim kaçıklığının (ofset) yanal kayma üzerindeki etkisi



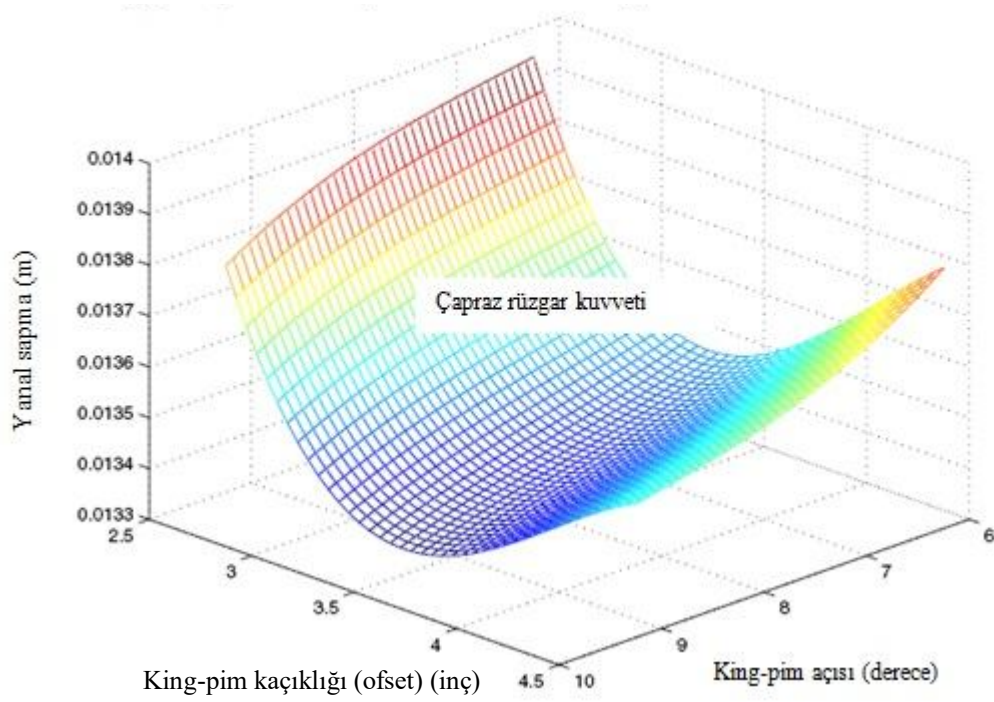
Şekil 3.14. Denge durumundaki dönüş sırasında dış tekerleğin kayma açısı [35]

King-pim açısı ve king-pim kaçıklığının (ofset) yanal kayma üzerindeki etkisi



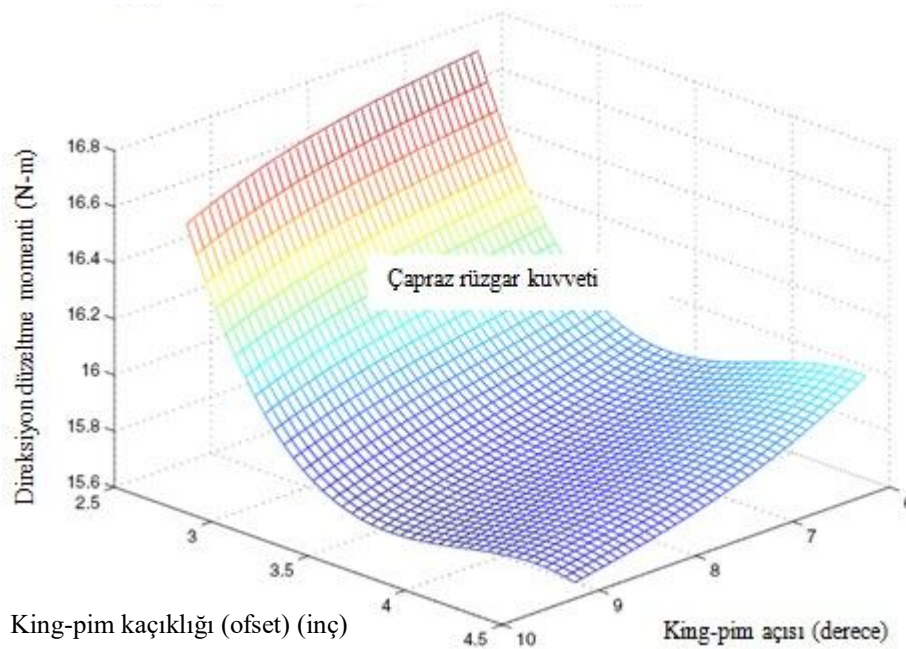
Şekil 3.15. Denge durumundaki dönüş sırasında iç tekerleğin kayma açısı [35]

King-pim açısı ve king-pim kaçıklığının (ofset) doğrusal kararlılık üzerindeki etkisi



Şekil 3.16. Çapraz rüzgar sebebiyle yanal sapmada meydana gelen değişim [35]

King-pim açısı ve king-pim kaçıklığının (ofset) doğrusal kararlılık üzerindeki etkisi

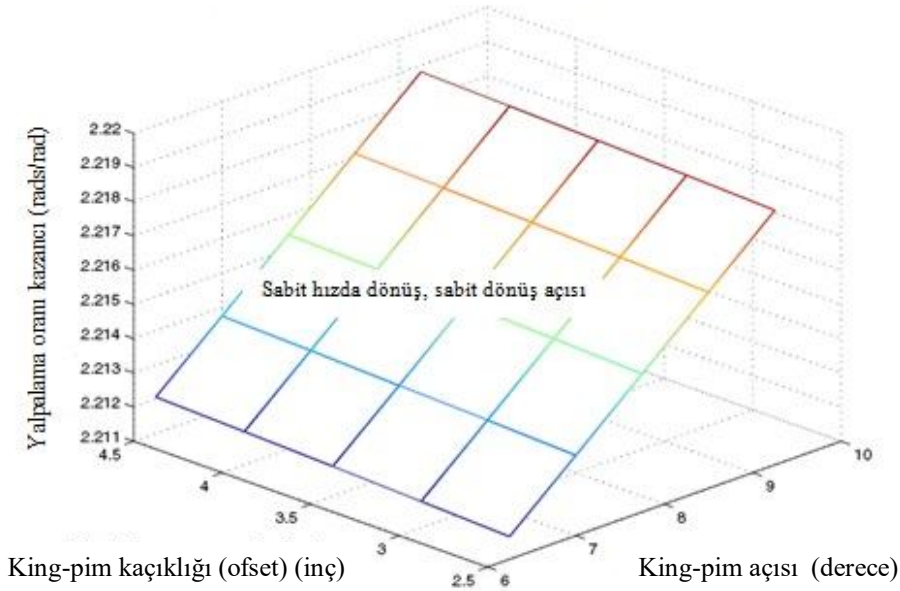


Şekil 3.17. Çapraz rüzgar sebebiyle direksiyon düzeltme momentinde meydana gelen değişim [35]

Şekil 3.16.'da yanal sapma ve 3.17.'de da direksiyonun kendini toplaması king-pim açısı ve king-pim kaçıklığının fonksiyonu olarak verilmiştir. Taşıtın doğrusal kararlılığı king-pim açısına duyarlı olmamasına rağmen, king-pim kaçıklığına karşı duyarlıdır. Herhangi bir king-pim açısında, king-pim kaçıklığının en uygun değeri taşıtın yan taraflardan maruz kaldığı çapraz rüzgar karşısında maksimum doğrusal kararlılığı elde etmesini sağlayacaktır. King-pim kaçıklığının düşünülmüş ayarları için (king-pim açısı sabit), yanal sapmadaki maksimum değişim %3,7, direksiyon düzeltme momentindeki değişim %5,9'dur [35].

King-pim kaçıklığı denge durumundaki dönüşlerde taşıtın içe ve dışa savrulma karakteristiği üzerinde bir etkiye sahip değildir. King-pim açısı ise denge durumundaki dönüşlerde taşıtın yanal kararlılığı üzerinde çok küçük bir etkiye sahiptir. Çok büyük king-pim açıları taşıtın dışa savrulmaya olan eğimini azaltmaktadır. Şekil 3.18. sabit hızda (20 mph), sabit direksiyon açısında ve denge durumundaki dönüş manevrasında, taşıtın yalpalama oranını göstermektedir. $6,25^0$ ve $9,25^0$ 'lik dingil pimi açısı değerleri arasında, yalpalama oranındaki değişim sadece %0,3'tür [35].

King-pim açısı ve king-pim kaçıklığının (ofset) taşıt kararlılığı üzerindeki etkisi

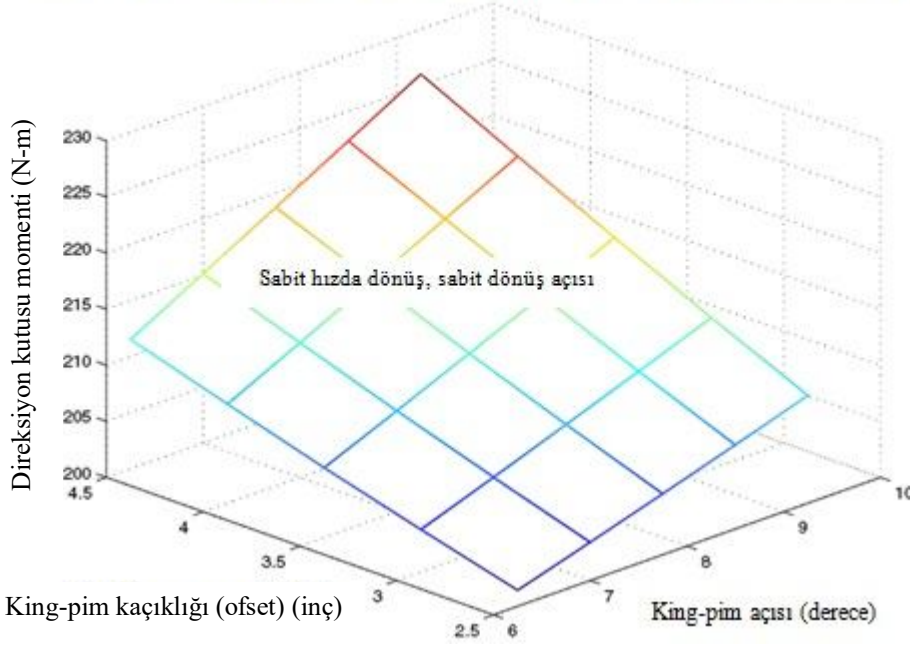


Şekil 3.18. Sabit direksiyon açısında ve denge durumundaki dönüş sırasında yalpalama oranındaki değişim [35]

Şekil 3.19.'da sabit hızda (20 mph), 5^0 'lik sabit dönüş açısında ve denge durumundaki dönüş manevrası sırasında direksiyon düzeltme momenti gösterilmiştir. King-pim kaçıklığı

2.5" inç iken $6,25^0$ ve $9,25^0$ 'lik king-pim açısı değerleri arasında direksiyon düzeltme momentindeki değişim %4,1'dir. King-pim kaçıklığı 4.5" inç iken $6,25^0$ ve $9,25^0$ 'lik king-pim açısı değerleri arasında direksiyon düzeltme momentindeki değişim %6,8'dir [35].

King-pim açısı ve king-pim kaçıklığının (ofset) direksiyon zorluğu üzerindeki etkisi



Şekil 3.19. Sabit direksiyon açısında ve denge durumundaki dönüş sırasında direksiyon zorluğu değişimi [35]

King-pim açısının taşıt üzerindeki diğer etkileri[30];

- Tekerleğin temas noktasını, pim ekseninin yeri kestiği noktaya yaklaştırarak yol darbelerinin ön takım ve direksiyon sistemi üzerindeki olumsuz etkilerini azaltır,
- Dönüşlerde direnç momenti azaltarak direksiyon kolaylığı sağlar,
- Her dönüşten sonra tekerlekleri düz doğrultuya gelmeye zorlayarak direksiyon kararlılığı sağlar ve tekerlekleri düz doğrultuda tutmaya çalışır [36]
- Lastiklerdeki aşınmaları azaltır [36].

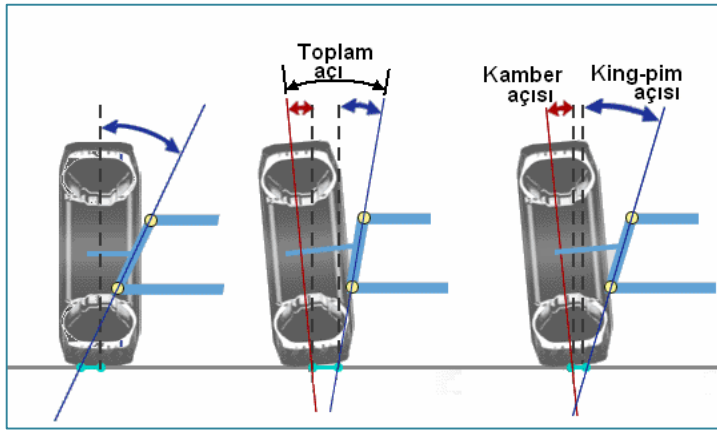
3.3. Toplam Açı

Kamber ve king-pim açılarının toplamıdır. Toplam açı, tekerlek eksenini ile king-pim ekseninin kesişme noktasının yerini belirlemek bakımından önemlidir [36].

Kesişme noktası yol yüzeyinde ise, yol direnci dönme eksenini üzerinden geçtiği için tekerlekleri içe veya dışa doğru açma-kapama etkisi olmaz. Bu durumda taşıt hareket halinde iken rot başları ve direksiyon boşluğu nedeniyle tekerleklerin sağa-sola yalpalama yapmasına neden olur. Direnç moment kolu sıfır olduğundan, taşıt hareket halinde iken yol darbeleri direksiyon sistemini fazla etkilemez, ancak direksiyon dönüşü zorlaşır [30].

King-pim açısı çok küçük olduğu durumlarda tekerlekleri açma-kapama etkisi nedeniyle dengesizlik azalabilir, ancak yük dağılım etkisi uygun olmaz.

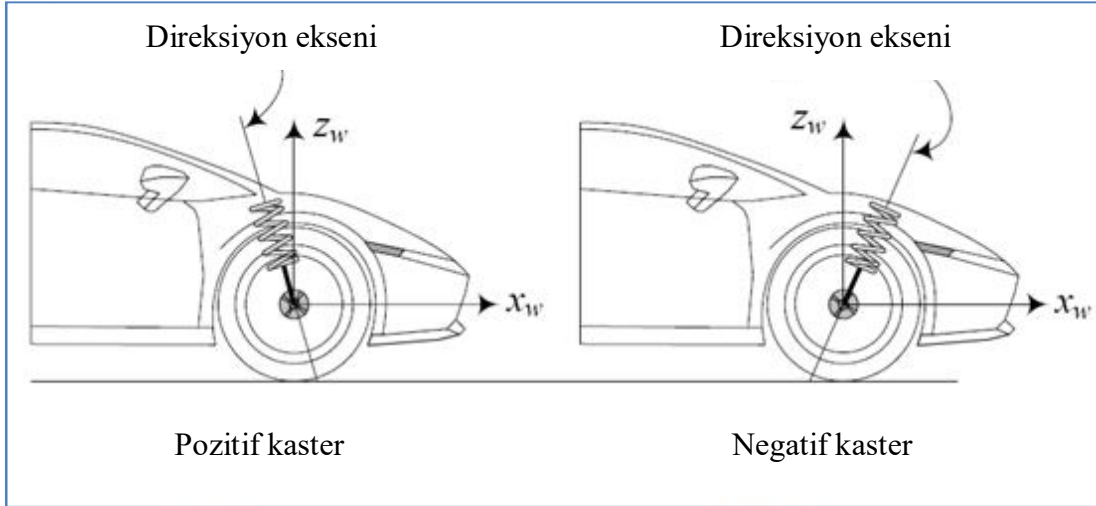
King-pim açısı çok büyük olması halinde ise, dingil pimi veya salıncak rotilleri düşey yüklerin etkisiyle eğilmeye zorlanır.



Şekil 3.20. Toplam açı

3.4. Kaster Açısı

Dingil piminin veya alt ve üst salıncak rotillerini birleştiren doğrunun taşıtın önüne veya arkasına doğru eğimine kaster denir. Şekil 3.21’de görüldüğü gibi tekerleğe yan tarafından bakıldığında pimin üst kısmının arkaya doğru eğimi “pozitif kaster”, tersi ise “negatif kaster” olarak adlandırılır. Günümüz taşıtlarında her ikisine rastlamak mümkündür. Kaster açısının, taşıtın sürüş kararlılığı, manevra kabiliyeti ve sürüş güvenliği üzerinde büyük bir etkisi bulunmaktadır [1-37].

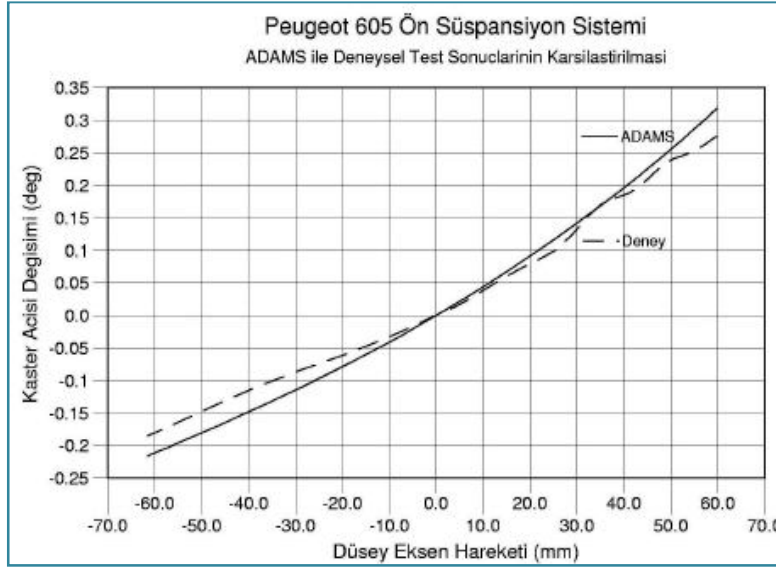


Şekil 3.21. Kaster açısı

Şekil 3.21.'de kaster açısının durumu görülmektedir. Burada, king-pim eksenini tekerlek düşey ekseninin önündedir ve araç öne doğru hareket ettiğinde tekerlekler direksiyon ekseninin arkasından çekilir. Böylece, gerek sağa ve sola dönüşlerde, gerekse ileri doğru düz hareketlerde tekerlekler düz konuma getirilmeye zorlanacaktır [30].

Pozitif kaster, tekerleklerin dönüşü sırasında direksiyon eksenini etrafında dengeleyici bir moment oluşturarak, kararlı bir direksiyon sistemi ortaya koyulmasını sağlar. Bu moment direksiyon açısı ile birlikte sürekli değişir. Tekerleklerle uygulanan direksiyon açısı sabit kaldığında denge durumu söz konusudur. Bu “nötr yönlendirme” durumunda ön tekerlekler aracı düz bir çizgide yönlendirir [38].

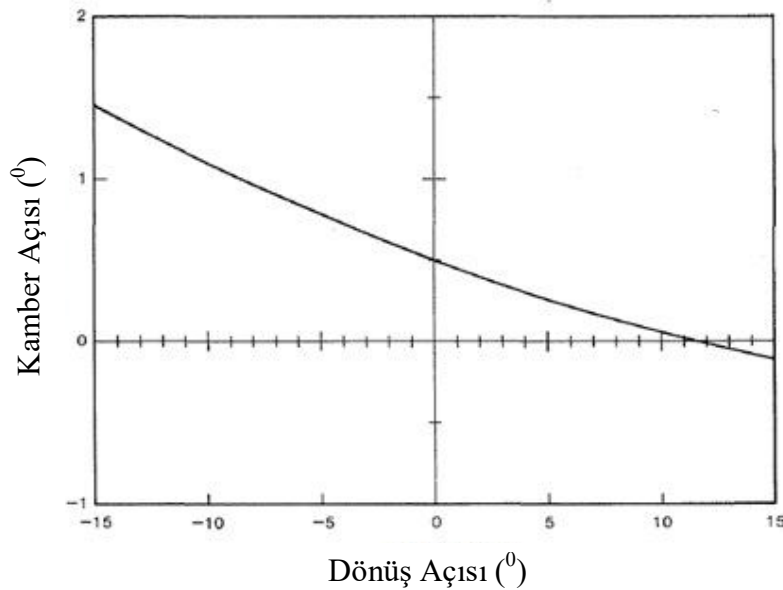
Şekil 3.22. tekerleğin düşey eksenindeki hareketi boyunca ön düzen geometrisindeki değişimlerin analizinin yapıldığı çalışmadan alınmıştır. Çalışmada tekerleğin düşey doğrultuda 60 mm'lik hareket yapması sağlanmış ve bu hareket sonucunda elde edilen değerler hem deneysel hem de ADAMS programıyla bilgisayar ortamında yapılan model üzerinden ölçülmüştür. Ölçümler yapılırken, “0.0” noktası referans olarak alınmış ve yukarı hareket yönü pozitif, aşağı hareket yönü de negatif olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3.22. Kaster açısının değişimi [14]

Şekil 3.22.'deki grafiğe göre, tekerleğin yukarı yöndeki hareketi, kaster açısında pozitif yönde, aşağı hareketi ise negatif yönde bir değişikliğe yol açmaktadır. Bu da tekerleğin yukarı yönde hareket etmesi durumunda, dingil piminin arkaya doğru; aşağı yönde hareket etmesi durumunda ise, öne doğru bir miktar hareket ettiğini göstermektedir.

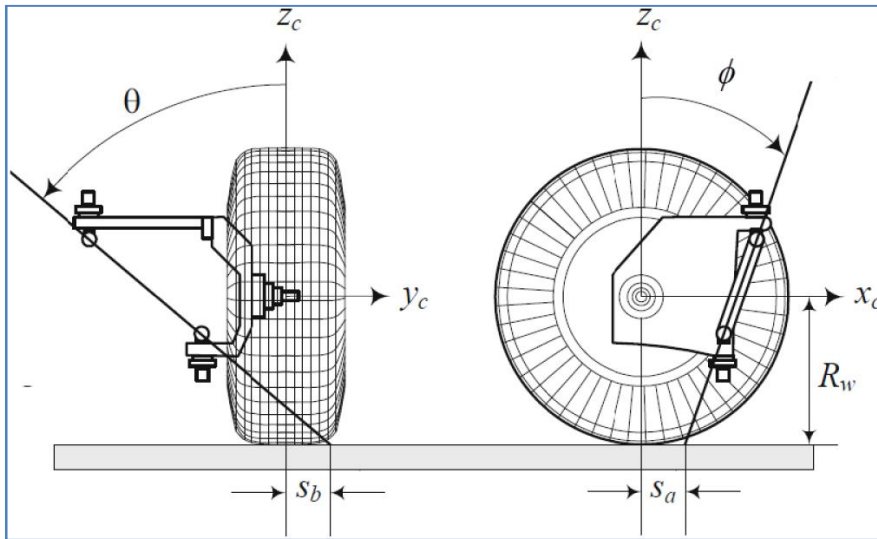
Kaster açısı, dönüş açısı değişirken kamber açısında meydana gelen değişim hesaplanarak da ölçülebilir. Şekil 3.23.'te görüldüğü üzere kamber açısında meydana gelen bu değişim genellikle iki dereceden daha küçüktür [38].



Şekil 3.23. Kamber açısındaki değişim [38]

Tekerleklerdeki kamber değışimi, dönüş sırasında meydana gelen normal yük transferi nedeniyle oluşan yanal kayma kuvvetindeki değışimi karşılaması açısından, istenen bir durumdur. Döndürülen tekerleklerdeki kamber açısı, direksiyon ekseninin yönünü temsil eden kaster veya king-pim açısı ayarlanarak değıştirilebilir. Aşağıdaki çalışmada kamber açısı, kaster, king-pim ve dönüş açısının bir fonksiyonu olarak açıklanmaya çalışılmıştır. Kaster ve king-pim açısı karşılaştırılarak kamber açısını kontrol edecek en uygun parametre seçilmeye çalışılmıştır. Karşılaştırmanın sonucunda kaster açısının değışken veya kontrol edilebilir bir parametre olarak kullanılması king-pim açısına göre çok daha iyi ve pratik olduğu görölmüştür. Taşıtın güvenliği, kararlılığı ve manevra kabiliyetinin geliştirilmesi için değışken kaster mekanizması uygun bir yöntem olarak geliştirilebileceği öne sürölmüştür [29].

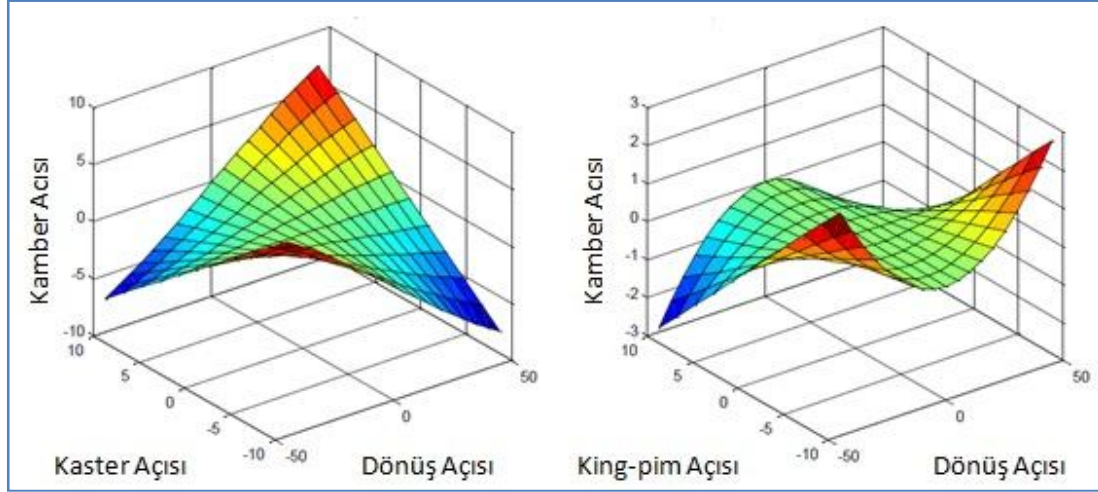
Şekil 3.24.'te direksiyon ekseninin yönü ve konumu gösterilmektedir. Direksiyon eksenini (y_c, z_c) düzleminde kaster açısına θ ve (z_c, x_c) düzleminde king-pim açısına ϕ sahiptir. Direksiyon eksenini kaster düzlemi ile king-pim eğimi düzleminin kesişimi olarak düşünölebilir [29].



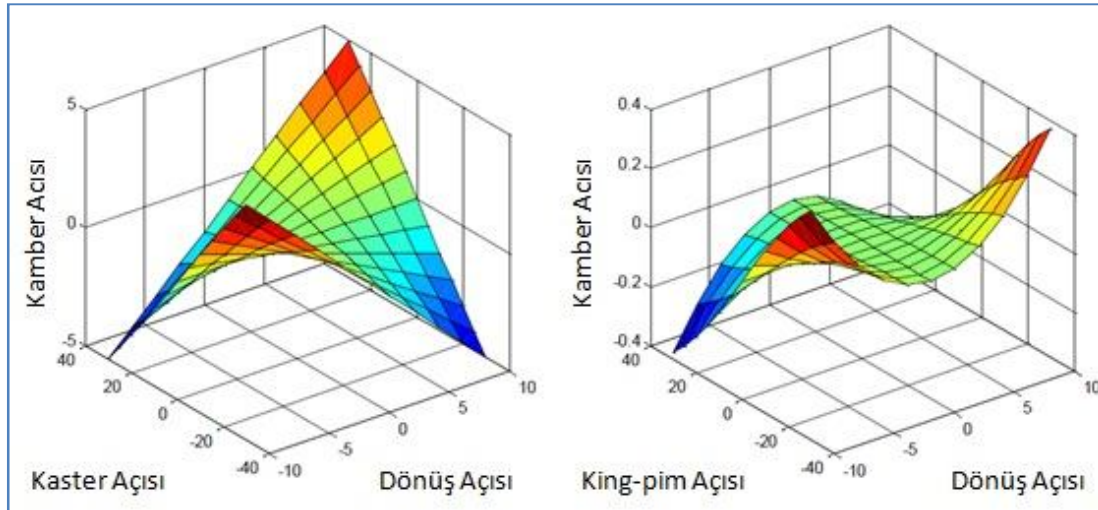
Şekil 3.24. King-pim eğimi θ (sol) ve kaster açısı θ (sağ) [29]

Süspansiyon mekanizmasının karmaşıklığını azaltmak için, sadece bir tek parametre değışken yapılmalıdır. En uygun açiyı bulmak için kaster ve king-pim açısı arasında karşılaştırma yapılmıştır. İlk olarak, farklı kaster ve king-pim açılarının kendi başlarına ne kadar kamber açısı oluşturduğuna bakılmıştır [29].

Şekil 3.25. ve 3.26.'da görüldüğü üzere, aynı direksiyon açısında kaster açısı king-pimi açısına göre daha fazla kamber oluşturmaktadır. Ayrıca belirli dönüş açılarında uygun kaster açılarıyla birlikte oluşturulan kamber açısı pozitif veya negatif olabilmektedir. Bundan dolayı süspansiyon mekanizmalarında değişken parametre olarak kaster açısını kullanmanın king-pim açısına göre çok daha iyi bir seçenek olduğunu görülmektedir [29].



Şekil 3.25. Kamber açısındaki değişim a



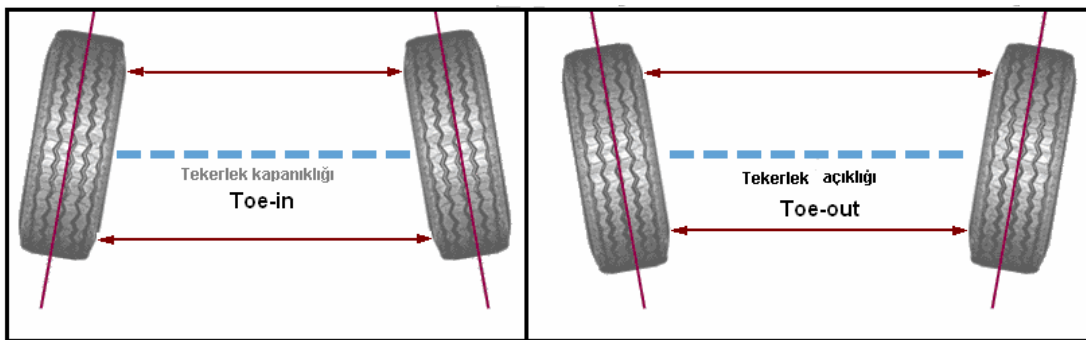
Şekil 3.26. Kamber açısındaki değişim b

Kaster açısının amaç ve etkileri [30];

- Kaster açısının asıl amacı taşıta hareket kararlılığı sağlamaktır. Pozitif veya negatif kaster verilmiş araç tekerleklerinde, yolun durumundan dolayı sapma meydana geldiğinde, tekerlekler tekrar eski konumuna gelir.
- Dönüşlerden sonra tekerlekleri tekrar düz duruma getirmeye çalıştığından direksiyonun kolayca toplanmasına yardımcı olur.
- Taşıta kolayca manevra yapma imkanı verir.
- Pozitif kasterli taşıtta yol ve sürüş kararlılığı etkili iken negatif kasterli taşıtta viraj alma kabiliyeti fazladır.
- Gereğinden daha büyük açıda verilen kaster direksiyonu zorlaştırır, aşırı yol darbesi etkisi ve titreşimlere neden olur. Buna karşılık yol kararlılığı artar.
- Gereğinden daha küçük kasterde ise düşük hızlarda direksiyon kontrolü sağlandığı halde yüksek hızlarda direksiyon kontrolü azalır ve taşıtın sürüş kararlılığı olumsuz etkilenir.
- Pozitif kasterli bir taşıtta kaster açısının küçük olduğu tekerlek tarafına, negatif kasterli bir taşıtta ise kaster açısının büyük olduğu tarafa doğru çekme meydana gelir.

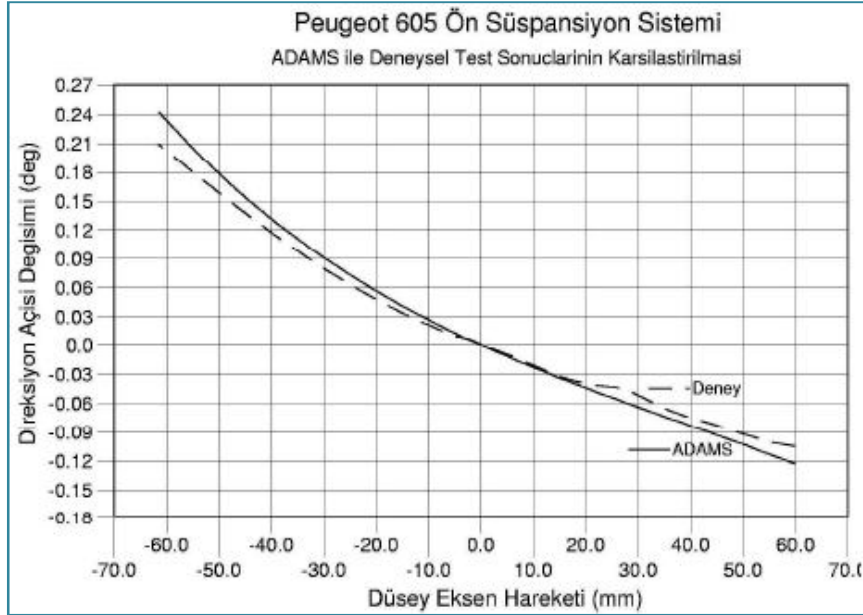
3.5. Dönüş Açısı (Toe-in veya Toe-out)

Araca hareket veren ön tekerleklere üstten bakıldığında tekerleklerin ön kısmının arkaya göre farklı mesafede olması durumudur. Ön tarafın arkaya göre kapalı olmasına toe-in, açık olmasına toe-out denir [30].



Şekil 3.27. Dönüş (toe) açıları

Toe değeri araçların uzun rotlarının uzatılıp kısaltılması ile değişen ve ayarlanabilen tekerlek pozisyonu ayarıdır. Açı olarak veya tekerleklerin ön tarafının kapalılık-açıklık mesafesi (mm) olarak ifade edilir.



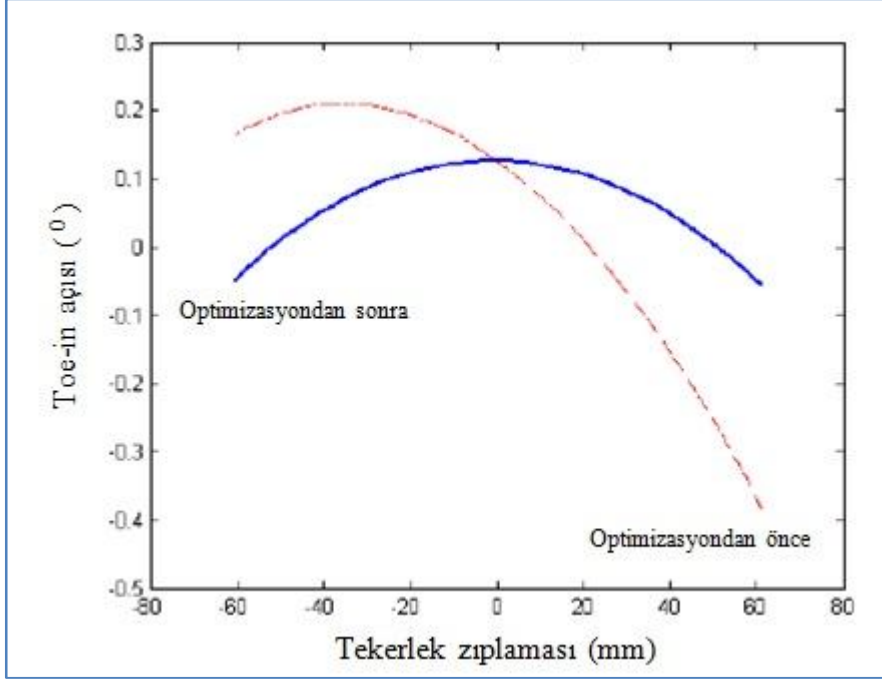
Şekil 3.28. Dönüş açısının değişimi [14]

Şekil 3.28.'de tekerleğin düşey eksenindeki hareketi boyunca ön düzen geometrisindeki değişimlerin analizinin yapıldığı çalışmadan alınmıştır. Çalışmada tekerleğin düşey doğrultuda 60 mm'lik hareket yapması sağlanmış ve bu hareket sonucunda elde edilen değerler hem deneysel hem de ADAMS programıyla bilgisayar ortamında yapılan model üzerinden ölçülmüştür. Ölçümler yapılırken, "0.0" noktası referans olarak alınmış ve yukarı hareket yönü pozitif, aşağı hareket yönü de negatif olarak kabul edilmiştir.

Şekil 3.28.'deki grafiğe göre, tekerleğin yukarı yöndeki hareketi, dönüş açısında negatif yönde, aşağı hareketi ise pozitif yönde bir değişikliğe yol açmaktadır. Bu da tekerleğin yukarı yönde hareket etmesi durumunda, üstten bakıldığında ön kısmının içeriye doğru kapandığını; aşağı yönde hareket etmesi durumunda ise, dışarıya doğru açıldığını göstermektedir.

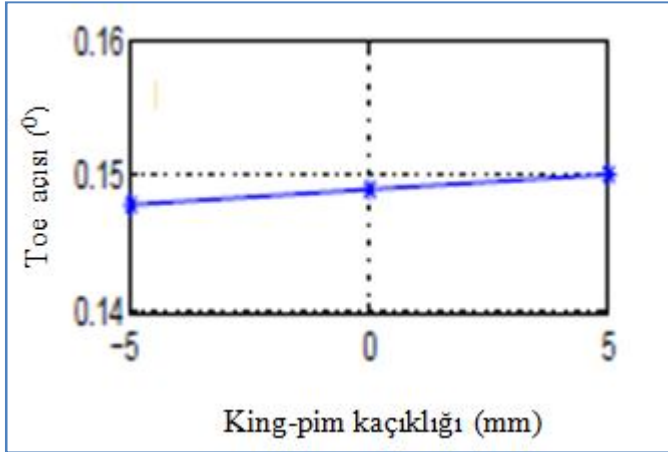
Şekil 3.29.'da tekerleğin ± 60 mm aralığında zıpladığı durumda toe-in açısının nasıl değiştiği gösterilmiştir. Çalışmada tekerlek zıplamalarında toe-in açısının değişimini en az seviyede tutacak bir model geliştirmek amaçlanmıştır. Şekilde de görüldüğü üzere, toe-in

açısı optimizasyondan önce $-0.4^{\circ} \sim 0.2^{\circ}$ aralığında değişim gösterirken, optimizasyondan sonra $-0.1^{\circ} \sim 0.15^{\circ}$ aralığına kadar düşmüştür. Çalışmaya göre taşıtta iyi bir yol tutuşu, sürüş kararlılığı ve denge için toe-in açısındaki değişim en az seviyede olmalıdır. Şekilde de görüldüğü üzere optimizasyondan sonra taşıtın bu özellikleri geliştirilmiştir [17].



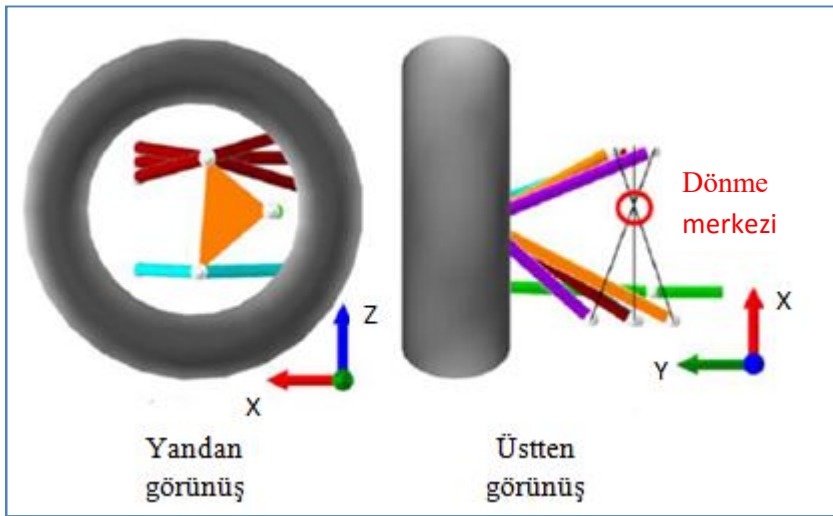
Şekil 3.29. Optimizasyondan önce ve sonra toe-in açısı [17]

Ön tekerleklerin toe açısındaki değişim lastiklerdeki aşınmayı ve direksiyondaki titreşimleri doğrudan etkilemektedir. Toe açısı aracın üretimi esnasında statik olarak ayarlanmasına rağmen, ön tekerlekler, lastiklerdeki dengesizliklerden dolayı king-pim eksenini etrafında titreşime maruz kalmakta ve bu durum sürüş sırasında toe açısının değişimine neden olmaktadır. Bu titreşimlerin frekansı tekerlek büyüklüğüne ve araç hızına göre de değişmektedir. Şekil 3.30.'da toe açısının king-pim kaçıklığına göre nasıl değiştiği gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere king-pim kaçıklığının küçük olması dinamik toe açısının daha küçük olmasını sağlamaktadır. Bu şekilden king-pim kaçıklığının lastiklerdeki dengesizlik durumunda dinamik toe açısını minimize etmede önemli bir parametre olduğu anlaşılmaktadır [39].



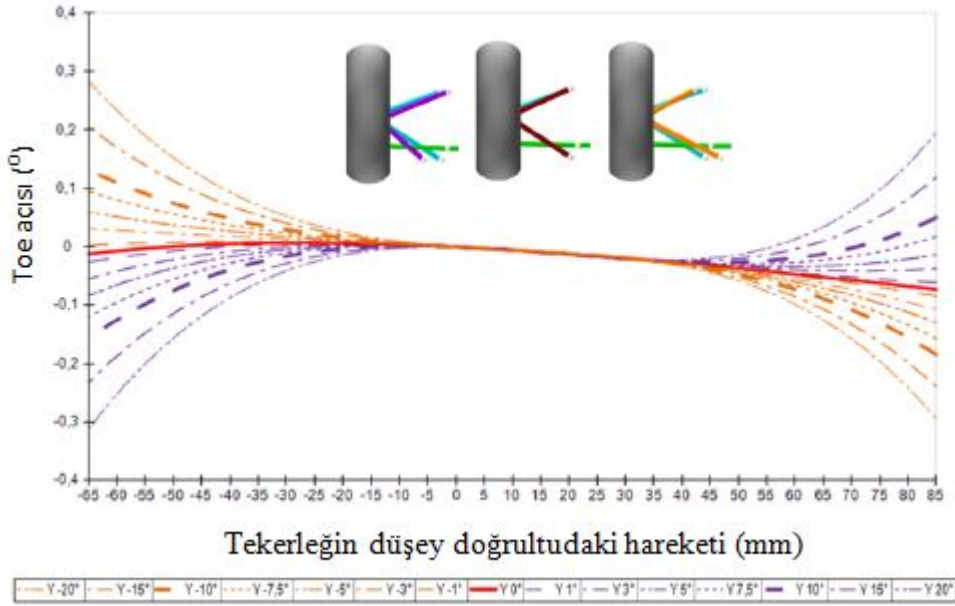
Şekil 3.30. Lastiklerdeki dengesizlik durumunda dinamik toe açısının king-pim kaçıklığına göre değişimi [39]

Düzgün olmayan yol şartlarında öngörülemeyen taşıt davranışlarının önüne geçmek ve lastik ömrünün uzun olmasını sağlamak için tekerleklerin düşey yöndeki hareketlerinin minimum seviyede olması gerekmektedir. Düşey yöndeki bu hareketler sürüş sırasında toe açısının değişimine de sebep olmaktadır. Bu değişimin de mümkün olduğunca en az seviyede olması gerekmektedir. Taşıtlarda süspansiyon sistemleri kullanılarak bu değişimler sınırlandırılmaktadır. Aşağıdaki şekillerde bilgisayarda modellenmesi yapılan çift salıncaklı bir süspansiyonun üst salıncak kolunun X-Y ve X-Z düzlemlerinde dönme merkezi korunarak farklı açılarda konumlandırılması ile toe açısında meydana gelen değişimler ölçülmüştür [40].



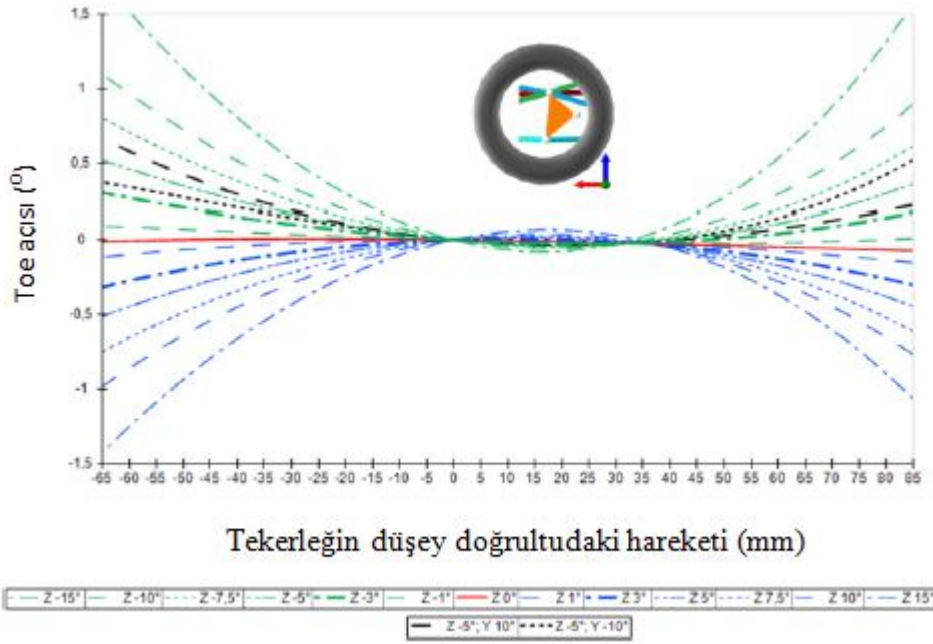
Şekil 3.31. Üst salıncak konumunun değişimi ve dönme merkezi [40]

Şekil 3.32.'de tekerleğin aşağı yönde 65 mm, yukarı yönde 85 mm hareketi ve üst salıncak konumunun X-Y düzleminde -20^0 ile 20^0 arasındaki konumlarında toe açısında meydana gelen değişim görülmektedir. Şekilde de görüldüğü üzere, salıncak kolunun -20^0 ve 20^0 'deki konumları toe açısında $0,3^0$ 'lik bir değişime neden olurken, -10^0 ve 10^0 'deki konumlarında toe açısında meydana gelen değişim $0,15^0$ 'nin altına düşmektedir.



Şekil 3.32. X-Y düzleminde üst salıncak konumunun değişimine göre toe açısında meydana gelen değişim [40]

Şekil 3.33.'te tekerleğin aşağı yönde 65 mm, yukarı yönde 85 mm hareketi ve üst salıncak konumunun X-Z düzleminde -15^0 ile 15^0 arasındaki konumlarında toe açısında meydana gelen değişim görülmektedir. Şekilde de görüldüğü üzere, salıncak kolunun -15^0 ve 15^0 'deki konumları toe açısında $1,5^0$ 'nin üzerinde bir değişime neden olurken, -3^0 ve 3^0 derecedeki konumlarında toe açısında meydana gelen değişim $0,3^0$ 'lere kadar düşmektedir.



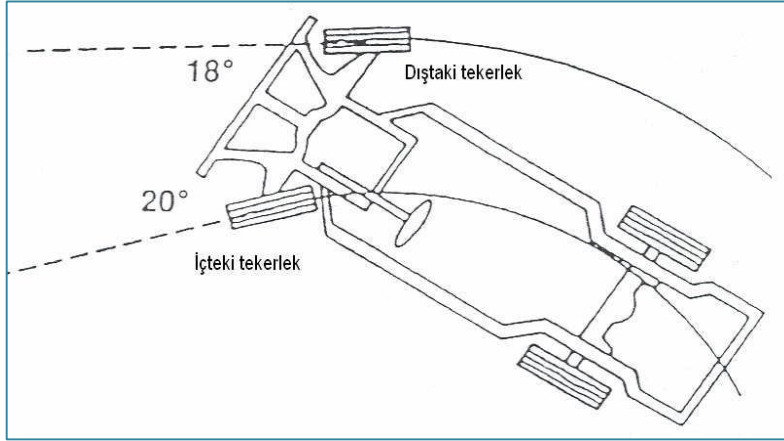
Şekil 3.33. X-Z düzleminde üst salıncak konumunun değişimine göre toe açısında meydana gelen değişim [40]

Toe açısının amaç ve etkileri [30];

- Taşıt düz yolda hareket ederken tahrik tekerleklerinin ve yükün etkisi ile ön tekerlekler, arkadan itişli araçlarda genellikle dışa doğru açılmaya, önden çekişli araçlarda ise içe doğru kapanmaya zorlanır. Pozitif kamberin etkisi ile dışa doğru açılmaya çalışan tekerlekleri düz konuma getirmek amacıyla genellikle bir miktar toe-in verilir.
- Taşıt ön tekerleklerine, üretici firma tarafından belirlenmiş değerlerin dışında fazla miktarda toe-in veya toe-out verilmişse, tekerleklerde yuvarlanma direncinin artmasına neden olur. Ayrıca tekerleklerin, içten veya dıştan anormal derecede düzensiz aşınmalarına yol açar.

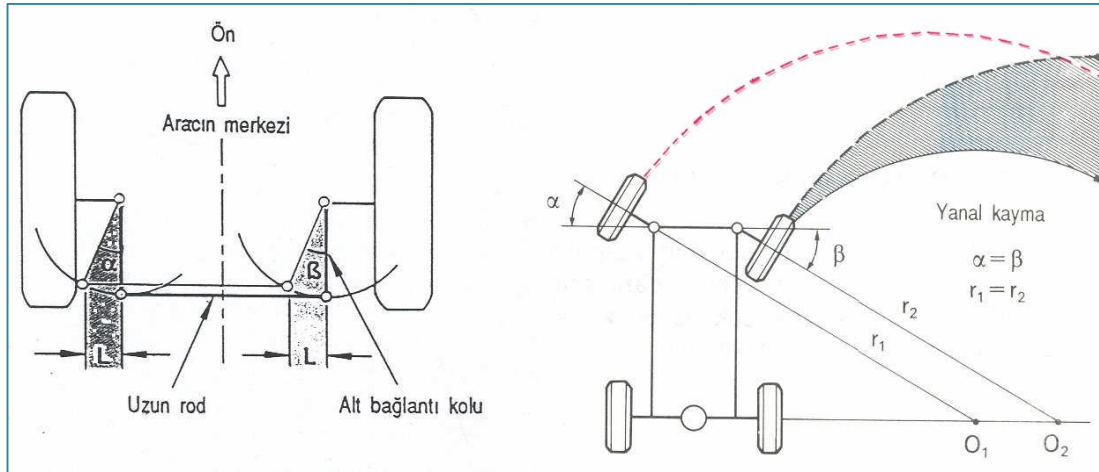
3.6. Dönüş Açısı (Dönüşte Toe-out)

Taşıtların sağa veya sola dönüşleri sırasında iç tekerleğin dış tekerleğe göre daha büyük açı ile dönmesine dönüş açısı veya dönüşte toe-out denir. Taşıt viraj alırken dıştaki tekerlek daha büyük yarıçaplı (r_1), içteki tekerlek ise daha küçük yarıçaplı (r_2) çember üzerinde dönüş yapar [30].



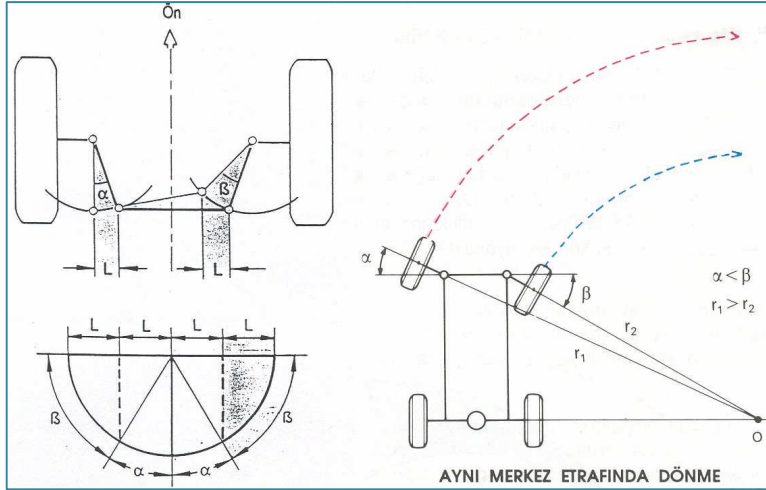
Şekil 3.34. Taşıtın sola dönme anındaki dönüş açısı

Dönüşlerde iç ve dış tekerleğin farklı açılarda dönmesini sağlayan, deveboynu olarak adlandırılan bağlantı elemanının rotlara dik olarak değil de belirli bir açı ile bağlanmasıdır. Şekil 3.35.'te bağlantı kolunun araç eksenine paralel olarak bağlandığı durum ve etkisi görülmektedir. Bu bağlantıda iç ve dış tekerlek aynı açıda döndürüldüğü için, tekerleklerde kayma sürtünmeleri meydana gelir. Taşıtın manevra kabiliyeti azalır [30].



Şekil 3.35. Dönüş açısı ve etkisi (bağlantı kolu taşıt eksenine paralel)

Şekil 3.36.'da gösterildiği gibi, bağlantı kollarının belirli bir açı ile bağlanması, iç tekerleğin daha büyük açıda, dış tekerleğin ise daha küçük açıda döndürülmesi sağlanmıştır. Çünkü bağlantı kolu, yatay eksene yaklaşırken daha büyük açı, düşey eksene yaklaşırken ise daha küçük açı tarar. Böylece hem taşıtın manevra kabiliyeti artırılmış olur, hem de lastiklerde anormal aşınmalar önlenmiş olur [30].

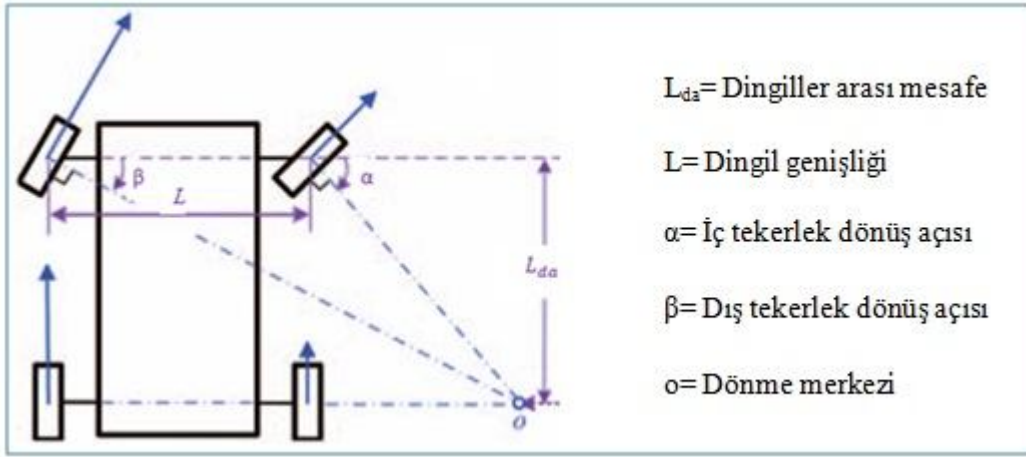


Şekil 3.36. Dönüş açısı ve etkisi (bağlantı kolu taşıt eksenine açılı)

3.7. Ackermann Kuralı

Taşıtlar dönerken, tekerlekler kaymadan dönmelidir. Bu ancak, bütün tekerleklerin tek bir dönme merkezini paylaşmasıyla mümkündür. Bu koşul Ackermann kuralı olarak bilinir [41]. Ackermann dönüş geometrisi, iç ve dış tekerleklerin dönüş açılarının birbirlerine göre olan durumları ile ilgilidir. Dönüş esnasında, iç tekerlek dış tekerleğe göre daha küçük bir yarıçapta hareket eder. Tekerleklerdeki yanal kaymayı önlemek için gerekli olan bu durum sebebiyle, iç tekerleğin dönüş açısı dış tekerlekten daha büyüktür. Ackermann geometrisiyle, her iki ön tekerlek dönme merkezine dik şekilde konumlandırılarak kayma en aza indirilmektedir. Bu sayede tekerlek aşınması önemli ölçüde azalmaktadır [42].

Şekil 3.37.'da taşıtın herhangi bir dönüş açısındaki yönlendirme hatalarına çözüm bulmak için yapılan bir çalışma yer almaktadır. Bunun için mekanik direksiyon mekanizması üzerinde direksiyon simidi ile ön düzen bağlantıları arasına dişli diferansiyel mekanizması yerleştirilmiştir. Bu mekanizma, direksiyon simidinin döndürülmesiyle tek olarak gönderilen giriş yönlendirmesini, her iki ön tekerleğin de doğru miktarda döndürülmesi için gereken çift çıkış hareketine çevirmektedir. Böylece, geleneksel Ackermann bağlantısına göre daha iyi bir yönlendirme performansı elde edilmiştir. Yeni geliştirilen ön düzen sisteminin maliyeti ve ağırlığı mevcut sisteme göre daha fazla olsa da mevcut sistemin temel mimarisine benzer yapıdadır [15].



Şekil 3.39. İdeal Ackermann dönüş geometrisi [16]

Şekil 3.39.'da görülen dönüş geometrisi aşağıdaki bağıntıyla da ifade edilebilir [16];

$$L_{da} \cdot \cot \beta - L_{da} \cdot \cot \alpha = L \quad (3.1)$$

Yukarıdaki (3.1) nolu bağıntıyı yeniden düzenlersek [16];

$$\cot \beta - \cot \alpha = \frac{L}{L_{da}} \quad (3.2)$$

(3.2) nolu bağıntı Ackermann dönüş kriteri olarak bilinir [16].

Ön tekerleklerdeki dönüş açıları Ackermann dönüş kriterine uymadığı takdirde, tekerleklerin dönme merkezleri tek bir noktada çakışmazlar. Bu durumda, tekerlekler dönerken aynı zamanda da kayarlar. Bu sebeple, taşıt kararlılığında azalma, direksiyon döndürmede zorluk ve yüksek hızlarda önemli ölçüde tekerlek aşınması meydana gelir. Sonuç olarak, yönlendirme mekanizmasının Ackermann dönüş kriterine uygun olarak tasarlanması gerekmektedir[5]. Dönüş esnasında tekerleklerdeki yanal kaymadan kaçınmak için, bütün tekerlerden birer adet dik çizilir. Eğer ön tekerleklerden gelen dik çizgiler, arka tekerleklerden gelen çizgiler ile kesişiyorsa, o zaman tek bir dönüş açısı için Ackermann kriterini yerine getirmiş oluruz [42, 43].

Ön düzen geometrisiyle ilgili bağıntılar aşağıda verilmiştir;

θ : Deveboynu açısı

l : Deveboynu uzunluğu

L : Dingil genişliği

M : Rot

α : İç tekerlek sapma açısı

β : dış tekerlek sapma açısı

➤ $\beta < \theta$ ve deveboynu-rotlar arkada ise;

$M = L \pm 2 * l * \sin\theta$ Şekle göre (-) işaret alınacak.

$$ge = l * \sin(\alpha + \theta)$$

$$ga = Jh = l * \cos(\alpha + \theta)$$

$$hi = Jb = l * \sin(\theta - \beta)$$

$$Jf = l * \sin(\theta - \beta)$$

$$L = ge + (M - N) + hi$$

$$L = l * \sin(\alpha + \theta) + (L - 2 * l * \sin\theta) - N + l * \sin(\theta - \beta)$$

$$\frac{L}{l} = \sin(\alpha + \theta) + \frac{L}{l} - 2 * \sin\theta - \frac{N}{l} + \sin(\theta - \beta)$$

$$\sin(\alpha + \theta) - 2 * \sin\theta - \frac{N}{l} + \sin(\theta - \beta) = 0$$

$$\sin(\theta - \beta) = 2 * \sin\theta - \sin(\alpha + \theta) + \frac{N}{l} \quad (3.3)$$

➤ $\beta > \theta$ ve rotlar arkada ise;

$$\sin(\beta - \theta) = \sin(\alpha + \theta) - 2 * \sin\theta - \frac{N}{l} \quad (3.4)$$

➤ $\beta < \theta$ ve rotlar önde ise;

$$\sin(\theta - \beta) = 2 * \sin\theta - \sin(\alpha + \theta) - \frac{N}{l} \quad (3.5)$$

➤ $\beta > \theta$ ve rotlar önde ise;

$$\sin(\beta - \theta) = \sin(\alpha + \theta) - 2 * \sin\theta + \frac{N}{l} \quad (3.6)$$

Burada bilinmeyen (N) değerinini tayini şekil 3.40.'da görülen ehf dik üçgeninden,

$\beta < \theta$ için;

$$fh = k = Jf - Jh = l * \cos(\theta - \beta) - l * \cos(\alpha + \theta)$$

$$k = l * [\cos(\theta - \beta) - \cos(\alpha + \theta)] \quad (3.7)$$

$\beta > \theta$ için;

$$Jf = l * \cos(\beta - \theta) \text{ olduğu için}$$

$$k = l * [\cos(\beta - \theta) - \cos(\alpha + \theta)] \quad (3.8)$$

Rotların önde veya arkada oluşu k 'yı etkilemeyeceğinden,

$$M - N = \sqrt{M^2 - k^2} \quad N = M - \sqrt{M^2 - k^2} \quad (3.9)$$

Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak Ackermann dönüş geometrisi ve açıları ile ilgili bir hesaplama yapılmıştır. Yapılan hesaba göre AUTOCAD ortamında ön düzen geometrisinin çizimi yapılarak açılar arasındaki ilişkiler şekil 3.40.'ta detaylı bir şekilde gösterilmeye çalışılmıştır. Kırmızı çizgi düzlemsel hareketteki pozisyonu, yeşil çizgi ise dönüş anındaki pozisyonu göstermektedir. Şekilde de görüldüğü gibi dönüş anındaki iç ve dış tekerlek dönüş açıları birbirinden farklıdır.

Hesaplama yapılırken yukarıdaki koşullardan $\beta < \theta$ ve deveboynu-rotların arkada olduğu koşul dikkate alınmıştır.

Burada, dış tekerleğin $\beta = 15^\circ$ derecelik açıyla dönüş yaptığı durumda iç tekerleğin dönüş açısının (α) kaç derece olacağı hesaplanmaya çalışılmıştır. Hesaplama ihtiyacımız olan dingil genişliği ve dingiller arası mesafe değerleri için ise Renault Laguna markalı aracın uzunlukları kullanılmıştır. Bu değerler de sırasıyla $L = 1557 \text{ mm}$, $L_{da} = 2756 \text{ mm}$ 'dir. Deveboynu açısı $\theta = 20^\circ$ ve deveboynu uzunluğu $l = 250 \text{ mm}$ alınmıştır.

Bu bilgilerden yola çıkarak;

$M = L \pm 2 * l * \sin\theta$ bağıntısından, (Şekle göre (-) işaret alınacak.)

$M = 1557 - 2 \times 250 \times \sin 20 = 1385,98 \text{ mm}$ olarak hesaplanır.

$M - N = 1382,94$ (Şekil 3.40. üzerinden ölçülmüştür.)

$1385,98 - N = 1382,94$

$N = 3,04 \text{ mm}$ olarak bulunur.

$\beta < \theta$ ve deveboynu-rotlar arkada ise;

$\sin(\theta - \beta) = 2 * \sin\theta - \sin(\alpha + \theta) + \frac{N}{l}$ formülünden,

$\sin(20 - 15) = 2 \times \sin 20 - \sin(\alpha + 20) + \frac{0,304}{25}$

$\alpha = 17,520$ derece olarak bulunur.

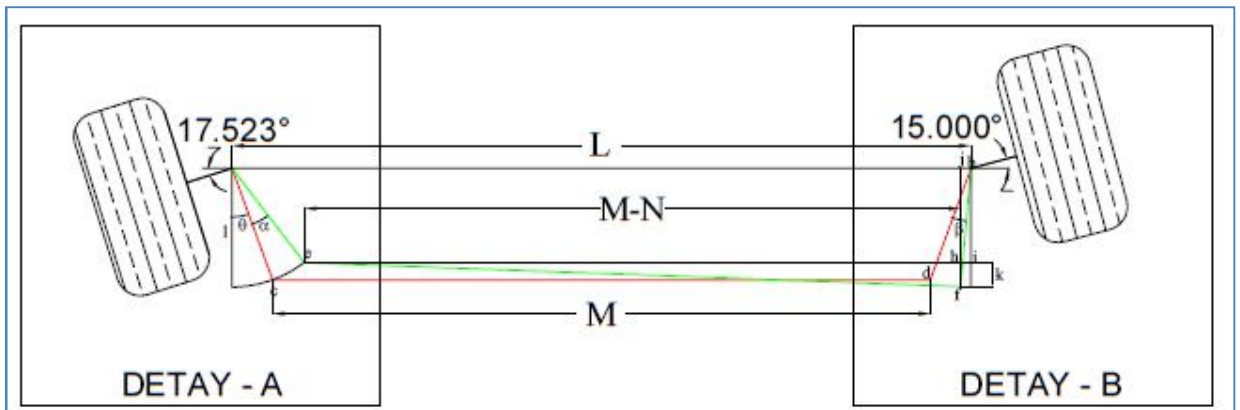
Ayrıca (2) nolu Ackermann dönüş kriterinden;

$$\cot\beta - \cot\alpha = \frac{L}{L_{da}}$$

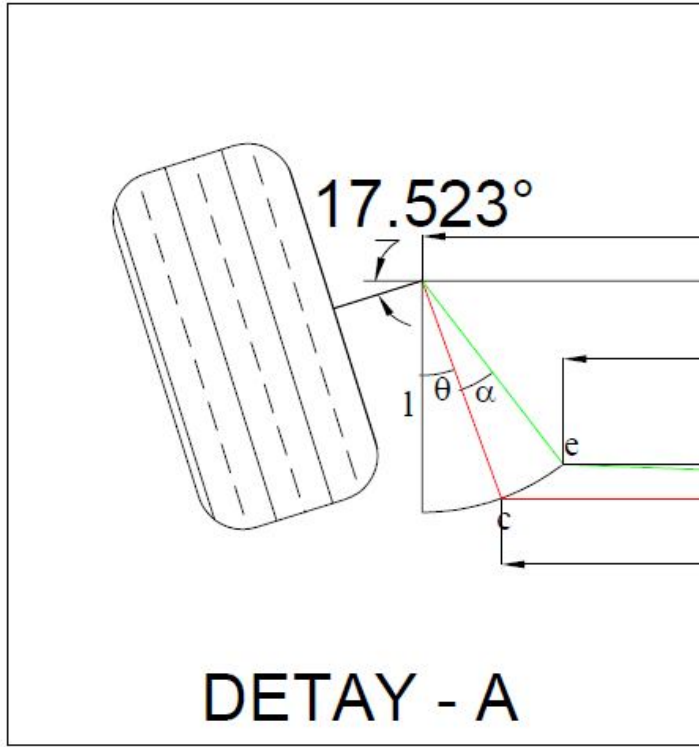
$$\cot 15 - \cot\alpha = \frac{1557}{2756}$$

$$\cot\alpha = 3.167$$

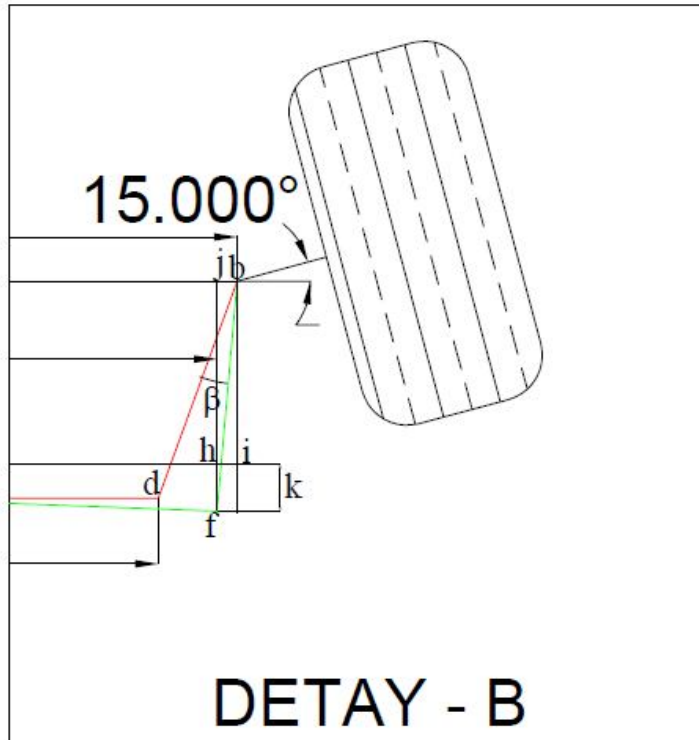
$\alpha = 17,524$ derece olarak hesaplanır.



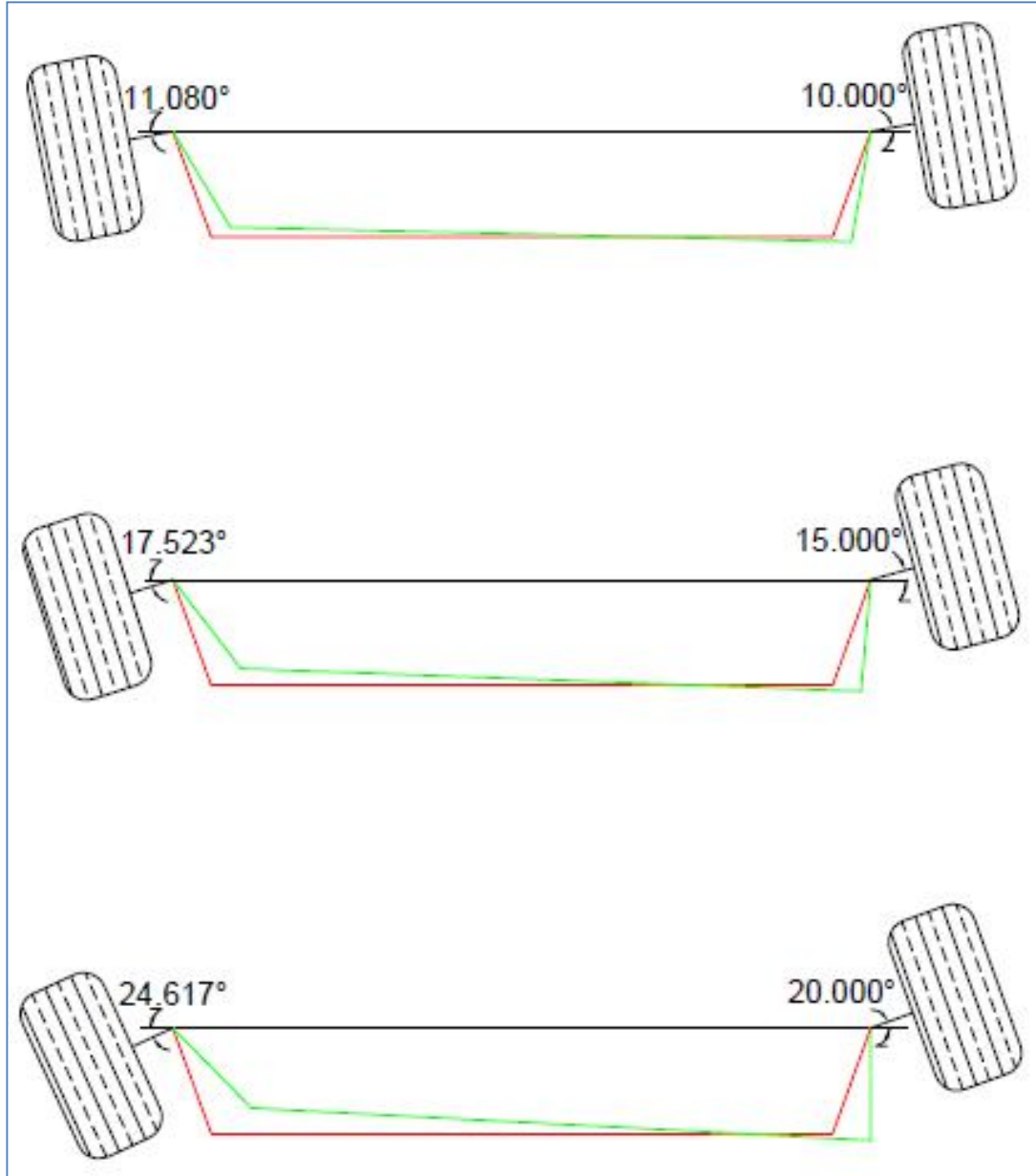
Şekil 3.40. Ackermann dönüş geometrisi



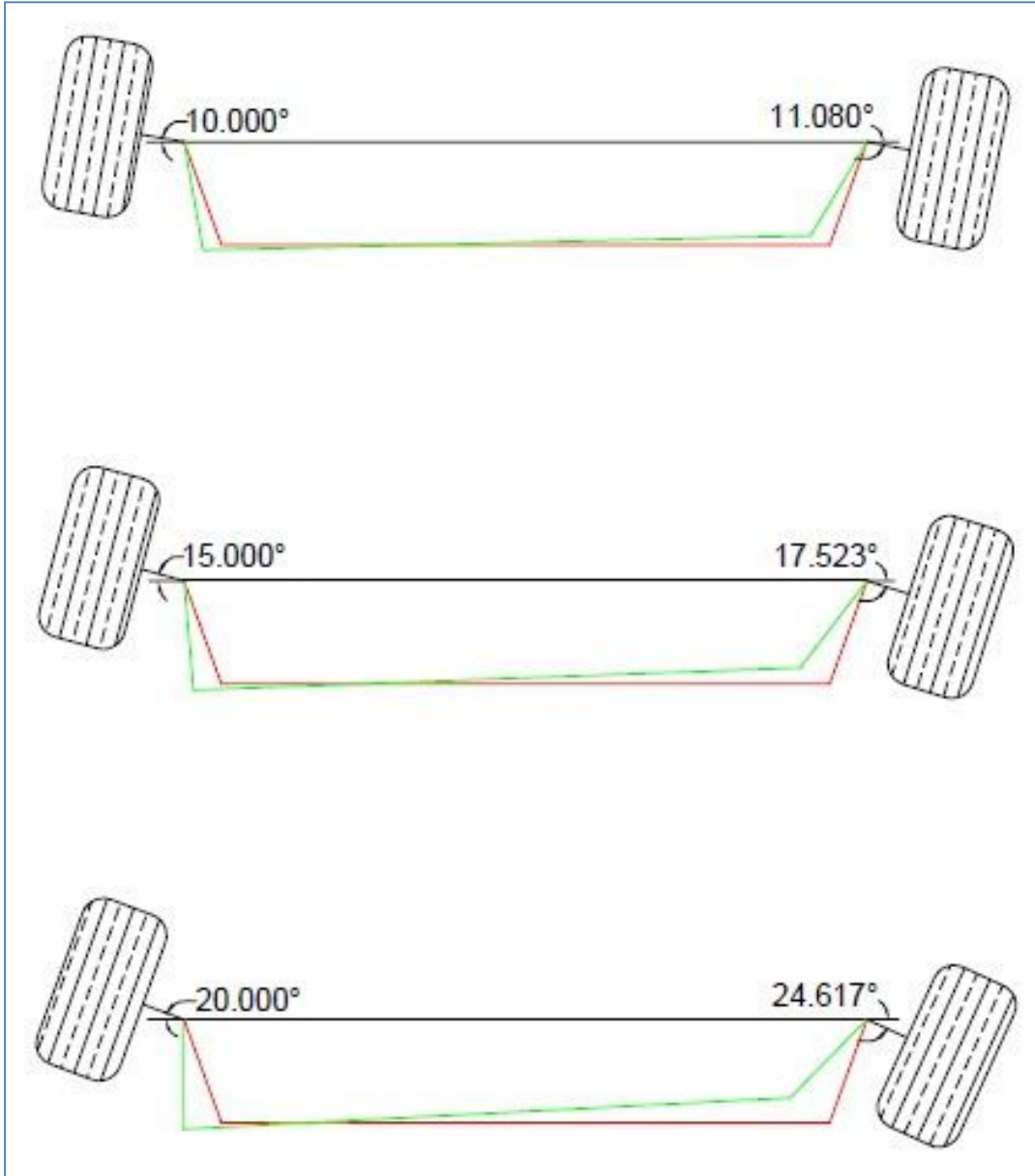
Şekil 3.41. Ackermann Detay – A görünümü



Şekil 3.42. Ackermann Detay - B görünümü



Şekil 3.43. Sola dönüş esnasında iç ve dış tekerleklerin dönüş açıları



Şekil 3.44. Sağa dönüş esnasında iç ve dış tekerleklerin dönüş açıları

4. SÜSPANSİYON SİSTEMİ ÇEŞİTLERİ VE TAŞIT HAREKETİNE ETKİLERİ

Bütün mekanik sistemlerde olduğu gibi taşıtlarda da titreşim, hem yolcu hem de taşıtı oluşturan elemanlar için problem teşkil etmektedir.

Süspansiyon sistemi, araç şasesi ve tekerlekler arasında yer alan ve yay, amortisör, burç, bağlantı ve kollardan oluşan bir sistemdir.

Süspansiyon sistemi gövdeyi akslar üzerinde tutan elemandır. Gerek araç dinamiğinden kaynaklanan gerekse yol kasislerinden meydana gelen hareketleri sönümleyen süspansiyon sisteminin görevleri şu şekilde özetlenebilir [44];

- Araç gövdesinin yolun bozucu etkisinden izole edilmesi ve bu sayede aracın konfor özelliklerinin artırılması: Bu özellik genelde aracın gövdesinin hareketi ile ilişkilendirilir. Aynı zamanda aracın savrulma ve yalpalama hareketlerinin kontrol altına alınması da süspansiyonun konfora yönelik görevlerinden birisidir [45-46].
- Aracın gerek düz gerek düzgün olmayan yol şartlarında ayrıca hızlanma ve fren sırasında yol tutuş özelliklerinin sağlanması: Bu özellik ise dikey kuvvetlerin etkisi sonucunda meydana gelen tekerleğin şekil değiştirmesi ile ilgilidir. Şekil değişiminin azaltılması araçta daha iyi yol tutuşu, çekiş, fren ve dönme özellikleri sağlayacaktır [45-46].
- Aracın statik ağırlığını dengelemek: Bu özellik süspansiyon stroku ile ilgilidir.

Aynı zamanda süspansiyonun yüksek frekanslı titreşimleri sönümleme gibi bir özelliği vardır. Bu sayede araçta meydana gelebilecek gerek gürültü, gerekse yorulma gibi dayanım unsurlarının geliştirilmesinde süspansiyonun önemli bir etkisi bulunmaktadır [44].

Süspansiyon sisteminin ana elemanlarını oluşturan yaylar statik ağırlıkları taşıırken damperler de bozucu etkilerin oluşturduğu enerjiyi soğurur. Yay bilindiği üzere düşey yer değiştirme (salınım) ile orantılı bir kuvvet oluştururken, damperlerden meydana gelen tepki kuvveti ise hareketin hızı ile ilgilidir. Aynı şekilde damperin oluşturduğu sürtünme

kuvveti de hareketin çizgisel hızı ile damper katsayısının çarpımı sonucu elde edilmektedir [44].

Her ne kadar elemanlar parametreleri sabit sistemler (yay sönüm katsayısı) olsa da eğrisel özellikler taşımaktadır. Dolayısı ile süspansiyonun çeşitli hareket bölgelerinde daha sert veya yumuşak davranması sağlanarak değişik performans kriterlerinin sağlanması başarılabilmektedir [44].

Süspansiyon tasarımına ilk olarak, yolcular için arzu edilen sürüş konfor şartları ve taşınacak olan yükün dayanabileceği titreşim aralığı düşünülerek başlanmalıdır. Taşıtın sürüş esnasında yapması tahmin edilen sürüş hareketleri de tasarım aşamasında bunlarla eşleştirilebilir [47].

Süspansiyon sistemi tasarımına başlamadan önce kararlaştırılması gereken birkaç parametre vardır. Bunlar, tekerlek izi, dingil açıklığı, kütle, maksimum hız, maksimum eğim, 0-100 km/h hızlanma süresi, minimum dönüş açısı, direksiyon simidinin dış yarıçapı ve tekerlek genişliğidir [2].

Süspansiyon sistemi, hızlanma, frenleme, viraj alma, bozuk zeminde ilerleme gibi farklı çalışma şartlarında gerekli olan güvenliği ve konforu sağlamalıdır.

Çeşitli parçalar, yaylar, damperler, tekerlek sertliği, burç sertliği, bağlantılar, onların geometrik ilişkileri ve süspansiyon tipi aracın dinamik davranışlarını çok etkiler [19].

Taşıt süspansiyonlarının ana görevi, iyi bir sürüş ve yol tutuş performansı sağlamak; dönüş esnasında direksiyon kontrolünü sağlamak ve taşıtın kontrol kuvvetlerine iyi yanıt vermektir. Süspansiyon sistemi, aynı zamanda tekerleklerden gelen yüksek frekanslı titreşimlerin yalıtımını da sağlamalıdır [48-49].

İdeal bir süspansiyon sisteminde bulunması gereken özellikler [50-51];

- Taşıtın ön uç kısmındaki ağırlığı desteklemelidir,
- Yol darbeleri sebebiyle sürücü ve yolcular üzerinde oluşabilecek olumsuz etkileri azaltmalıdır,

- Direksiyon kontrolünü sürdürürken, şiddetli frenlemeden dolayı şase üzerinde meydana gelen büyük zorlanmaları azaltmalıdır,
- Direksiyon kontrolü ve tekerlek hizasının korunmasını sağlamalıdır,
- Mümkün olduğunca az yer kaplamalıdır,
- Hafif olmalıdır,
- Bir tekerleğin hareketi diğer tekerleğin hareketini etkilememelidir.

Son iki gereklilik, özellikle bozuk zeminde araç kullanırken yol tutuşunun korunması açısından önemlidir [51].

Taşıtlarda kullanılan dört çeşit ön süspansiyon sistemi vardır. Bunlar;

- Sabit (geleneksel) süspansiyon sistemleri,
- Serbest süspansiyon sistemleri,
- Çift I kiriş süspansiyon sistemleri,
- Havalı süspansiyon sistemleri.

Otomobillerin ilk üretildiği yıllarda sabit akslı ön süspansiyon sistemleri kullanılmaktaydı. Bu sistem çok dayanıklı ve orta ve ağır yük taşıtlarında hala kullanılmakta olan bir sistemdir. Sabit askılı sistemin en büyük dezavantajı ise sürüş kalitesindeki eksikliklerdir. Bir tekerlek tümseğe çarptığında veya çukura düştüğünde, ortaya çıkan kuvvet karşı taraftaki tekerleğe aks üzerinden direkt olarak iletilmektedir. Bu da sürüş konforunu olumsuz etkilemektedir. Buna karşılık, bu sistem birçok taşıtta arka süspansiyon sistemi olarak günümüzde de kullanılmaktadır [41].

Günümüz otomobillerinde, serbest süspansiyon sistemlerinin farklı modelleri kullanılmaktadır. Sabit, çift I kiriş ve havalı süspansiyon sistemleri ise daha çok ağır yük taşıtlarında kullanılmaktadır.

Serbest süspansiyonlarda her bir tekerlek ayrı bir sistem ile kontrol edilmektedir. Bunun sonucunda da yol yüzeyindeki kasislere rağmen daha konforlu bir sürüş elde edilebilmektedir. Ayrıca diğer tekerleğin hareketi ne olursa olsun, aracın dengesinin

korunmasını sağlamaktadır. Bunlara ek olarak, serbest süspansiyonlar aracın sürüş ve yol tutuş kalitesini geliştirmekte ve lastiklerin ömrünü uzatmaktadır [50].

Taşıtlarda kullanılan serbest ön süspansiyon modelleri;

- MacPherson süspansiyon,
- Çift salıncaklı süspansiyon,
- Çok Kademeli (Multi-Link) süspansiyon sistemleridir.

Bu sistemlere ek olarak, otomobil firmalarının kendilerine özgü olarak geliştirdikleri sistemlerde bulunmaktadır. Geliştirilen sistemler yine bu sistemleri temel almakta ve bunlarla benzer özellikleri bulunmaktadır.

4.1. MacPherson Süspansiyon

MacPherson süspansiyon sistemi, günümüz yolcu taşıtlarında yaygın olarak kullanılmakta olan serbest süspansiyon sistemlerindendir. Bu süspansiyon sistemi, Earles S. MacPherson tarafından 1949 yılında Ford şirketinde geliştirilmiştir. Sadeliği ve düşük maliyeti nedeniyle, otomotiv mühendisleri, bu sistemin kinematik ve kinetik özelliklerini derinlemesine incelemektedirler [18].

MacPherson tipi ön süspansiyon sistemi aracın gövdesine, yay, amortisör ve lastik takozlar vasıtası ile bağlıdır. Birçok yol darbesi, bu yay-amortisör sayesinde sönümlenmektedir. [14].

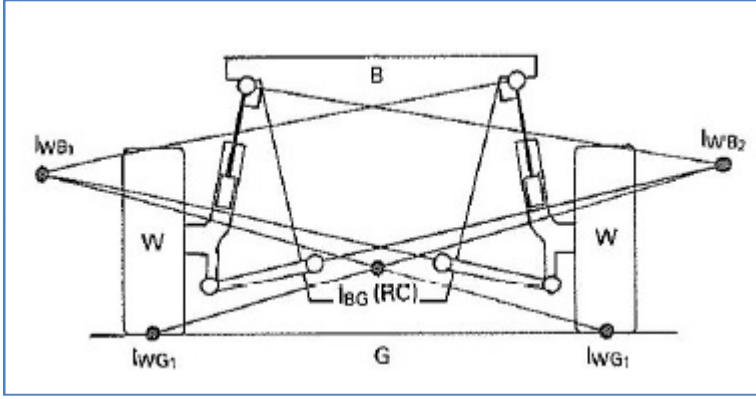
MacPherson tip süspansiyon sistemi çift salıncaklı süspansiyon sisteminin özel bir durumu olarak düşünülebilir. Bu sistemde üst salıncak yerine, piston kolu ve helezon yaydan oluşan bir dayanak (strut) vardır. Yukarıya doğru uzatılmış dayanak (strut) için çamurlukta hareketli bir nokta bulunmaktadır ve bu noktadan elastik bir yatak yardımıyla taşıt gövdesine sabitlenmiştir [51-53].



Şekil 4.1. MacPherson süspansiyon

Yaylı ayaklar, tahrik edilen akslarda biraz değişik bir şekilde kullanılmakta ve tahrik edilen aksların serbest olarak geçişini sağlayabilmek için dayanağın üst kısmı ile sabit bir şekilde bağlanmıştır. Her durumda çift salıncaklı askı sistemine göre iki salıncığın kullanılmaması sağlanmıştır [53].

Şekil 4.2.'de MacPherson süspansiyona sahip bir taşıtın dönme ve devrilme merkezleri görülmektedir. Taşıt kararlılığı için sürüş sırasında yük transferi mümkün olduğunca az olmalıdır ve bu merkezlerin konumu bu açıdan kritik öneme sahiptir. Bu şekilde B taşıt modelini, G zemini, W ise tekerlekleri temsil etmektedir. Alt salıncak kolunun doğrultusunda çizilen çizgi ile MacPherson dayanağının üst noktasından eksenine dik olarak çizilen çizginin kesiştiği noktalar (I_{WB1} , I_{WB2}) sistemin dönme merkezleridir. Bu kesişme noktasından, tekerleklerin zemine temas ettiği noktalara (I_{WG1} , I_{WG2}) çizilen çizgilerin kesiştiği nokta I_{BG} (RC: Roll Center) ise aracın devrilme merkezidir[1]. Yüksek ani dönme merkezine yalnızca dayanağın ve alt salıncığın oldukça eğik bir şekilde yerleştirilmesi ve büyük bir açıklıkla ulaşılabilmektedir. Ani dönme merkezi zannedildiği gibi çift salıncaklı askı sistemlerinden daha yüksek olmayıp bilakis artan yükleme ile kuvvetli bir şekilde alçalmaktadır [53].



Şekil 4.2. MacPherson tip süspansiyon dönme ve devrilme merkezleri [1]

MacPherson tip süspansiyon sistemi, özellikle küçük ve orta büyüklükteki araçlarda yaygın olarak kullanılmakta olan bir sistemdir. Dünya’da yaygın olarak kullanılan bu sistem, önden çekişli araçlar için mükemmel bir çözümdür [3]. MacPherson ön süspansiyon sistemi, sade yapısı, hafifliği, az yer kaplaması ve düşük maliyeti sebebiyle küçük araçlarda oldukça yaygın bir kullanıma sahiptir [50].

Günümüzde, önden çekişli araçların büyük çoğunluğu MacPherson tip süspansiyon modeliyle satışa sunulmaktadır. MacPherson’ın ana avantajı, süspansiyon ve tekerlek kontrolünü sağlayan tüm parçaların, tek bir montajda birleştirilebiliyor olmasıdır [51, 54].

MacPherson süspansiyon sistemi, enine motorlar için çok büyük avantaj sağlar ve bundan dolayı önden çekişli araçlarda yaygın olarak kullanılır. Bağlantı noktalarının gövde üzerinde ayrı olması nedeniyle, tekparçalı yapılar ile iyi uyumludur. Yapıda parça sayısının az olmasının da çok büyük avantajları vardır ve süspansiyon yükleri gövde üzerinde daha geniş bir alana yayılabilir [19, 51].

Bu süspansiyon sisteminin faydalı yönü, iki salıncak yatağının tasarrufunun sağlanmasının yanında imalat yönünden meydana gelen hataların tesirinin az olması ve normal olarak yapılan kamber açısı ayarına gerek duyulmamasıdır. Bunlara ilaveten ekonomik bir imalat şekli ile çok az bir yer gereksinimini burada belirtmek gerekir. Eksik yönü kuvvetlerin çamurluğa iletilmesidir. Bu nedenle çamurluğun veya iç sacın kuvvetlendirilmesi şarttır. Yoldan gelen gürültülerin izolasyonu bazı zorluklar yaratmaktadır [51, 53].

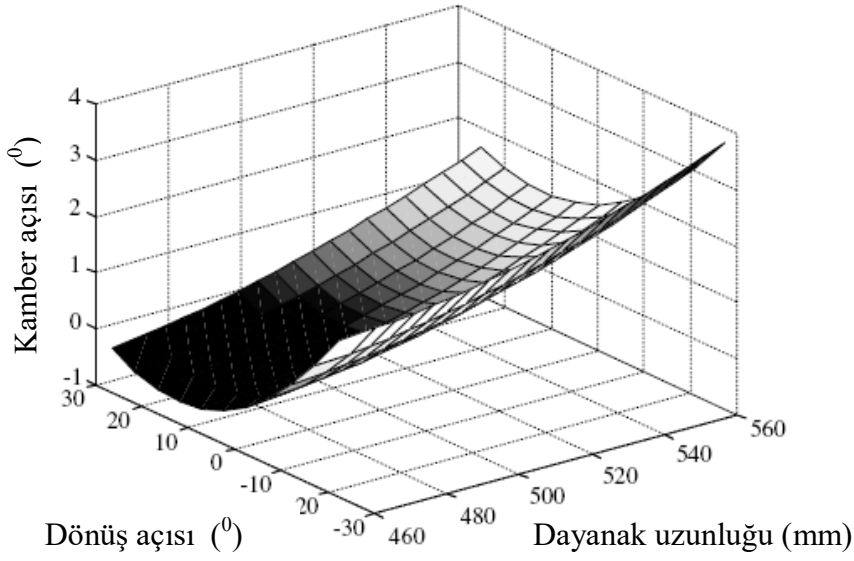
MacPherson tip süspansiyon sisteminin ön aksta kullanılması halinde araç gövdesinin yaylandırılması çift salıncaklı sistemde olduğu gibi boyuna yönde alt salıncağa tespit edilmiş olan torsiyon çubuk yayları ile veya amortisör ayağının üst kısmında taşıt gövdesindeki yay tablası ile amortisör borusu arasına yerleştirilmiş bulunan helisel yaylarla yapılmaktadır [53].

MacPherson tip süspansiyonun avantajları yanında, eğik karakterli yapısı nedeniyle de bazı zorlukları mevcuttur. Ancak yapısındaki esnekliğin araç dinamiklerine olumlu katkısı bulunmaktadır. Bu esneklik, başta kamber açısı olmak üzere, süspansiyon geometrisini etkilemektedir. Bunun da aracın kullanımı ve sürüş güvenliği üzerinde etkisi vardır [3].

Süspansiyonun esnek yapısı nedeniyle kamber açısında meydana gelen değişim, özellikle dönüş sırasında taşıtın yol tutuşunu ve kararlılığını önemli ölçüde etkilemektedir. Eğer bu değişim gereğinden fazla olursa sürüş güvenliği açısından istenmeyen durumlar oluşabilir. Taşıt da dönüş sırasında meydana gelen bu değişikliğe yanal yaylanma hareketi ile karşılık vermektedir ve sürücü bu durumda taşıtı tekrar düz doğrultuya geri getirmek durumundadır. Taşıtın vermiş olduğu bu tepki sürücünün panik yapmasına ve taşıtın kontrolünü kaybetmesine sebep olabilir. Bu etkileri minimuma düşürmek için tasarım sırasında sadece malzeme dirençleri değil, yapının tamamının maruz kaldığı eğilme açıları da dikkate alınmalıdır [22].

MacPherson tip süspansiyon tasarımında, dinamik kamber açısındaki değişimin aşırıya kaçmasını önlemek amacıyla, yapıdaki sapmayı göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Eğer bu dinamik değişim aşırı olursa, taşıt kullanımı ve kararlılığı olumsuz etkilenebilir [3].

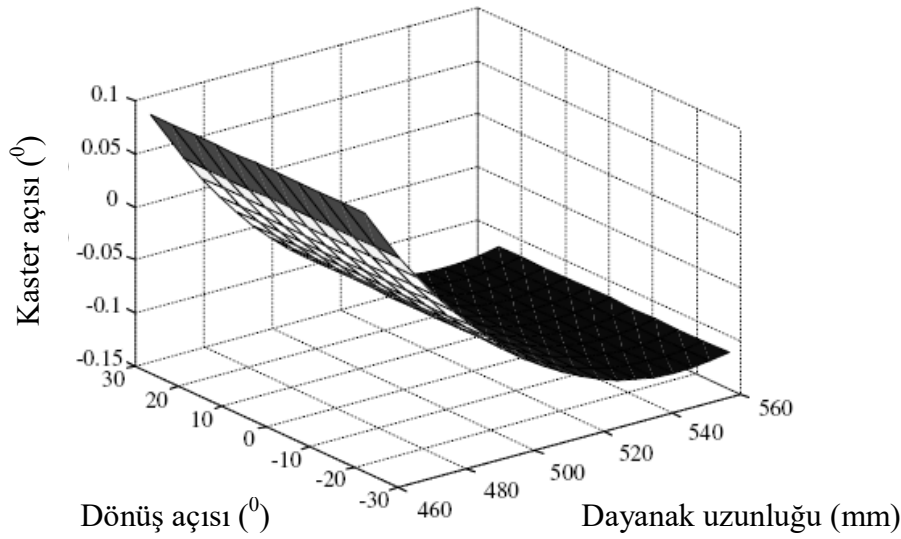
Ancak sistem kamber açısındaki değişimi minimum seviyede tutacak şekilde tasarlandığında, kaster ve toe açısındaki değişim artabilir. Bu nedenle tasarım yapılırken, taşıtın kullanım amacı ve sınıfına göre hangi parametre daha önemliyse ona uygun bir yaklaşımla hareket edilmelidir [20].



Şekil 4.3. Dönüş açısı ve dayanak (strut) uzunluğundaki değişime göre kamber açısının değişimi [3]

Şekil 4.3.'te MacPherson tip ön süspansiyon modelinde, 0-30 derece arasındaki dönüş açılarında, dayanak (strut) uzunluğunun 460 mm'den 560 mm'ye çıkartılması durumunda kamber açısının nasıl etkilendiği gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere dayanak (strut) uzunluğunun artması kamber açısında meydana gelen değişimin artmasına sebep olmaktadır.

Şekil 4.4.'te MacPherson tip ön süspansiyon modelinde, 0-30 derece arasındaki dönüş açılarında, dayanak (strut) uzunluğunun 460 mm'den 560 mm'ye çıkartılması durumunda kaster açısının nasıl etkilendiği gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere dönüş açısında meydana gelen değişimin kaster açısı üzerinde bir etkisi bulunmamaktadır. Ancak dayanak (strut) uzunluğunun artması ise kaster açısını etkilemektedir. Dayanak (strut) uzunluğunun 460 mm'den 480 mm'ye kadar artışı kaster açısındaki değişimi azaltmıştır; fakat 480 mm'den 560 mm'ye kadar olan artışı ise kaster açısındaki değişimin negatif yönde artmasına sebep olmuştur.



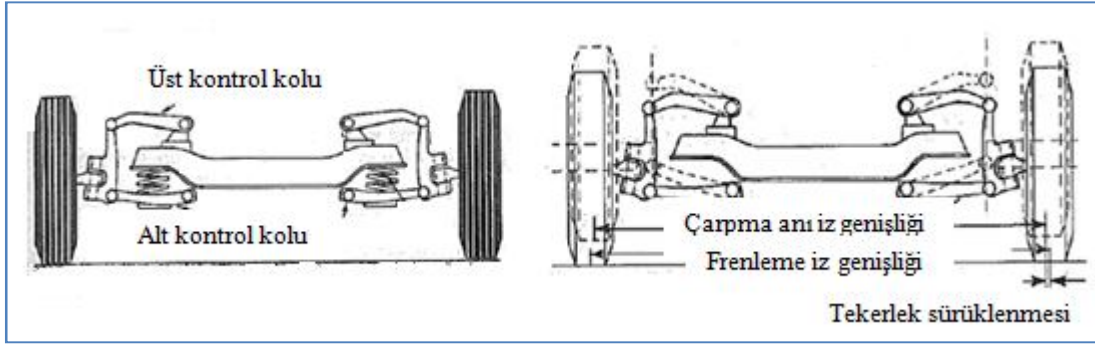
Şekil 4.4. Tekerleğin dönüş açısı ve dayanak (strut) uzunluğuna göre kaster açısının değişimi [3]

4.2. Çift Salıncaklı Süspansiyon

Bu süspansiyon sistemi araç şasesine dönebilir şekilde yataklandırılmış olup, dış uçları küresel mafsallarla aks poyrasında hareketli olarak yataklandırılmış iki salıncaktan meydana gelmektedir. Salıncaklar arasında ise helezon şeklinde yay bulunmaktadır. Tekerlek yukarı ve aşağı doğru hareket ettikçe, her iki salıncak da aynı şekilde yukarı ve aşağı doğru hareket etmekte ve bu salıncaklar arasında bulunan yay da uzayıp kısalmaktadır [50].

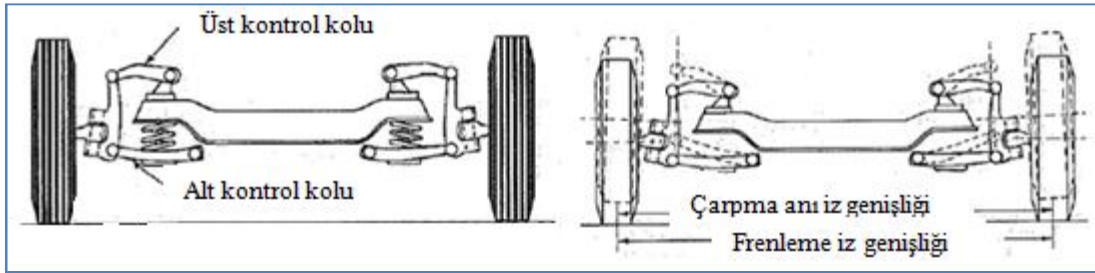
Taşıt tipinden bağımsız olarak, çift salıncaklı süspansiyonun ana parçaları benzer olarak, üst salıncak, alt salıncak, döner pim, yay, damper ve tekerlektir. Direksiyon sistemi süspansiyon sistemini etkilediği için, iki sistem birlikte düşünülmelidir. Direksiyon sistemi özet olarak, kramayer, bağlantı kolları ve direksiyon kolundan oluşur [2].

Çift salıncaklı süspansiyon ilk geliştirildiğinde birbirine eşit uzunlukta iki adet salıncaktan oluşmaktaydı. Bu salıncaklar birbirine paralel olarak durduğu için de ilk geliştirilen bu model “paralelogram süspansiyon” adını almıştır. Bu sistem, tekerleklerin birbirinden bağımsız olarak aşağı ve yukarı hareket etmesine izin vermektedir; fakat bir sakıncası vardır. Lastiklerden herhangi biri yoldaki bir engelle çarptığı zaman, lastik ve tekerleğin yukarı ve içeri doğru hareket etmesine sebep olmaktadır. Bu içe doğru hareket, lastik kenarlarının sürüklenmesine ve lastiklerin hızlı bir şekilde aşınmasına yol açmaktadır [50].



Şekil 4.5. Paralelogram süspansiyon ve etkisi [50]

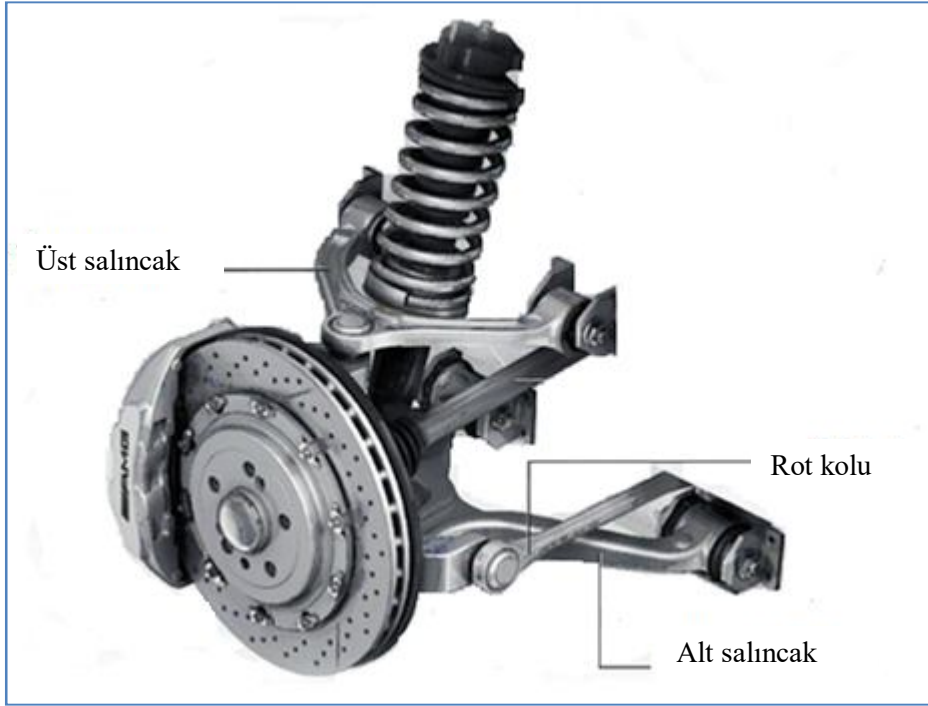
Bu hareketi ortadan kaldırmak için, alt ve üst salıncakların farklı uzunluklarda olduğu çift salıncaklı süspansiyon modeli geliştirilmiştir. Bu sistemde lastikler bir tümseğe çarptığında veya çukura düştüğünde, lastiğin basma yüzeyinde yanal kayma meydana gelmez ve lastikler içeriye doğru hareket etmez. Sadece tekerleğin üst kısmı içeriye doğru hareket eder [50].



Şekil 4.6. Çift salıncaklı süspansiyon ve etkisi [50]

Bu süspansiyon sistemi, yolcuların konforu ve kabul edilebilir bir sertlik dahilinde sürüş için tasarlanmıştır. Konfor, günümüz taşıtlarında önemi gittikçe artan bir özellik olmaktadır. Bu yüzden, bu süspansiyonun odak noktası da konfordur. Çift salıncaklı süspansiyon, birkaç farklı parçadan etkilendiği için, bu parametrelerin dikkatli bir şekilde dengelenmesiyle başarı elde edilmektedir [2].

Bu süspansiyon modeli, hafiflik ve istenmeyen karşılıklı tekerlek etkisinin engellenmesi konusunda oldukça başarılıdır. Bu başarı, taşıtın şasesine monte edilmiş olan ve her iki kenarında yer alan enine salıncaklar sayesinde elde edilmektedir [51].



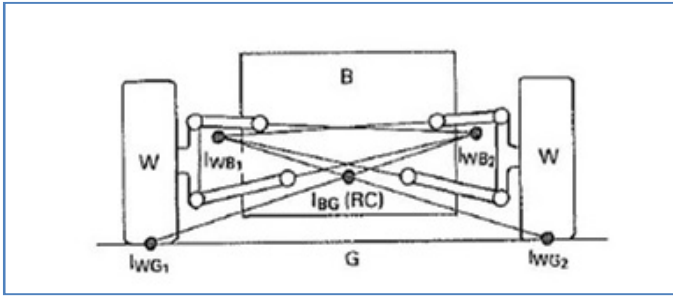
Şekil 4.7. Çift salıncaklı süspansiyon

Bu süspansiyon sisteminde salıncakların farklı uzunlukta olması, tekerleklerin yukarı ve aşağı hareketlerinin dengelenmesini sağlar. Örneğin, ön tekerlekler bir tümseğe çarptığında, tekerlekler yukarı doğru ani hareket yaparlar. Bu hareketi dengelemek için, üstteki salıncak daha kısa olarak tasarlanmıştır. Böylece sarsıntı sebebiyle izlediği kavis alt salıncaktan daha kısadır. Bu tekerleğin üst kısmının taşıtın içine doğru eğilmesine sebep olur. Bu sayede tekerleğin sürünerek aşınmasına neden olan yan hareketi önlenmiş olur ve bunun sonucunda tekerlek aşınmaları azaltılmış olur [55].

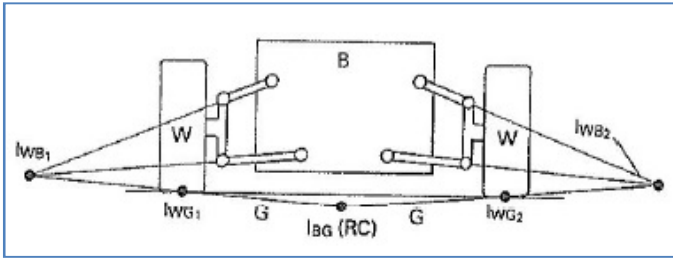
Çift salıncaklı süspansiyonun en büyük faydası, salıncakların birbirlerine göre olan durumları ile dönme ve devrilme merkezleri arzu edilen her yüksekliğe getirilebilir. Farklı uzunluklardaki salıncak kolları tekerleklerdeki açı değişimlerini etkileyebilir, örneğin kamber açısı değişimi ve belli ölçüde iz değişimi gibi. Farklı uzunluklardaki salıncaklar tekerleklerin yaylanmasında bir kamber açısı değişimine sebep olmakta ve araç gövdesinin devrilme eğilimi nedeniyle viraj dışındaki tekerlekte pozitif kamber açısı değişimine karşı gelecek şekilde etki etmektedir [51].

Şekil 4.8.'de çift salıncaklı süspansiyona sahip bir taşıtın dönme ve devrilme merkezleri görülmektedir. MacPherson'da olduğu gibi sürüş sırasında yük transferinin mümkün

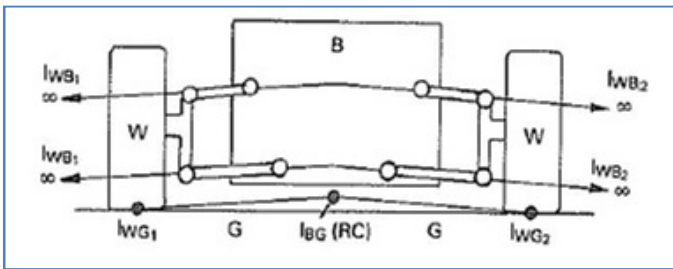
olduğunca az olması ve taşıt kararlılığının korunması açısından çift salıncaklı süspansiyonda da bu merkezlerin konumu kritik öneme sahiptir. Bu şekilde B taşıt modelini, G zemini, W ise tekerlekleri temsil etmektedir. Alt salıncak kolunun doğrultusunda çizilen çizgi ile üst salıncak kolunun doğrultusundan çizilen çizginin kesiştiği noktalar (I_{WB1} , I_{WB2}) sistemin dönme merkezleridir. Bu kesişme noktasından, tekerleklerin zemine temas ettiği noktalara (I_{WG1} , I_{WG2}) çizilen çizgilerin kesiştiği nokta I_{BG} (RC: Roll Center) ise aracın devrilme merkezidir. Fakat salıncak kollarının paralel olduğu durumda dönme merkezi sonsuz uzaklıkta çıkmaktadır. Bu durumda ise devrilme merkezi tekerleklerin zemine temas noktasından taşıt merkezine doğru salıncak kollarına paralel olarak çizilen çizgilerin kesiştiği noktada oluşur [1].



(a) Salıncak kollarının içte birleştiği durum



(b) Salıncak kollarının dışta birleştiği durum

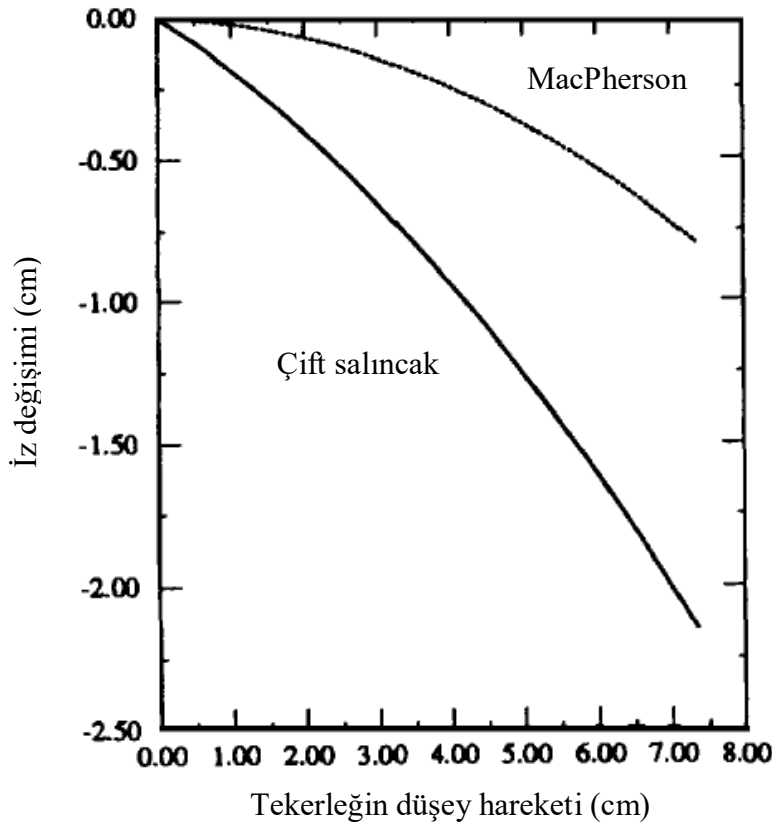


(c) Salıncak kollarının paralel olduğu durum

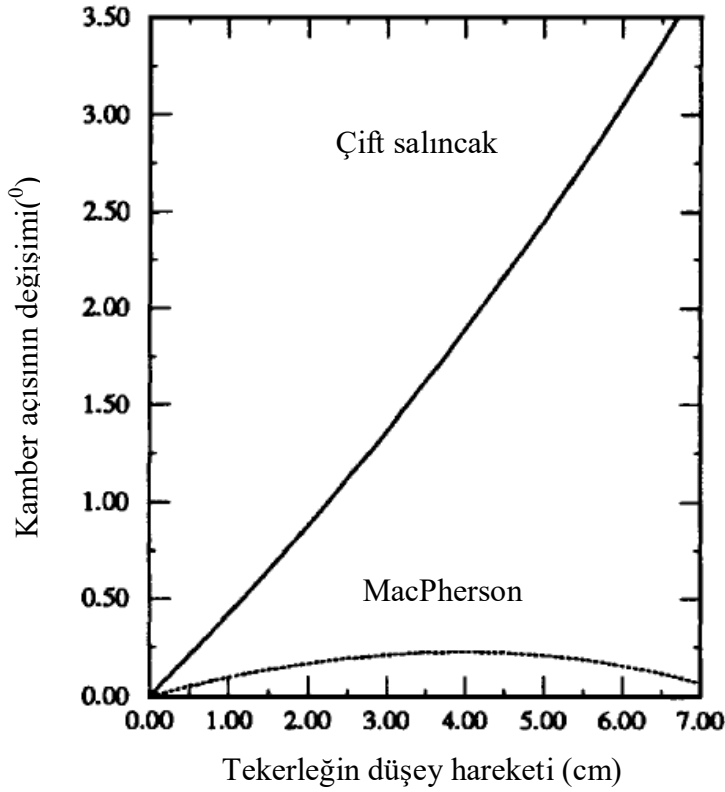
Şekil 4.8. Çift salıncaklı süspansiyon dönme ve devrilme merkezleri [1]

Şekil 4.9. ve 4.10.'da şekilleri görülen çalışmada iz genişliği, dingiller arası mesafesi, ağırlığı gibi bütün özellikleri aynı olan bir taşıt MacPherson ve çift salıncaklı süspansiyon sistemleri modellenerek karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada kullanılan modelde taşıtın sinüs eğrisi şeklinde tasarlanmış özel bir yolda hareket ettiği varsayılmıştır.

Şekil 4.9.'da tekerleğin düşey ekseninde yukarı yönlü hareketi sırasında meydana gelen iz değişimi gösterilmiştir. Şekilde tekerleğin yukarı yönlü hareketi arttıkça iz değişiminin de negatif yönde arttığı görülmektedir. Ancak MacPherson süspansiyon sistemine sahip modelin iz değişimi, çift salıncaklı süspansiyona sahip modelin ancak üçte biri kadardır.



Şekil 4.9. Tekerleğin düşey ekseninde yukarı yönlü hareketi sırasındaki iz değişimi [56]



Şekil 4.10. Tekerleğin düşey ekseninde yukarı yönlü hareketi sırasındaki kamber açısının değişimi [56]

Şekil 4.10.'da tekerleğin düşey ekseninde yukarı yönlü hareketi sırasında kamber açısında meydana gelen değişim gösterilmiştir. Şekilde tekerleğin yukarı yönlü hareketi arttıkça kamber açısında da değişim olduğu görülmektedir. Burada MacPherson süspansiyon sistemine sahip modelin kamber açısı değişimi sınırlı olurken, çift salıncaklı süspansiyona sahip modelde meydana gelen değişim sürekli artış göstermiştir. Şekilde de görüldüğü üzere MacPherson süspansiyona sahip modelin kamber açısı değişimi, çift salıncaklının yaklaşık %8'i kadardır.

Şekil 4.9. ve şekil 4.10.'da görülen iz değişimi ve kamber açısı değişimine bakarak MacPherson süspansiyonun çift salıncaklı süspansiyona göre daha iyi bir yol tutuşu ve sürüş kararlılığı performansı gösterdiğini söylemek doğru olmaz. Bu şekillerden, temel alınan modele MacPherson tip süspansiyonun daha uygun olduğu sonucuna varabiliriz. Ayrıca farklı süspansiyon modellerinin, aynı koşullar altında farklı tepkiler verdiğini söyleyebiliriz. Bu da taşıtın yapısı, tipi, kullanım amacı ve taşıttan beklenen performansa göre en uygun süspansiyonu seçmenin ve taşıtı bu doğrultuda tasarlayanın ne kadar önemli olduğunu göstermektedir. Bu durum sadece süspansiyon sistemi için değil ön düzen geometrisi ve direksiyon sistemi için de geçerlidir.

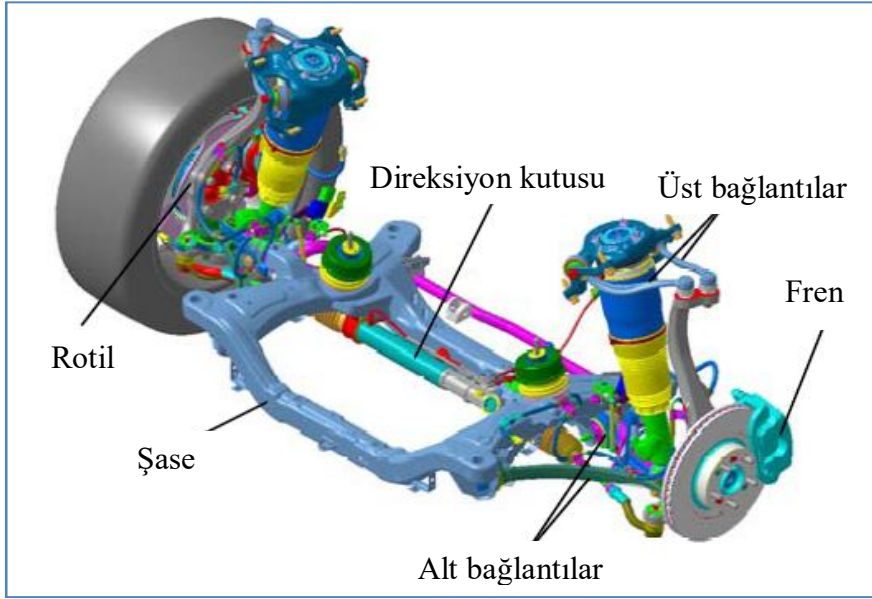
4.3. Çok Kademeli (Multi-Link) Süspansiyon

Çok kademeli süspansiyon, serbest süspansiyon sistemlerinde kullanılan, iki veya daha fazla yanal kol, bir veya daha fazla da uzunlamasına kol bulunan taşıt süspansiyon modelidir. Bu süspansiyon modelinin net olarak belirlenmiş bir tipi olmadığı için, yapısını tarif etmek biraz zordur. Teorik olarak, serbest süspansiyon sistemleri üç adet kontrol koluna sahiptir, çok kademeli modelde ise daha fazla bağlantı bulunur. Farklı tasarımlar çok farklı geometrilere ve karakterlere sahip olabilmektedir [57].

Çok kademeli süspansiyon sisteminin çift salıncaklı sistemden daha iyi bir yol tutuşu sağladığı kesin olarak söylenemez. Bununla birlikte, çok kademeli süspansiyonun hem yol tutuşu hem de kapladığı alan açısından en iyi birleşimi sunduğu görülmüştür [57].

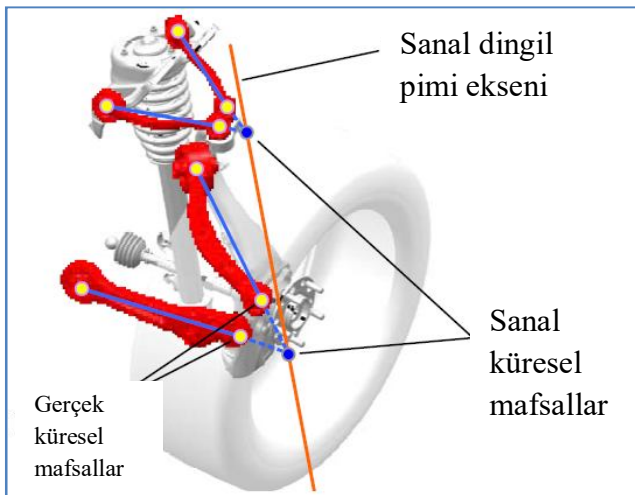
Çok kademeli süspansiyon sistemi tasarımcılara aynı taşıt üzerinde hem iyi bir sürüş konforu hem de iyi bir yol tutuşunu bir arada sunabilme fırsatını vermektedir. Bu sistem taşıtın daha esnek olmasına izin vermektedir ve böylece farklı yol şartlarında ön düzen açılarında meydana gelen değişimlere kolaylıkla uyum sağlayabilmektedir. Fakat sistemdeki bağlantı sayısının fazla olması üretim ve montaj maliyetini artırmaktadır. Bu sebeple pahalı ve karmaşık bir sistemdir ve daha çok orta üst sınıf araçlarda kullanılmaktadır. Ayrıca bağlantı yataklarındaki aşınmalara karşı hassasiyeti yüksek olan bir süspansiyon sistemidir [51].

Şekil 4.11.'de Çok kademeli ön süspansiyon modeli bulunmaktadır. Sistem iki adet üst bağlantı, iki adet alt bağlantı ve bir adet rot kolundan meydana gelmektedir. Çift salıncaklı sistem ve MacPherson sistemiyle karşılaştırıldığında tamamen değiştirilmiş bir yapıya sahiptir. Üst ve alt salıncaklar ikiye adet bağlantı olacak şekilde bölünmüştür. MacPherson ve çift salıncaklı süspansiyona göre tasarım açısından daha çok serbestliği vardır. Buna karşılık bağlantı sayılarındaki artış nedeniyle sistemin sürtünme katsayısında artış olmuştur. Bu sürtünme de sürüş ve yol tutuş kalitesini olumsuz etkileyen bir durumdur. Bu nedenle tasarım aşamasında sürtünmeyi kontrol altına alacak bir strateji düşünülmelidir [58].



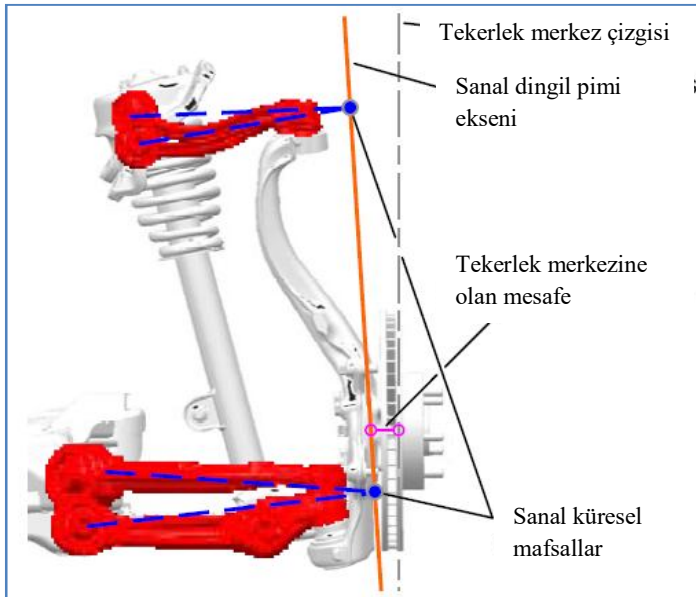
Şekil 4.11. Çok kademeli süspansiyon modeli [58]

Üst ve alt salıncaklar yerine çift bağlantılar kullanılmasının performans üzerinde bazı avantajları bulunmaktadır. Birinci avantajı sürüş kararlılığıdır. Dingil pimi eksenini çift salıncaklı sistemde üst ve alt küresel mafsallara göre hesaplanmaktadır. MacPherson'da ise alt küresel mafsal ve desteğe göre hesaplanmaktadır. Çok kademeli modelde ise şekil 4.12.'de görüldüğü gibi alt ve üst bağlantıların uzantılarının kesişiminde yer alan iki sanal küresel mafsala göre hesaplanır. Sanal dingil pimi eksenini dönüş manevrası sırasında hareket eder; çünkü sanal mafsallar da rotıl üzerinde yer alan küresel mafsallar ile birlikte hareket etmektedir. Bundan dolayı, ön süspansiyonun kaster açısı gibi yönlendirmeyeyle ilgili karakteristikleri de manevra sırasında değişim gösterir [59-60].



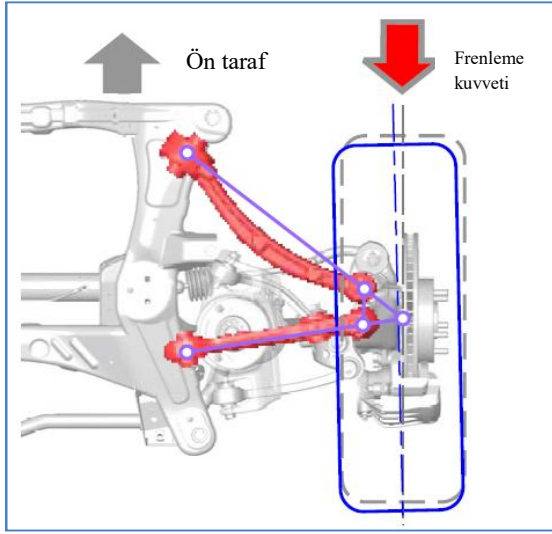
Şekil 4.12. Sanal dingil pimi eksenini [58]

Çift bağlantı kullanılmasının ikinci avantajı ise tekerleklerden gelen titreşimlerin azaltılmasıdır. Sanal dingil pimi eksenini sanal küresel mafsallar üzerinden geçtiği için fiziksel yapıdan bağımsız olarak ayarlanabilir. Şekil 4.13.'te sanal dingil pimi eksenini ve onun tekerlek merkezine olan mesafesi görülmektedir. Dingil pimi ekseninin tekerlek merkezine olan mesafesi çift mafsallı kullanılarak azaltılabilir. Çünkü dingil pimi eksenini ile tekerlek merkezi arasındaki mesafe azaltılırsa, tekerleklerdeki asimetriden ya da düzgün olmayan yollardaki sürüş sırasında meydana gelen titreşimler azaltılabilir. Tek mafsallı bulunan çift salıncaklı süspansiyonda ya da MacPherson tip süspansiyonda ise rotiller üzerinde yer alan küresel mafsalların fiziksel yapısı dingil pimi eksenini ile tekerlek merkezi arasındaki mesafenin ayarlanmasını kısıtlamaktadır [58].



Şekil 4.13. Dingil pimi eksenini ve onun tekerlek merkezine olan mesafesi [58]

Üçüncü avantajı sürüş hissiyatındaki artıştır. Geliştirilen süspansiyon sisteminde hızlanma ve frenleme sırasında meydana gelen uzunlamasına kuvvetlere göre tekerleğin hareketi, diğer süspansiyon sistemleriyle karşılaştırıldığında daha büyüktür. Çünkü alt bağlantıların yapısı Şekil 4.14.'te görüldüğü gibi dört çubuk mekanizmasına benzer yapıdadır. Bu yüzden bağlantıların konumu dış kuvvetler sebebiyle değiştirilir ve bu sürüş hissiyatını artırır çünkü darbeyi emme kapasitesi alt salıncaklı sabit olan yapılara göre daha yüksektir [58].



Şekil 4.14. Frenleme esnasındaki toe-in açısı [58]

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada araç dinamik hareketi, güvenliği ve konforu göz önünde tutulup tasarlanan ön düzen geometrisinin ve farklı süspansiyon sistemlerinin yapısal özellikleri incelenerek, ideal bir ön düzen ve süspansiyon sisteminin nasıl olması gerektiği ortaya koyulmaya çalışılmıştır.

Ön düzen geometrisi ile ilgili olarak;

1. Kamber açısı, taşıtın kontrolü ve dönüş performansı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.
2. King-pim açısının, direksiyon kolaylığı ve direksiyon sistemindeki titreşimler üzerinde etkisi bulunmaktadır.
3. Kaster açısı, taşıtın sürüş kararlılığını etkiler.
4. Toe açısında sürüş esnasında meydana gelen değişimler iyi bir yol tutuşu ve denge için minimum seviyede olmalıdır.
5. Taşıtların yönlendirme mekanizması Ackermann dönüş kriterine uygun olarak tasarlanmalıdır. Tez çalışmasında bu konuyla ilgili bir uygulama yapılmıştır. Yapılan uygulamada deveboynu ve rotların arkada yer aldığı varsayılmış ve deveboynu açısı 20^0 olarak kabul edilmiştir. Dış tekerlek dönüş açılarının 10^0 , 15^0 ve 20^0 olduğu durumlarda iç tekerlekler dönüş açılarının sırasıyla $11,080^0$, $17,523^0$ ve $24,617^0$ olduğu görülmüştür. Tekerleklerin sağa ve sola döndüğü her iki durumda da aynı değerler elde edilmiştir. Bütün taşıtlarda ve tüm ön düzen sistemlerinde yapısal olarak bu şartın sağlanması gerekmektedir.

Süspansiyon sistemleri ile ilgili olarak;

1. MacPherson tip süspansiyon modeli, sade yapısı, düşük maliyeti, montaj kolaylığı ve az yer kaplaması sebebiyle küçük ve orta sınıf (A, B ve C segment) araçlarda yaygın olarak tercih edilmektedir. Ancak, bu basit tasarım çift salıncaklı süspansiyon modeli kadar iyi bir yol tutuşu sunamamaktadır. Bunun sebebi ise, gövdedeki devrilme etkisi ve tekerlek hareketleri kamber açısında değişime neden olmaktadır. Bu da tekerleğin yol ile temasını azalttığı için yol tutuşu düşmektedir.

2. Çift salıncaklı süspansiyon modeli konforlu bir sürüş için tasarlanmıştır. Hafiflik ve istenmeyen karşılıklı tekerlek etkisinin engellenmesi konusunda oldukça başarılı bir sistemdir. Ayrıca kamber açısı kontrolünde çok üstün bir performans göstermektedir. Ancak, maliyeti yüksek ve geniş bir montaj alanına ihtiyaç duyan bir sistemdir. Bu sebeplerden dolayı, yarış araçlarında, spor arabalarda, üst sınıf (E segment ve üstü) sedan araçlarda tercih edilmekte olan bir süspansiyon modelidir.
3. Çok kademeli süspansiyon modelinin ise, performans açısından diğer ikisinin arasında olduğu söylenebilir. MacPherson tip süspansiyon modeline göre daha iyi bir yol tutuşu sağlasa da, onun kadar sade ve maliyeti düşük değildir. Ancak çift salıncaklı süspansiyon modeli kadar üstün bir performans sunduğu da söylenemez. Ancak hem iyi bir yol tutuşu hem kapladığı alan açısından düşünüldüğünde iyi bir karışım sunmaktadır. Bu sebepten dolayı orta üst sınıf sedan (D segment) araçlar için uygun bir modeldir.

Bu tez çalışmasında, araç dinamik hareketi, güvenliği ve konforu ele alınarak tasarlanan ön düzen ve süspansiyon geometrisinin yapısal özellikleri incelenmiştir. Malzeme, üretim teknolojileri ve tasarım şartlarının gelişmesine bağlı olarak, bundan sonra yapılacak olan araştırmalarda bu tez kapsamında yapılan çalışmalardan yararlanılarak yeni araştırmalar geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Heisler, H. (1989). *Advanced Vehicle Technology*. Britain: British Library Cataloguing in Publication Data, 310-315.
2. Zhang, Z., Yu, J. (2008). Design process of a double wish-bone suspension. *SAE Technical Paper Series*, 1-9.
3. Turini, J. R., Vannuci, S. N. (1997). Design characteristics of McPherson suspensions. *SAE Technical Paper Series*, 1-6.
4. Demir, A., Çavdar, A. Taşıt kullanım karakteristikleri açısından az dönerlik (understeer) ve aşırı dönerliğin (oversteer) incelenmesi. 1-10.
5. Miller, G., Reed, R., Wheeler, F. Optimum Ackermann for improved steering axle tire wear on trucks. *SAE Technical Paper 912693*.
6. S.H. Thomke (1998). Simulation, learning and R&D performance: Evidence from automotive development. *Research Policy – Elsevier*, 55-74.
7. Pir, F., Albak E.İ., Kaya N., Öztürk F, Korkmaz İ. (2014). Araç yol tutuş ve konfor özelliklerinin model tabanlı analizi ve optimizasyonu. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi OTEKON'14*, 1-12.
8. Pennati, M., Gobbi, M., Mastinu, G. (2009). A dummy for the objective ride comfort evaluation of ground vehicles. *Vehicle System Dynamic*, 343-362.
9. International Standart, ISO 2631-1 (1997). Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration.
10. Karen, İ., Kaya, N., Öztürk, F., Korkmaz, İ., Yıldızhan, M., Yurttaş, A. (2012). A design tool to evaluate the vehicle ride comfort characteristics: modeling, physical test in and analysis. *International Journal of Advanced Manufacturing Technologies*, 755-763.
11. Deo, H. V., Suh, N. P. (2004). Axiomatic design of automobile suspension and steering systems: Proposal for a novel six-bar suspension. *Society of Automotive Engineers*, 1-9.
12. Mantaras, D. A., Luque, P., Vera, C. (2004). Development and validation of three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, 603-619.
13. Hac, A. (2002). Rollever stability index including effects of suspension design. *SAE Technical Paper Series*, 1-13.
14. Özdalyan, B. (2001). Bilgisayar benzeşimi ile ön süspansiyon sisteminin kinematik analizi. *Teknoloji*, 1-8.
15. Carcaterra, A., D'Ambrogio, W. (1998). A function generating differential mechanism for an exact solution of the steering problem. *Mechanism and Machine Theory*, 535-549.

16. Zhao, J. S., Liu, X., Feng, Z. J., Dai, J. S. (2013). Design of an Ackermann type steering mechanism. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1-14.
17. Zhou, B., Li, D., Yang, F. (2009). Optimization design of steering linkage in independent suspension based on genetic algorithm. *IEEE*, 45-48.
18. Habibi, H., Shirazi, K. H., Shishesaz, M. (2008). Roll steer minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method. *Mechanism and Machine Theory*, 57-67.
19. Eskandari, A., Mirzadeh, O. (2006). Optimization of a McPherson suspension system using the design of experiments method. *SAE Technical Paper Series*, 1-8.
20. Gautam, E.N.S., Awadhiya, P. (2007). Kinematic synthesis of a modified Ackermann steering mechanism for automobiles. *SAE Technical Paper Series*, 1-4.
21. Tateishi, Y., Yoshimori, K., Koide, M., Yamada, K. (1986). The effects of the tire camber angle on vehicle controllability and stability. *SAE Technical Paper Series, International Congress and Exposition*, 1-20.
22. Norden, D.L., Cortese, A.D. (1963). Force and moment characteristics of rolling tires. *SAE Technical Paper Series*, 713.
23. Winsor, F.J. Generation of camber forces. *SAE Technical Paper Series 770332*.
24. Automotive Technology Society (1982). *Automotive Engineering Manual*.
25. Yoshimori, K. Vehicle controllability and human response characteristics. *SAE Technical Paper Series 760780*.
26. Harada, H. (1980). The relation between steering and suspension stiffness and vehicle controllability. presented at a symposium on "Recent Research in Vehicle Controllability and Stability".
27. Brewer, H.K., Rice, R.S. Tires – stability and control. *SAE Technical Paper Series 830561*.
28. Sitchin, A. Acquisition of transient tire force and moment data for dynamic vehicle handling situations. *SAE Technical Paper Series 831790*.
29. Vo, D.Q., Jazar, R.N., Fard, M. (2015). A comparison between caster and lean angle in generating variable camber. *SAE Technical Paper Series, RMIT University*, 1-7.
30. Crouse, W. H., Anlaş, İ. (1973). *Otomobil Şasisi*. Ankara.
31. Seminar Notes (1996). The mechanics of heavy-duty trucks and truck combinations. *University of Michigan Transportation Research Institute*.
32. Mitchell, W., C., Simons, R., Sutherland, T., Keena-Levin, M. (2008). Suspension geometry: Theory vs. K&C measurement. *SAE Technical Paper Series, Motorsport Engineering Conference*, 2-4.
33. Cheng, G., Wang, W., Zhao, G., Guan, Y., Wang, Z. (2011). Influence of camber angle on rolling radial tire under braking state. *Procedia Engineering, Advanced in Control Engineering and Information Science*, 1-6.

34. Metz, L.D. (2010). Force and moment characteristics of a low aspect ratio asymmetrically worn passenger car tire. *SAE International, Metz Engineering and Racing, LLC*, 1-15.
35. Ledesma, R., Shih, S. (2001). The effect of kingpin inclination angle and wheel offset on medium-duty truck handling. *SAE Technical Paper Series, International Truck and Bus Meeting and Exhibition*, 1-9.
36. Togar, M. (1974). *Motorlu Taşıtlar* (3. Baskı). İstanbul: Arpaz Matbacılık, 203-216.
37. (1976). Vehicle Dynamics terminology. *SAE J670e, a report of the Vehicle Dynamics Committee*.
38. January, D.B. (1985). Steering geometry and caster measurement. *SAE Technical Paper Series 850219, International Congress & Exposition*, 1-12.
39. Wang, D., Rui, Y. (2001). The effects of front suspension parameters on road wheel toe Dynamics. *SAE Technical Paper Series, Steering and Suspension Technology Symposium 2001, SAE 2001 World Congress*, 5-8.
40. Chicuta, W.T. (2014). Validation of a 2D mathematical applied to reach the zero bump steer. *SAE Technical Paper Series, 23rd SAE BRASIL International Congress and Display*, 1-6.
41. Halderman, J. D., Mitchell, Jr. C. D. (2004). Automotive Steering, Suspension and Alignment. *Prentice Hall, Upper Saddle River*, 152.
42. Mitchell, W. C., Staniforth, A., Scott, I. (2006). Analysis of Ackermann steering geometry. *SAE Technical Paper Series*, 1-9.
43. Anlaş, İ. (1980). *Şasi*. İstanbul: Milli Eğitim Basımevi.
44. Emekli, M.E. (2008). Hafif ticari bir araç için yarı aktif süspansiyon sistemi tasarımı. *İstanbul Teknik Üniversitesi*, 1-133.
45. Rajamani, R. (2006). *Vehicle Dynamics and Control*. Springer.
46. Isermann, R. (2005). *Mechatronic Systems Fundamentals*. Springer.
47. Fenton, J. (1998). *Handbook of Automotive Power Train and Chassis Design*. Professional Engineering Publishing, 162.
48. Smith, J.H. (2002). An introduction to modern vehicle design. *SAE International*.
49. Birch, T. (1998). *Automotive Suspension and Steering System*. (3. edition). CENGAGE Delmar Learning.
50. Crouse, W. H., Anglin, D.L. (1992). *Automotive Brakes, Suspension and Steering*. New York: Macmillan/McGrawHill, 112-133.
51. Reimpell, J., Stoll, H., Betzler, J. W. (2001). *The Automotive Chassis*. (2nd ed.). England: Oxford Butterworth Heinemann, 1-85, 266-306.
52. Milliken, W. F., Milliken, D. L. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. ABD: Society of Automotive Engineers, Inc., 632-635.

53. Demirsoy, M. (2005). *Motorlu Araçlar, Cilt 2*, (3. Baskı). İstanbul: Birsen Yayınevi, 273-329.
54. Colombo, D., Gobbi, M., Mastinu, G., Pennati, M. (2009). Analysis of unusual McPherson suspension failure. *Elsevier*, 1000-1010.
55. Webster, J. (1987). *Automotive Suspension, Steering and Brakes*. Long Beach: California State University, 41-68.
56. Beard, J.E., Waggenspack, W.N. (1993). Kinematic and dynamic comparisons of Double A-arm and MacPherson strut suspension systems. *SAE Technical Paper Series, Worldwide Passenger Car Conference and Exposition*, 1-8.
57. İnternet: Mark Wan. AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.autozine.org%2Ftechnical_school%2Ftech_index.html+&date=2015-12-17, Son Erişim Tarihi: 17.12.2015.
58. Kim, S.P., Lee, J.K., Oh, Y.H., Lee, U.K. (2009). The development of multi-link suspension for Hyundai Genesis. *SAE Technical Paper Series, Hyundai Motor Company*, 1-6.
59. Lee, U.K., Ahn, B.E. (1993). A method to analyze 'The imaginary kingpin axis' in multi-link type suspension system. *SAE Technical Paper Series, Hyundai Motor Company*, 1-18.
60. Suh, C.H. (1991). Suspension analysis within stants crew axis theory. *SAE Technical Paper Series*, 1-9.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : PUTGÜL, Yakup
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 17.11.1989, Muğla
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (537) 293 2130
 e-posta : yakup.putgul@gazi.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi/Otomotiv Mühendisliği	Devam ediyor.
Üniversite	K.T.Ü/Makine Mühendisliği	2012
Lise	İzmir Anadolu Öğretmen Lisesi	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013 - Halen	Ertaş Mühendislik	Makine Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

- Putgül, Y., Altıparmak, D. (2015). Taşıt Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Ön Düzen Geometrisine Etkileri. **Politeknik Dergisi/Journal of Polytechnic**.



GAZİ GELECEKTİR..